



UNIVERSIDADE DA CORUÑA



ESCOLA TÉCNICA SUPERIOR DE
NÁUTICA E MÁQUINAS

TRABALLO DE FIN DE GRAO

“ESTUDIO DE LOS SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN DE UN BUQUE POR ENFRIADORES DE CAJA”

GRAO EN TECNOLOXÍAS MARIÑAS
MENCIÓN ENERXÍA E PROPULSIÓN

ESCOLA TÉCNICA SUPERIOR DE NÁUTICA E MÁQUINAS

MARZO – 2021

AUTOR: JONATAN OTERO CARBALLAL

DIRECTOR: ÁLVARO BAALIÑA INSUA



UNIVERSIDADE DA CORUÑA



ESCOLA TÉCNICA SUPERIOR DE
NÁUTICA E MÁQUINAS

TRABALLO DE FIN DE GRAO

“ESTUDIO DE LOS SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN DE UN BUQUE POR ENFRIADORES DE CAJA”

GRAO EN TECNOLOXÍAS MARIÑAS
MENCIÓN ENERXÍA E PROPULSIÓN

ESCOLA TÉCNICA SUPERIOR DE NÁUTICA E MÁQUINAS

MARZO – 2021

AUTOR:

DIRECTOR

Fdo.: Jonatan Otero Carballal

Fdo.: Álvaro Baaliña Insua



Resumo

No presente traballo propónse o uso a bordo de intercambiadores de calor de caixa como sistema de arrefriamento para a auga de refrixeración do motor de propulsión dun buque. Para iso, lévanse a cabo os cálculos necesarios, así como un modelado xenérico en Solidworks, coa súa posterior simulación de fluídos.

Na primeira parte introdúcense brevemente as necesidades de refrixeración dun motor dun buque e os elementos máis importantes dun sistema de refrixeración. Faise énfase no intercambiador de caixa, analizando as súas características constructivas e de deseño, en que tipo de embarcacións estase a empregar actualmente e que vantaxes teñe en canto a mantemento.

Na segunda parte, establécense as bases teóricas da transferencia de calor necesarias, con especial interese na convección, que é de gran importancia no caso de estudo. Preténdense atopar os coeficientes de convección natural exterior e interior en intercambiadores de calor de tubos verticais en forma de “U”, así como as correlacións pertinentes. Para iso faise uso do software EES que permite obter por cálculo iterativo a lonxitude total dos tubos dun enfriador de caixa para a auga de refrixeración de alta temperatura dun motor seleccionado. Deste xeito, faise un modelo en CAD para ser analizado.

Na terceira parte preséntase o modelado 3D en Solidworks e a simulación de fluídos, coas condicións precisadas polo programa para a simulación. Tamén se estima a enerxía aforrada, e polo tanto o combustible, ao non dispor de bombas de auga salgada na sala de máquinas. Finalmente, compárase o resultado obtido neste apartado co teórico.



Resumen

En el presente trabajo se propone utilizar intercambiadores de calor de caja a bordo como sistema de enfriamiento para el agua de refrigeración del motor de propulsión de un buque. Para ello, se realizan los cálculos necesarios, así como un modelado genérico en Solidworks, con su posterior simulación de fluidos.

La primera parte presenta brevemente las necesidades de refrigeración de un motor de un buque y los elementos más importantes de un sistema de refrigeración. Se hace hincapié en el intercambiador de caja, analizando sus características constructivas y de diseño, en qué tipo de embarcaciones se utiliza actualmente y qué ventajas tiene en cuanto a mantenimiento.

En la segunda parte, se establecen las bases teóricas de la transferencia de calor necesaria, con especial interés en la convección, que es de gran importancia en el caso de estudio. Se pretenden encontrar los coeficientes de convección natural exterior e interior en intercambiadores de calor de tubo vertical en forma de U, así como las correlaciones relevantes. Para ello, se utiliza el software EES, que permite un cálculo iterativo para obtener la longitud total de los tubos de un enfriador de caja para el agua de refrigeración de alta temperatura de un motor seleccionado. De esta forma se elabora un modelo CAD para ser analizado.

La tercera parte presenta el modelado 3D en Solidworks y la simulación de fluidos, con las condiciones requeridas por el programa para la simulación. La energía ahorrada, y por tanto el combustible, también son estimados al no disponer de bombas de agua salada en la sala de máquinas. Finalmente, se compara el resultado obtenido en este apartado con el teórico.



Abstract

In the present assignment, the use on board of box coolers as a cooling system for the cooling water of the main engine of a ship is proposed. For this, the necessary calculations are carried out, as well as a generic modeling in Solidworks, with its subsequent fluid simulation.

The first part briefly presents the cooling needs of a ship's engine and the most important elements of a cooling system. Emphasis is placed on the box exchanger, analyzing its construction and design characteristics, in what type of vessels it is currently used and what advantages it has in terms of maintenance.

In the second part, the theoretical bases of heat transfer are established, with special interest in convection, which is of great importance in the case study. It is intended to find the external and internal natural convection coefficients in U-shaped vertical tube heat exchangers, as well as the relevant correlations. For this, the EES software is used, which allows an iterative calculation to obtain the total length of the tubes of a box cooler for the high temperature cooling water of a selected engine. In this way, a CAD model is elaborated to be analyzed.

The third part presents the 3D model in Solidworks and fluid simulation, with the conditions required by the program for the simulation. The energy saved, and therefore the fuel, are also estimated as there are no salt water pumps in the engine room. Finally, the result obtained in this section is compared with the theoretical one.



Índice

1	OBJETO	3
2	ALCANCE	3
3	SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN DE UN BUQUE	3
3.1	Eficiencia de un motor de combustión interna	3
3.2	Elementos en un circuito de refrigeración	5
3.3	Intercambiadores de calor en un sistema de refrigeración.....	6
3.3.1	Enfriador de carcasa y tubos	6
3.3.2	Enfriador de placas	7
3.3.3	Enfriador de caja	8
3.4	Disposición de los elementos del circuito de refrigeración.....	10
3.4.1	Sistema de refrigeración centralizado con enfriador de placas..	10
3.4.2	Sistema de refrigeración por enfriadores de caja	12
4	BASES TEÓRICAS	13
4.1	Introducción	13
4.2	Modos de la transferencia de calor	13
4.2.1	Conducción.....	14
4.2.2	Convección	14
4.2.3	Radiación térmica.....	15
4.3	Capas límite en la convección	16
4.3.1	Capa límite de velocidad.....	16
4.3.2	Capa límite térmica.....	16
4.4	Ecuaciones de las capas límite para flujo laminar.....	17
4.4.1	Ecuaciones de la capa límite de velocidades	17
4.4.2	Ecuaciones de la capa límite térmica	18
4.5	Parámetros adimensionales	19
4.6	Flujo laminar y flujo turbulento.....	22
4.7	Determinación experimental del coeficiente de convección	23
5	DESCRIPCIÓN DEL PROYECTO	25
5.1	Objetivos del proyecto	25
5.2	Consideraciones iniciales	25
5.3	Selección de materiales	25
6	CÁLCULOS DEL ENFRIADOR DE CAJA	26
6.1	Cálculos previos	26
6.2	Determinación del coeficiente de convección interior de los tubos .	28
6.3	Determinación del coeficiente de convección exterior de los tubos	29



6.4	Resultados teóricos y dimensionamiento del enfriador.....	35
7	SIMULACIÓN TÉRMICA EN SOLIDWORKS FLOW SIMULATION.....	37
7.1	Introducción a CFD en Solidworks.....	37
7.2	Análisis del enfriador de caja	39
7.2.1	Ajustes iniciales	39
7.2.2	Materiales y condiciones de contorno	41
7.2.3	Metas y mallado.....	43
8	RESULTADOS OBTENIDOS EN LA SIMULACIÓN.....	44
9	CÁLCULO DEL AHORRO EN COMBUSTIBLE	48
10	CONCLUSIONES Y LÍNEAS FUTURAS DE TRABAJO.....	51
	Bibliografía	53
	Definiciones y abreviaturas.....	55
	Índice de tablas	56
	Índice de figuras.....	57
	ANEXO A. MODELADO GEOMÉTRICO	59
	ANEXO B. FICHA TÉCNICA DEL MOTOR ROLLS-ROYCE BERGEN TIPO B32:40P	70
	ANEXO C. HOJA DE CÁLCULO EN EES	75
	ANEXO D. MEDIDAS DEL ENFRIADOR DE CAJA	82



1 OBJETO

El trabajo tiene como fin justificar el uso de un enfriador de caja para el circuito de refrigeración de alta temperatura de un motor marino con unas necesidades térmicas establecidas, así como estimar el ahorro en combustible que supondría la carencia de la bomba de agua salada correspondiente, utilizada en los sistemas de refrigeración por enfriadores de placas convencionales. A través de un diseño en CAD realizado en Solidworks, y bajo el complemento Flow Simulation, se verifica si el “*box cooler*” propuesto, dimensionado tras cálculos teóricos, es apto para su uso.

2 ALCANCE

Quedan recogidos dentro del documento el cálculo de las correlaciones para convección forzada para la parte interna de los tubos y para convección natural externa en tubos verticales. Los cálculos se realizan con la condición de buque con velocidad de cero nudos, la cual sería la más desfavorable. No se han considerado otros elementos auxiliares del buque, ni el circuito de baja temperatura.

3 SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN DE UN BUQUE

3.1 Eficiencia de un motor de combustión interna

Considerando un ciclo Diesel teórico, este difiere en gran medida del ciclo real en un motor de combustión interna utilizado para la propulsión de un buque. En la práctica, las carreras de compresión y expansión no son adiabáticas, la manera en la que se inyecta el combustible y se mezcla con el aire hace también que varíe el ciclo, así como el calor que se pierde por acción de fluidos refrigerantes.

La refrigeración es no obstante esencial para evitar un sobrecalentamiento de las distintas partes del motor ya que, en la cámara de combustión se llegan a alcanzar temperaturas del orden de 2000 °C. De esta manera se evitan deformaciones térmicas que harían que el motor quedase inservible en poco tiempo.

Las partes más expuestas a las altas temperaturas son:

- Las camisas de los cilindros, especialmente las zonas próximas al punto muerto superior.
- El pistón y sus diferentes aros.
- La culata.
- Las válvulas de escape y sus asientos.
- Tobera inyectora y partes del inyector más expuestas a la cámara de combustión.
- Cojinetes y demás piezas del turbocompresor.

Además de las pérdidas en el ciclo real respecto al ciclo teórico expuestas anteriormente, se añaden otras como fricciones o potencias consumidas por otros elementos, como el turbocompresor o las diferentes bombas de lubricación, refrigeración, etc. Estas pérdidas térmicas se aprecian en el siguiente diagrama de Sankey:

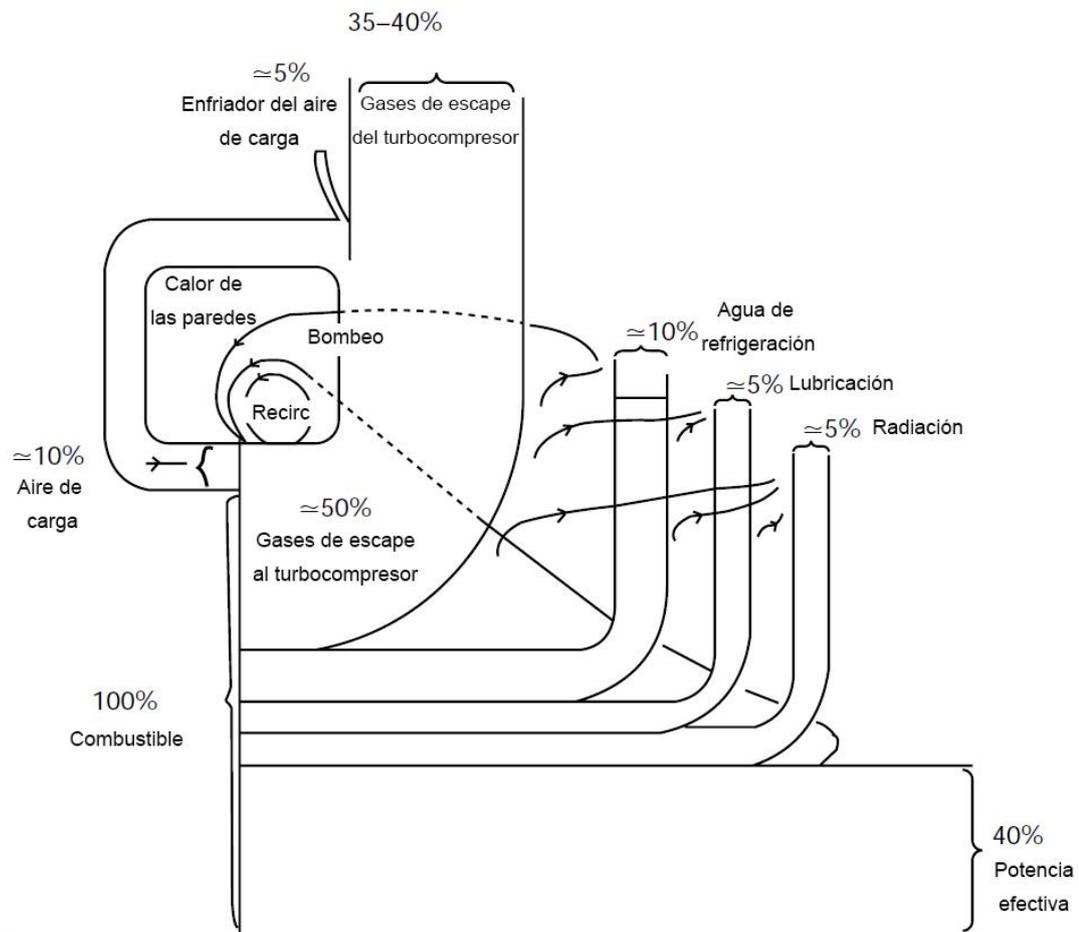


Figura 3.1 - Diagrama de Sankey típico de un MCIa con turbocompresor de un buque (Woodyard, 2009).



Del diagrama se concluye que, del calor proporcionado por el combustible, aproximadamente un 20% se desperdicia por acción de fluidos refrigerantes, véase un 10% en el agua de refrigeración, un 5% en el aceite lubricante y otro 5% en el enfriador de aire de carga. Estos datos son meramente orientativos y pueden ser superiores dependiendo del motor y las condiciones del entorno.

3.2 Elementos en un circuito de refrigeración

Para enfriar un motor de combustión interna, se puede usar agua de mar, agua dulce, refrigerantes, aceite lubricante, combustible y aire. Es obvio que un barco dispone de manera ilimitada de agua salada como foco frío donde ceder calor, pero su alto contenido en sales minerales y cloruros causan depósitos que dificultan la transferencia de calor, pueden provocar bloqueos en la línea, así como corrosión.

Por este motivo, el agua salada se utiliza en un circuito de manera indirecta, y de manera directa casi exclusivamente para enfriar el aire de carga, en algunos casos. El agua dulce enfría las distintas partes del motor, y esta a su vez ahora es enfriada por el agua de mar. Otras partes como bielas y coronas de pistones pueden ser enfriadas por el propio lubricante que pasa a través de ellas.

El uso de agua dulce de refrigeración no exime de un tratamiento y análisis constante, ya que se pueden producir fugas de gases o aceite lubricante. También se puede producir corrosión debido a un valor de pH bajo o por la presencia de oxígeno disuelto, entre otras cosas. En la mayoría de los casos, las bombas que mueven el caudal de agua de refrigeración son accionadas por el propio motor. Suelen ser centrífugas, por su diseño sencillo y por ofrecer una descarga suficiente a un determinado caudal. En la figura 3.2.1 se observa la curva característica de una bomba centrífuga, que relaciona caudal con presión en m.c.a, en función del tipo de motor al cual está acoplada.

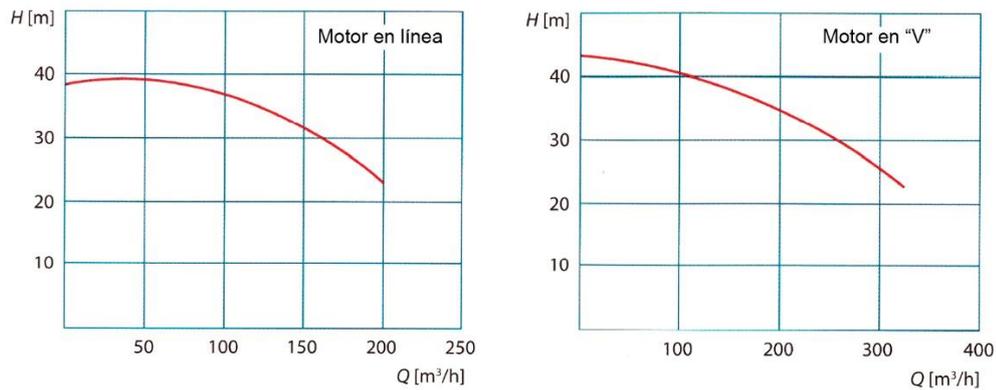


Figura 3.2 - Curvas características Q-H de una bomba centrífuga para refrigeración (Kuiken, 2017).

El equipo más importante en el sistema es el intercambiador de calor, ya que es el encargado de disipar el calor absorbido por el agua de refrigeración. Debido a la variedad de tipos existentes, serán tratados en el siguiente apartado. Otros elementos del circuito incluyen: un enfriador del aire de carga y un enfriador de aceite por medio de agua dulce de baja temperatura, válvulas termostáticas de tres vías, así como tanques de expansión. El objeto de este último equipo es almacenar agua del circuito y compensar las variaciones de volumen específico producidas por cambios de temperatura. Además, proporciona una presión estática en el lado de succión de las bombas por estar situado a mayor altura.

3.3 Intercambiadores de calor en un sistema de refrigeración

Como bien se ha descrito en el apartado anterior, el intercambiador de calor es el encargado de transferir la energía térmica entre dos fluidos a diferentes temperaturas. A bordo, se utilizan los intercambiadores cerrados, también llamados intercambiadores recuperativos. Existen varios tipos en función de su diseño, pero los más importantes se detallan a continuación, profundizando en el enfriador de caja por ser objeto de estudio.

3.3.1 Enfriador de carcasa y tubos

En un enfriador de carcasa y tubos, el agua dulce de refrigeración, es decir, el fluido caliente, circula a través de la carcasa, y el agua salada por el interior de los tubos. A través de unas placas deflectoras se dirige el flujo de agua dulce de refrigeración para maximizar el contacto y mejorar la transferencia de calor.

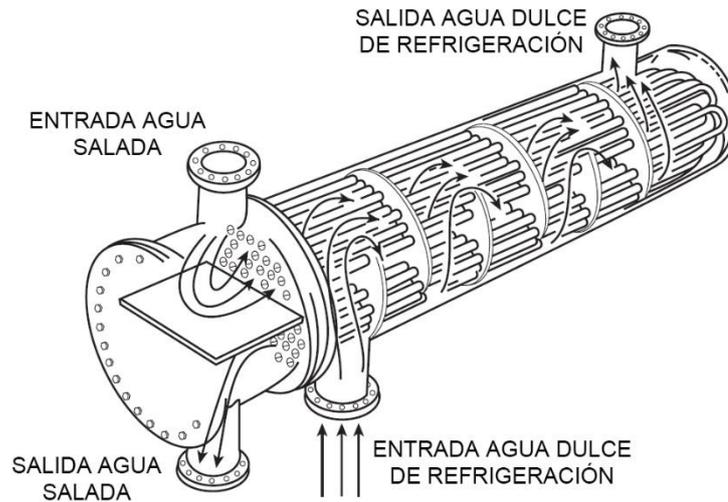


Figura 3.3 - Esquema de circulación de un enfriador de carcasa y tubos (Nellis & Klein, 2009).

La limpieza interna de los tubos se realiza de forma muy sencilla con aire comprimido o cepillos largos, desmontando la tapa que permite el acceso a los mismos. Para la limpieza de la carcasa y la parte externa de los tubos, se necesita desmontar el conjunto completo, lo que requiere de buen espacio en la sala de máquinas.

3.3.2 Enfriador de placas

Los enfriadores de placas son los más comunes a bordo, usándose además como enfriadores de aceite, entre otros. Están formados por un conjunto de finas placas corrugadas que facilitan un flujo turbulento, lo cual mejora la transferencia de calor. Dichas placas están colgadas de una barra de soporte y se mantienen prensadas entre una placa fija y otra móvil. El poder de enfriamiento de este equipo puede verse aumentado al añadir más placas, lo que requiere de mayor espacio en la sala de máquinas.

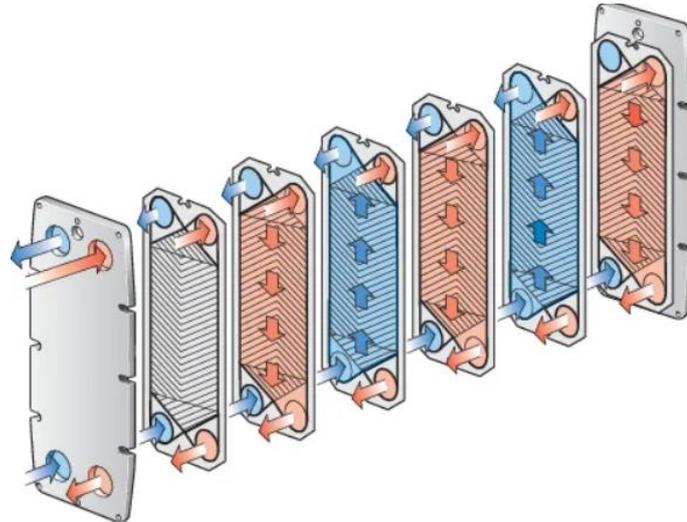


Figura 3.4 - Esquema de circulación en un enfriador de placas (Alfa Laval, 2020).

En la imagen se aprecia el sentido de cada caudal. El fluido caliente entra por la parte superior y desciende por una de las caras de las placas corrugadas. El fluido frío entra por la parte superior y va ascendiendo por la cara opuesta.

Es evidente que, para el buen funcionamiento del equipo, el mantenimiento ha de ser el correcto, para evitar infiltraciones de agua salada en la línea de refrigeración. Para ello, las juntas que separan cada una de las placas han de ser sustituidas cuando sea necesario. También es importante limpiar bien el equipo ante la acumulación de residuos del agua de mar y vigilar la corrosión.

3.3.3 Enfriador de caja

Los enfriadores de caja, denominados en inglés “*box coolers*”, están formados por tubos en “U” y están situados en una toma de mar en uno de los laterales del barco. Esto hace que los tubos estén sumergidos directamente en el agua de mar, mientras que por el interior de estos circula el agua dulce de refrigeración. De esta manera, se ahorra espacio en la sala de máquinas y se elimina la necesidad de bombas y líneas de agua salada, así como los correspondientes filtros y las operaciones de mantenimiento requeridas.

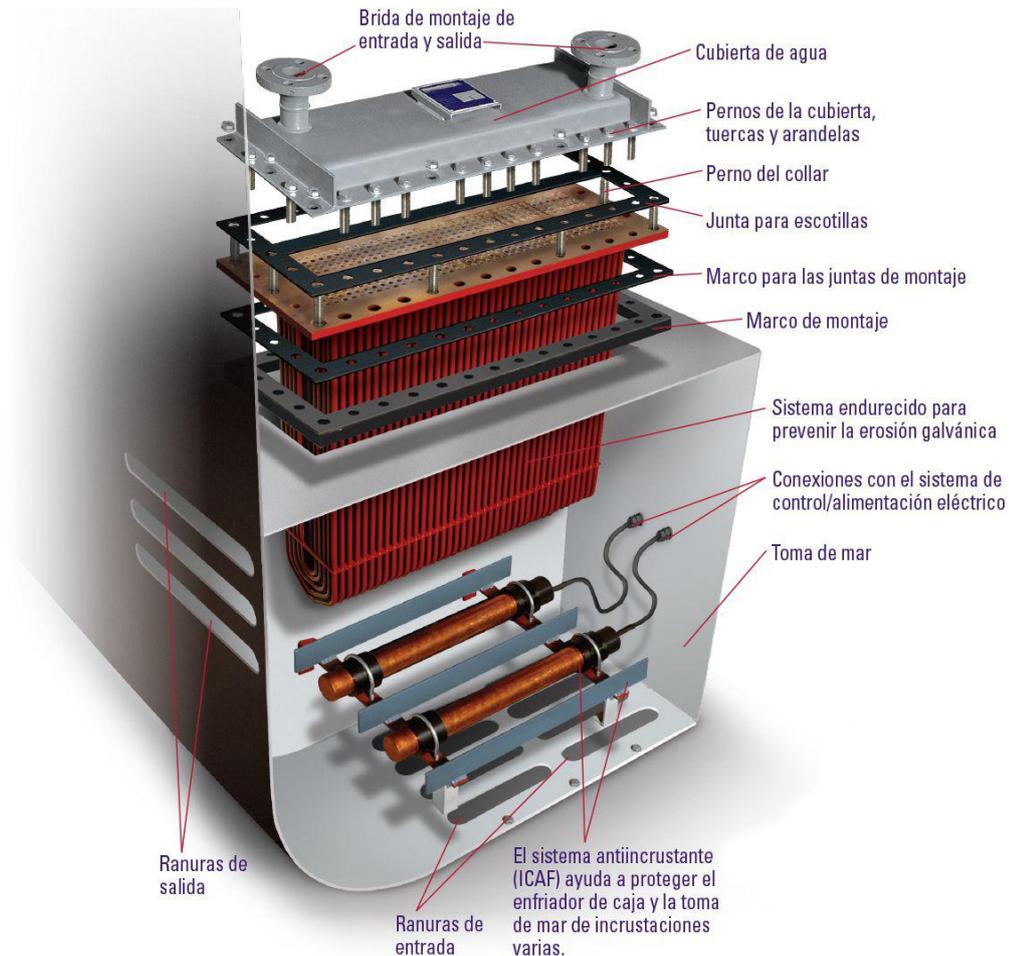


Figura 3.5 - Enfriador de caja en una toma de mar (Duramax Marine, 2017).

Los tubos se fabrican en cuproníquel 90-10, aleación que actúa como biocida y es altamente resistente a la corrosión. Otras aleaciones de características similares pueden ser utilizadas. Adicionalmente, es posible instalar un sistema de corrientes impresas bajo los tubos, que consta de dos ánodos de cobre. Al aplicar una corriente, se liberan iones de Cu^+ que se disuelven en el agua de mar y previenen de incrustaciones biológicas.

Estos enfriadores son ideales para buques de pequeño y mediano tamaño, como pueden ser: remolcadores, barcos de pesca, buques de abastecimiento, dragas, ferries, buques de carga, etc. (Kelvion, 2019)

Aún con las limitaciones en cuanto a tamaño y potencia del buque, gracias a los recientes avances tecnológicos sería posible instalarlos en aquellos con potencias de hasta 30.000 kW. Si a esto le sumamos que solamente el 3% de la



flota mundial de buques de carga posee una potencia superior a la mencionada, los enfriadores de caja serían una gran solución para reducir el tamaño del sistema de refrigeración, así como el coste de mantenimiento y de consumo de energía de las bombas de agua salada de un sistema tradicional (Aijjou, et al., 2018).

3.4 Disposición de los elementos del circuito de refrigeración

Por norma general, un sistema de enfriamiento indirecto se divide en un circuito de alta temperatura y otro de baja temperatura de agua dulce, y un circuito de agua salada. El agua de refrigeración de alta temperatura tiene una temperatura de operación entre 80 °C y 95 °C y refrigera cilindros y culatas. Por otra parte, el agua de baja temperatura oscila entre 40 °C y 50°C y se encarga del enfriamiento del aire de carga y del aceite lubricante, entre otras cosas. Ambos circuitos pueden ser plenamente independientes o, por el contrario, tener un punto en la línea donde ambos caudales confluyen.

3.4.1 Sistema de refrigeración centralizado con enfriador de placas

En el siguiente esquema se muestra el funcionamiento general de un sistema de refrigeración centralizado de un motor de cuatro tiempos semirrápido típico. En él se representa: una bomba acoplada de agua dulce de refrigeración de baja temperatura (1), una bomba acoplada de agua dulce de refrigeración de alta temperatura (2), un enfriador del aire de carga (3), un enfriador de aceite de lubricación (4), los cilindros del motor (5), una válvula termostática de tres vías de agua de baja temperatura (6), una válvula termostática de tres vías de agua de alta temperatura (7), un desaireador (8), un tanque de expansión (9), un enfriador centralizado de placas(10), dos bombas de agua salada (11), una bomba de reserva de agua dulce de baja temperatura (12), una bomba de reserva de agua dulce de alta temperatura (13), una bomba de precalentamiento (14) y el precalentador (15).

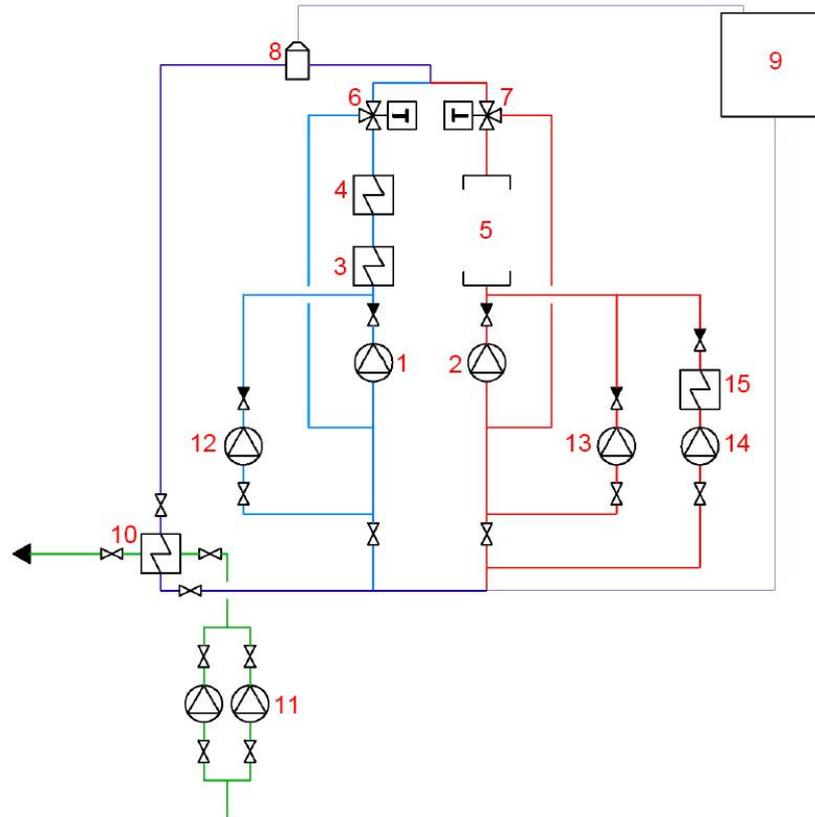


Figura 3.6 - Esquema de refrigeración centralizada de placas de un motor de cuatro tiempos semirrápido (Original del autor).

En la figura se visualizan los elementos que atañen principalmente al motor de propulsión, se han omitido elementos como un enfriador de aceite de la reductora, que puede actuar con agua de baja temperatura o agua de mar, las tomas de agua de mar, un módulo de refrigeración de toberas de inyección si lo necesitase, etc.

El agua de baja temperatura circula gracias a la impulsión que proporciona la bomba acoplada correspondiente. Para aquellos periodos en el que el motor no ha alcanzado las r.p.m necesarias se dispone de una bomba de reserva. El agua pasa por un enfriador de aire de carga y por un enfriador de aceite de lubricación. A la salida, una válvula termostática regula el paso hacia el enfriador de placas, o de retorno a la aspiración de la bomba en función de la temperatura.

Lo mismo sucede con el agua de refrigeración de alta temperatura, que también dispone de una bomba acoplada y una bomba de reserva por si el caudal



proporcionado por la primera no es suficiente. Además, hay una bomba de precalentamiento y un precalentador que mantiene la temperatura del agua dulce de alta temperatura en periodos de arranque y parada del motor, para evitar un choque térmico.

Tras refrigerar los cilindros y pasar por la correspondiente válvula termostática, el agua dulce de alta temperatura se mezcla con la de baja temperatura, pasa por un desaireador para eliminar los gases incondensables y pasa por el enfriador centralizado de placas. Posteriormente el caudal se divide nuevamente en baja y alta temperatura. Las aspiraciones de la bomba están conectadas con el tanque de expansión.

3.4.2 Sistema de refrigeración por enfriadores de caja

A continuación, se propone un modelo para un buque que utilice un sistema de refrigeración por enfriadores de caja. Posee los mismos elementos que en el caso anterior, pero ahora existen dos circuitos independientes de alta y baja temperatura, y el enfriador central de placas ha sido sustituido por un enfriador de caja de baja temperatura (1) y otro de alta temperatura (2). Además, se cuenta con un tanque de expansión de baja temperatura (3) y otro de alta (4).

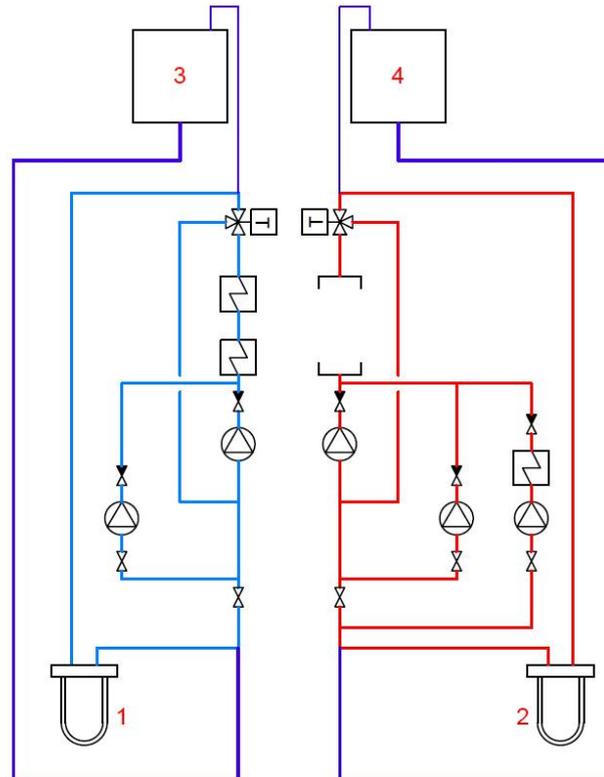


Figura 3.7 - Esquema de refrigeración por enfriadores de caja (Original del autor)

4 BASES TEÓRICAS

4.1 Introducción

Antes de proceder con los cálculos de los enfriadores de caja, es necesario establecer las bases teóricas de la transferencia de calor que permitan comprender las consideraciones que se tendrán en cuenta posteriormente. Se ahonda especialmente en la convección en los siguientes apartados, por su relevancia en el estudio del intercambiador de calor. Además, se explica la obtención empírica del coeficiente de convección de forma general, ya que posteriormente se referenciarán correlaciones basadas en métodos experimentales.

4.2 Modos de la transferencia de calor

El calor es una energía térmica en tránsito debido a una diferencia de temperaturas en un medio sólido, líquido o gaseoso. Según la manera en la que ocurre esta transferencia, se definen los tres modos de transferencia de calor: conducción, convección y radiación.

4.2.1 Conducción

La transferencia de calor por conducción es un proceso que implica un flujo de calor desde una zona a cierta temperatura, a otra a menor temperatura en un medio, o entre dos o más medios en contacto directo.

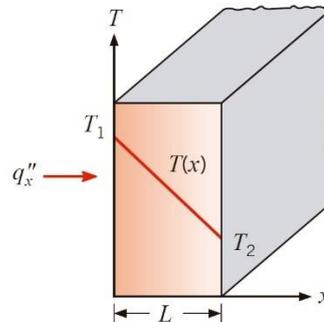


Figura 4.1 - Transferencia de calor por conducción en una dimensión (P. Incropera, et al., 2011).

Considerando el elemento unidimensional de la figura, en régimen estacionario, con unas temperaturas tales que $T_1 > T_2$ y una distribución $T(x)$ a lo largo de la longitud L , se tiene la ley de Fourier:

$$q''_x = -k \frac{dT}{dx} \quad (4.2.1.1)$$

El término k es la conductividad térmica, cuyas unidades son $W/m \cdot K$, y es una característica del material. El elemento diferencial representa la variación de temperaturas a lo largo de la longitud. El flujo de calor q''_x (W/m^2) es la transferencia de calor en la dirección del eje x , por unidad de área perpendicular a la dirección de transferencia.

4.2.2 Convección

La transferencia de calor por convección tiene lugar a través de dos mecanismos. A la energía térmica transferida a través de la difusión molecular (conducción) hay que sumarle la transferencia de calor a través de un movimiento macroscópico del fluido. Tiene lugar principalmente entre líquidos o entre gases, pero también entre un fluido y una superficie. Se define la Ley de enfriamiento de Newton como:



$$q'' = h(T_s - T_\infty)$$

(4.2.2.1)

Donde h es el coeficiente de convección ($W/m^2 \cdot K$), T_s es la temperatura del medio sólido y T_∞ es la temperatura del entorno convectivo (gas o líquido). El coeficiente de convección depende de las condiciones de la capa límite, fundamento que será descrito a continuación.

4.2.3 Radiación térmica

La radiación térmica es una forma de energía emitida por un cuerpo sólido, líquido o gas, a una temperatura superior al cero absoluto. Puede transmitirse por un medio o a través del vacío, en forma de ondas electromagnéticas.

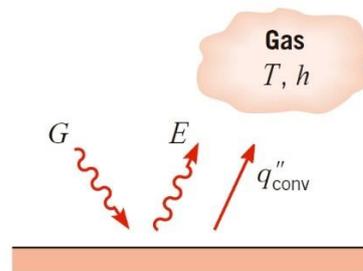


Figura 4.2 - Transferencia de calor por radiación en una superficie plana (P. Incropera, et al., 2011).

En la figura, la radiación emitida está originada por la energía térmica de la superficie. El poder emisor E es el ritmo de transferencia de energía por unidad de área (W/m^2). El límite lo marca la Ley de Stefan-Boltzmann para un cuerpo negro:

$$E_b = \sigma T_s^4 \quad (4.2.3.1)$$

Dicha expresión es la emisividad de cuerpo negro, donde σ es la constante de Stefan-Boltzmann y T_s la temperatura de la superficie. Para una superficie real (gris), se añade el término de emisividad ε , que depende de las propiedades de la superficie y tiene valores de 0 a 1:

$$E = \varepsilon \sigma T_s^4 \quad (4.2.3.2)$$

La radiación incidente en la superficie se denomina irradiación G . La fracción absorbida dependerá de la absorptividad α de la superficie, que oscila entre 0 y 1:

$$G_{abs} = \alpha G \quad (4.2.3.3)$$

4.3 Capas límite en la convección

4.3.1 Capa límite de velocidad

Considerando un flujo sobre una superficie plana, las partículas sobre dicha superficie sufren una reducción en su velocidad por fricción, de tal forma que se considera una velocidad nula en las proximidades de la pared, lo cual se denomina condición de no deslizamiento. Las partículas del fluido de la zona inferior provocan una deceleración en la capa inmediatamente superior, y así sucesivamente hasta que el efecto es insignificante a una distancia y .

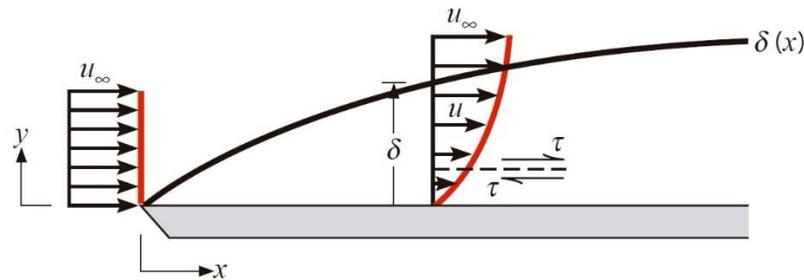


Figura 4.3 - Capa límite de velocidad en una superficie plana (P. Incropera, et al., 2011).

Así, se establece un perfil de velocidades de la capa límite que representa la variación de la velocidad u con la altura y . El grosor de la capa límite δ establece el valor de y para el cual la velocidad es:

$$u = 0,99u_{\infty} \quad (4.3.1.1)$$

Donde u_{∞} es el valor de la velocidad de la corriente libre de entrada.

4.3.2 Capa límite térmica

Considerando la misma superficie plana que en el apartado anterior, la cual se mantiene a una temperatura constante T_s , y que recibe un flujo a una temperatura uniforme T_{∞} e inferior a T_s , las partículas de la capa inferior alcanzarán

el equilibrio térmico con la pared, de forma que la temperatura disminuirá con el aumento de la altura y .

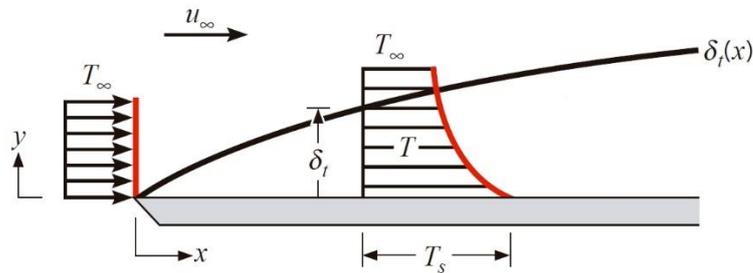


Figura 4.4 - Capa límite térmica en una superficie plana (P. Incropera, et al., 2011).

La región en la cual existe el perfil de temperaturas se denomina capa límite térmica, cuyo grosor δ_t indica el valor de y tal que:

$$[(T_s - T)/(T_s - T_\infty)] = 0,99 \quad (4.3.2.1)$$

4.4 Ecuaciones de las capas límite para flujo laminar

Como se ha descrito en el apartado 4.2.2, el coeficiente de convección depende de las condiciones de la capa límite. Para el estudio de dicha capa es necesario estipular unas condiciones de contorno, a saber: velocidad nula en las proximidades de la superficie, perfil de velocidad y perfil de temperatura constantes en el flujo a la entrada y temperatura conocida en la superficie.

4.4.1 Ecuaciones de la capa límite de velocidades

A las condiciones de contorno anteriormente descritas, hay que sumar las siguientes hipótesis:

- El flujo es estacionario e incompresible.
- La velocidad en la dirección del eje y es despreciable frente a la velocidad en el eje x .
- El gradiente de presiones a lo largo de la dirección x es prácticamente igual al gradiente de presiones del flujo a la entrada.



Dado un volumen de control en el fluido, la ecuación de continuidad, o de conservación de la materia, establece que:

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} = 0 \quad (4.4.1.1)$$

De la Segunda Ley de Newton se tiene, para ambas direcciones x e y :

$$\rho \left(u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} \right) = -\frac{\partial p}{\partial x} + \mu \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \right) + X \quad (4.4.1.2)$$

$$\rho \left(u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} \right) = -\frac{\partial p}{\partial y} + \mu \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} \right) + Y \quad (4.4.1.3)$$

Donde p es la presión, μ la viscosidad del fluido y X e Y la suma de las fuerzas que contribuyen a las fuerzas totales del fluido en cada componente por unidad de volumen del fluido. Si despreciamos estas fuerzas (gravitacionales, magnéticas, etc.), y a eso le añadimos las hipótesis establecidas, resulta:

$$u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} = -\frac{1}{\rho} \frac{dp_\infty}{dx} + \nu \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \quad (4.4.1.4)$$

4.4.2 Ecuaciones de la capa límite térmica

Dado el mismo volumen de control en el fluido que en el apartado anterior, la ecuación de conservación de la energía dicta que:

$$\rho c_p \left(u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} \right) = k \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \right) + \mu \Phi + \dot{q} \quad (4.4.2.1)$$

Siendo T la temperatura, c_p el calor específico del fluido a presión constante, k el coeficiente de conductividad térmico, \dot{q} la generación de energía térmica en términos de volumen y $\mu \Phi$ la disipación viscosa, definida como:



$$\mu\Phi = \mu \left\{ \left(\frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right)^2 + 2 \left[\left(\frac{\partial u}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial v}{\partial y} \right)^2 \right] \right\} \quad (4.4.2.2)$$

Si a las consideraciones del apartado 4.4.1 se añade que la variación de temperatura en la dirección normal a la superficie es mucho mayor que en la dirección a lo largo de la misma, resulta:

$$u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} = \alpha \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\nu}{c_p} \left(\frac{\partial u}{\partial y} \right)^2 \quad (4.4.2.3)$$

4.5 Parámetros adimensionales

Las ecuaciones de las capas límite pueden ser normalizadas al definir las siguientes variables adimensionales:

- Coordenadas adimensionales.

$$x^* = \frac{x}{L} \quad (4.5.1)$$

$$y^* = \frac{y}{L} \quad (4.5.2)$$

Siendo L la longitud característica de la superficie.

- Velocidades adimensionales.

$$u^* = \frac{u}{V} \quad (4.5.3)$$

$$v^* = \frac{v}{V} \quad (4.5.4)$$

Siendo V la velocidad del entorno convectivo sobre la superficie.



- Temperaturas adimensionales.

$$T^* = \frac{T - T_s}{T_\infty - T_s} \quad (4.5.5)$$

Si en las ecuaciones anteriores se desprecia la variación de presión a lo largo de x , así como el término $\left(\frac{\partial u}{\partial y}\right)^2$:

$$u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} = \nu \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \quad (4.5.6)$$

$$u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} = \alpha \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \quad (4.5.7)$$

Se aprecia una similitud en el comportamiento de ambas capas límite, que depende de la siguiente relación, a la que se denomina número de Prandtl:

$$Pr = \frac{\nu}{\alpha} \quad (4.5.8)$$

Este número adimensional relaciona la viscosidad con la difusión térmica, siendo una propiedad del fluido. Al sustituir los valores adimensionales establecidos en la ecuación de cantidad de movimiento se obtiene el número de Reynolds:

$$Re_L = \frac{VL}{\nu} \quad (4.5.9)$$

Este parámetro relaciona las fuerzas inerciales con las viscosas presentes en el fluido. Al realizar el mismo procedimiento en la ecuación de la energía, se define el número de Eckert:

$$Ec = \frac{V^2}{c_p(T_s - T_\infty)} \quad (4.5.10)$$



Este, relaciona la energía cinética de un fluido y la variación de entalpía en la capa límite térmica. No obstante, es un número relevante solamente en altas velocidades.

Regresando a la ley de enfriamiento de Newton establecida en el apartado 4.2.2, el flujo de calor transmitido al fluido se realiza por convección en la dirección del eje y , por tanto:

$$q = -k_f \cdot \left. \frac{\partial T}{\partial y} \right]_{y=0} \quad (4.5.11)$$

Al despejar h , y sustituyendo, se tiene:

$$h = - \frac{k_f \cdot \left. \frac{\partial T}{\partial y} \right]_{y=0}}{(T_s - T_\infty)} \quad (4.5.12)$$

Al sustituir por las variables adimensionales de coordenadas y^* y de temperatura T^* , queda:

$$h = - \frac{k_f (T_\infty - T_s) \left. \frac{\partial T^*}{\partial y^*} \right]_{y=0}}{L (T_s - T_\infty)} \quad (4.5.13)$$

Es decir:

$$h = \frac{k_f \left. \frac{\partial T^*}{\partial y^*} \right]_{y=0}}{L} \quad (4.5.14)$$

$$\frac{hL}{k_f} = \left. \frac{\partial T^*}{\partial y^*} \right]_{y=0} \quad (4.5.15)$$

El primer miembro de la expresión representa el número de Nusselt, que relaciona la transferencia de calor por convección en una superficie comparada con la transferencia de calor si ocurriese solamente por conducción.



4.6 Flujo laminar y flujo turbulento.

Ahora que el concepto de número de Reynolds ha sido introducido, es posible relacionar dicho parámetro adimensional con el tipo de flujo en la capa límite. Un flujo laminar es un flujo ordenado, característico de fluidos con viscosidades altas moviéndose a velocidades bajas. Un flujo turbulento es todo lo contrario: las partículas no están ordenadas por capas y el movimiento del fluido es caótico.

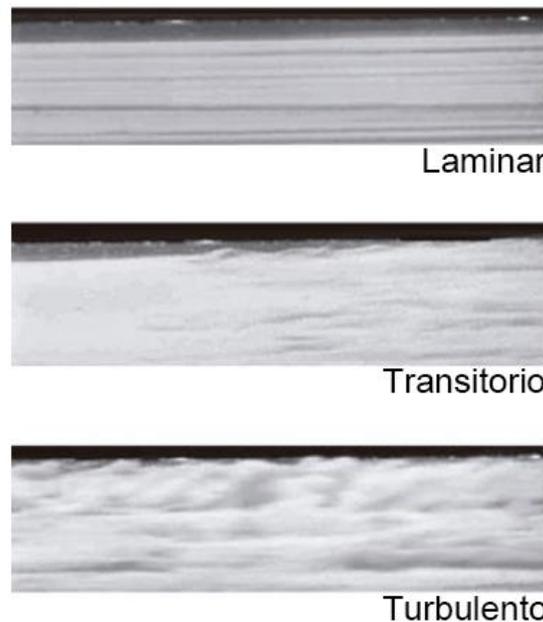


Figura 4.5 - Tipos de flujo en la capa límite sobre una placa plana (Çengel, et al., 2017).

A medida que la capa límite de velocidad de un flujo laminar sobre una placa plana se hace más ancha, llega a una zona de transición hasta que finalmente el flujo se vuelve turbulento. El paso de una región a otra depende del número de Reynolds, y a dicha cantidad se le denomina número de Reynolds crítico. Dado que esta magnitud relaciona las fuerzas inerciales con las viscosas presentes en el fluido, al poseer un valor bajo, las fuerzas inerciales son insignificantes respecto a las viscosas, existen por tanto pocas perturbaciones y el flujo es laminar. Una buena aproximación a partir de la cual el flujo se vuelve turbulento, para placas planas y, en general, para flujos externos, es:

$$Re_{L,c} = 5 \cdot 10^5 \quad (4.6.1)$$

Para flujos en tuberías, el valor de Reynolds crítico es:

$$Re_{D,c} = 2300 \quad (4.6.2)$$

Nótese que en este caso la medida significativa es el diámetro. Para secciones distintas de las circulares, es necesario utilizar el diámetro hidráulico.

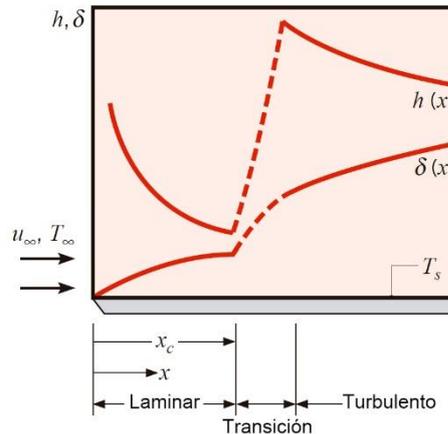


Figura 4.6 - Variación de la capa límite de velocidad y del coeficiente de transferencia de calor en una placa plana en flujo laminar y turbulento (P. Incropera, et al., 2011).

En la figura se observa la variación del espesor de la capa límite de velocidades $\delta(x)$ en función del flujo. Se aprecia que, en la zona de transición, este espesor aumenta considerablemente, al igual que el coeficiente de transferencia de calor $h(x)$. Por lo tanto, un régimen turbulento favorece la transmisión de calor.

4.7 Determinación experimental del coeficiente de convección

En ocasiones, la geometría de la superficie es compleja, y es necesario realizar experimentos que permitan obtener una correlación con un error aceptable para la obtención del coeficiente de convección. Si se considera una resistencia eléctrica que mantiene una superficie de longitud L y área A_s a una temperatura T_s constante y superior a la temperatura del fluido T_∞ y velocidad u_∞ , transferirá una cantidad de calor por convección igual a la potencia eléctrica.

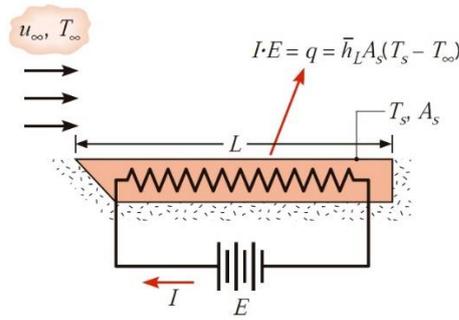


Figura 4.7 - Resistencia eléctrica para el cálculo del coeficiente de convección de manera experimental (P. Incropera, et al., 2011).

De esta manera se puede determinar el coeficiente de convección medio según:

$$I \cdot E = \bar{h}_L A_s (T_s - T_\infty) \quad (4.7.1)$$

El experimento puede ser repetido en otras condiciones, variando el fluido, la velocidad, etc. Por tanto, se obtendrían diferentes coeficientes de convección y, por lo tanto, diferentes números de Nusselt, y ser recogidos en un gráfico de escala logarítmica.

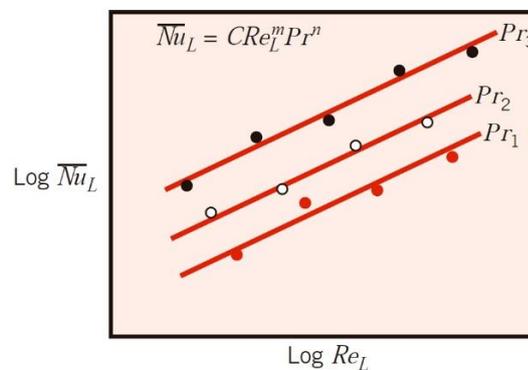


Figura 4.7.2 - Número de Nusselt en función de los números de Reynolds y Prandtl. (P. Incropera, et al., 2011)

En la figura se observa la variación del número de Nusselt promedio en función del número de Reynolds y del número de Prandtl, es decir, en función del fluido empleado en este último caso. La expresión algebraica correspondiente sería de la forma:

$$\bar{Nu}_L = C Re_L^m Pr^n \quad (4.7.2)$$



Donde los parámetros C , m y n varían según la geometría de la superficie y el tipo de fluido. Para el caso de este trabajo, se especificarán más adelante las correlaciones utilizadas.

5 DESCRIPCIÓN DEL PROYECTO

5.1 Objetivos del proyecto

En el presente trabajo se pretende dimensionar un intercambiador de calor del tipo “box cooler”, también conocido como intercambiador de caja, que cumpla con los requisitos de refrigeración de un motor de propulsión de un buque para el circuito de alta temperatura.

5.2 Consideraciones iniciales

El motor seleccionado es un Rolls-Royce Bergen tipo B32:40P (con permiso de la empresa). Las principales características se recogen en las tablas del Anexo B. Para el cálculo de los enfriadores no se tienen en cuenta las cargas térmicas de otros equipos como unidades de aire acondicionado, equipos frigoríficos, generadores de agua dulce, etc.

5.3 Selección de materiales

Para el circuito de refrigeración se utilizan tuberías de acero. El fabricante recomienda que la velocidad en el circuito no sea mayor a 4 m/s para prevenir pérdidas de presión y erosión. Tampoco debería ser inferior a 1 m/s para evitar la formación de depósitos en las líneas (Bergen Engines, 2016).

Con estas consideraciones, la mejor medida es una tubería de 100 mm de diámetro nominal. Según la normativa ASME B36.10M, para tuberías de acero al carbono, le correspondería un diámetro exterior de $114,3 \text{ mm}$.



Diámetro nominal (mm)	Velocidad (m/s)	
	Flujo volumétrico (m ³ /h)	
	Agua dulce de refrigeración Acero dulce	
	Aspiración	Descarga
32	1,5	1,5
	4,3	4,3
40	1,7	1,7
	7,7	7,7
50	1,9	1,9
	13,4	13,4
65	2,1	2,1
	25,1	25,1
80	2,2	2,2
	39,8	39,8
100	2,3	2,3
	65	65
125	2,4	2,4
	106	110,4
150	2,5	2,6
	159	165,4
200	2,6	2,7
	294,1	305,4

Tabla 5.1. Diámetros para tuberías de agua dulce según velocidad y flujo volumétrico (Kuiken, 2017).

En cuanto al enfriador de caja, las tapas superior e inferior están fabricadas en acero dulce. Para los tubos se ha seleccionado una aleación cuproníquel 90-10 UNS C70600, que actúa ya como biocida, con un diámetro exterior de 12 mm y 10 mm de diámetro interior.

6 CÁLCULOS DEL ENFRIADOR DE CAJA

6.1 Cálculos previos

El primer paso consiste en determinar la variación de temperatura del agua de refrigeración de alta temperatura. Partiendo de la expresión:

$$\dot{Q} = \dot{m}_{ref,HT} \cdot c_{p,ref,HT} \cdot \Delta T \quad (6.1.1)$$



Donde:

- \dot{Q} es el calor intercambiado, en kW .
- $\dot{m}_{ref,HT}$ es el flujo másico, en kg/s .
- $c_{p,ref,HT}$ es el calor específico del agua de refrigeración de alta temperatura, en $kJ/kg\ ^\circ C$.
- ΔT es la diferencia de temperaturas entre la entrada y la salida, en $^\circ C$.

Se considera que el caudal del circuito de alta temperatura es el caudal máximo de la bomba de dicho circuito, según la tabla B.7. El calor a disipar es el establecido en la tabla B.10, incluyendo el calor de la refrigeración de camisas, así como el del enfriador de aire de carga. Siendo el calor $3270\ MJ/h$, resultan $908,3\ kW$. Para el flujo másico de $54\ \frac{m^3}{h}$, serían $14,43\ kg/s$. Asignando un valor de entrada de agua caliente al intercambiador de $95\ ^\circ C$, se utiliza el software EES y se obtiene una diferencia de temperaturas de $14,95\ ^\circ C$. Por tanto:

$$\begin{cases} T_{ce} = 95\ ^\circ C \\ T_{cs} = 80,05\ ^\circ C \end{cases} \quad (6.1.2)$$

Las velocidades medias en la tubería de entrada al enfriador de caja y en los tubos del haz pueden ser calculadas según la siguiente expresión:

$$u_m = \frac{4 \cdot \dot{V}}{\pi \cdot D^2} \quad (6.1.3)$$

Con las medidas establecidas en el apartado 5.3 se obtiene una velocidad media en la tubería que coincide con las recomendaciones del fabricante del motor (Bergen Engines, 2016):

$$u_{tubería} = 1,91\ \frac{m}{s} \quad (6.1.4)$$

Para el intercambiador, es necesario estimar un número de tubos a la entrada que permitan una velocidad adecuada. Se asignan 100 tubos, de forma



que el caudal sea repartido entre ellos, obteniendo una velocidad media, según la ecuación (6.1.3):

$$u_{tubo} = 1,91 \frac{m}{s} \quad (6.1.5)$$

6.2 Determinación del coeficiente de convección interior de los tubos

Para escoger una correlación para el cálculo del coeficiente de convección interior es necesario clasificar el tipo de flujo:

$$Re_{D_i} = \frac{\rho \cdot u_{tubo} \cdot D_i}{\mu} \quad (6.2.1)$$

Con los tubos seleccionados, se obtiene del EES:

$$Re_{D_i} = 61768 \quad (6.2.2)$$

Como este valor es mayor que 2300, el flujo es turbulento. Mediante datos tabulados, se obtiene el número de Prandtl a la presión de 3 bar y la temperatura de 95 °C.

$$Pr = 1,888 \quad (6.2.3)$$

Como dicho valor se encuentra entre $0.5 \leq Pr \leq 2000$ y, además, como el número de Reynolds se halla entre $3000 \leq Re_{D_h} \leq 5 \cdot 10^6$ es posible utilizar la correlación de Gnielinski (1976) para obtener el número de Nusselt (Nellis & Klein, 2009):

$$\overline{Nu}_{D_i} = \frac{\left(\frac{f}{8}\right) (Re_{D_i} - 1000) Pr}{1 + 12.7 \left(\frac{f}{8}\right)^{\frac{1}{2}} (Pr^{\frac{2}{3}} - 1)} \quad (6.2.4)$$

Donde f es el factor de fricción. La correlación más adecuada es la de Zigrang y Sylvester (1982) (Nellis & Klein, 2009).



$$f = \left\{ -2 \cdot \log_{10} \left[\frac{2e}{7,54D_i} - \frac{5,02}{Re_{D_i}} \log_{10} \left(\frac{2e}{7,54D_i} + \frac{13}{Re_{D_i}} \right) \right] \right\}^{-2} \quad (6.2.5)$$

Siendo e la rugosidad de los tubos en milímetros, que en el caso del cobre oscila entre 0,0015 y 0,01. Se toma un valor intermedio de 0,0065 mm . Resolviendo se tiene:

$$f = 0,02501 \quad (6.2.6)$$

$$\overline{Nu}_{D_i} = 260,9 \quad (6.2.7)$$

Finalmente, es posible determinar el coeficiente de convección interior medio de la definición de número de Nusselt:

$$\overline{Nu}_{D_i} = \frac{\bar{h}_i \cdot D_i}{k} \quad (6.2.8)$$

Donde k es el coeficiente de conductividad térmica del agua dulce de refrigeración de alta temperatura, que tiene un valor de 0,6634 $W/m^{\circ}C$. Despejando, se tiene:

$$h_i = 17306 \frac{W}{m^2 \cdot ^{\circ}C} \quad (6.2.9)$$

6.3 Determinación del coeficiente de convección exterior de los tubos

Para conocer el coeficiente de convección exterior, es necesario realizar varias suposiciones. En primer lugar, se estima que la temperatura de entrada del agua de mar es de 30 $^{\circ}C$, a una presión ligeramente superior a la atmosférica, del orden de 1,2 bar , dada la posición aproximada del “*box cooler*”. En segundo lugar, se asume que la temperatura media del agua de mar es:

$$\bar{T}_{mar} = \frac{T_{f_e} + T_{f_s}}{2} \quad (6.3.1)$$



Las propiedades de agua de mar son obtenidas a la temperatura media. Para obtener los diferentes números adimensionales se usará como medida significativa el diámetro caliente equivalente (El-Genk, et al., 1993).

Para el correcto uso de la correlación de El-Genk es necesario tener una relación entre la distancia entre centros de los tubos y el diámetro del tubo de 1.25, 1.38 o bien 1.5. Seleccionando una relación de 1.5, se obtiene:

$$1,25 = \frac{P}{12 \text{ mm}} \quad (6.3.2)$$

$$P = 15 \text{ mm} \quad (6.3.3)$$

Donde P es la distancia entre los centros de tubos. La temperatura de salida de agua de mar se mantiene como una variable sin definir, para ser obtenida en EES por cálculo iterativo. Para ello se utiliza la expresión del balance de energía:

$$\dot{Q} = \bar{h}_e \cdot A_e \cdot (T_p - \bar{T}_{mar}) \quad (6.3.4)$$

Junto a la ecuación del balance de energía para la superficie interna

$$\dot{Q} = \bar{h}_i \cdot A_i \cdot (\bar{T}_c - T_p) \quad (6.3.5)$$

Siendo T_p la temperatura de pared del tubo y \bar{T}_c la temperatura media del agua de refrigeración de alta temperatura:

$$\bar{T}_c = \frac{T_{ce} + T_{cs}}{2} \quad (6.3.6)$$

La transferencia de calor total entre ambos fluidos se determina a través de la diferencia de temperatura media logarítmica (LMTD, del inglés Logarithmic mean temperature difference). Es el método más adecuado para dimensionar el intercambiador cuando se conocen las temperaturas de entrada, de salida y los



flujos máxicos de los fluidos. Aunque a priori no todas las temperaturas son conocidas, el cálculo iterativo permite utilizar la DTML igualmente.

$$\dot{Q} = U \cdot A \cdot \Delta T_{lm} \quad (6.3.7)$$

Siendo:

- U el coeficiente global de transferencia de calor, cuyas unidades son $\frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}$.
- A es el área de intercambio, en m^2 .
- ΔT_{lm} es la diferencia media logarítmica de temperaturas, en $^\circ C$.

Tanto el coeficiente global como el área pueden estar referidos a la superficie exterior o a la interior. Por lo tanto, considerando la parte externa de los tubos, la expresión (6.3.7) quedaría:

$$\dot{Q} = U_e \cdot A_e \cdot \Delta T_{lm} \quad (6.3.8)$$

A su vez, el producto entre el coeficiente global y el área exterior es igual al inverso de la resistencia térmica total:

$$U_e \cdot A_e = \frac{1}{R_t} \quad (6.3.9)$$

El calor se transmite por convección del fluido caliente a las paredes del tubo, por conducción a través de este, y al fluido frío a través de convección. El coeficiente global de transferencia de calor, referido a la superficie exterior e incluyendo las resistencias por incrustaciones, es:

$$U_e = \frac{1}{\frac{r_e}{r_i} \frac{1}{h_i} + \frac{r_e}{r_i} R_{fi} + \frac{r_e}{k} \ln \left(\frac{r_e}{r_i} \right) + R_{fe} + \frac{1}{h_e}} \quad (6.3.10)$$

Los valores típicos de resistencias por incrustaciones se recogen en la siguiente tabla por la Asociación de Fabricantes de Intercambiadores Tubulares (TEMA, del inglés Tubular Exchanger Manufacturers Association).



Temperatura del medio de calentamiento	Hasta 120 °C		120 – 200 °C	
Temperatura del agua	Hasta 50 °C		Mayor de 50 °C	
	Velocidad		Velocidad	
Tipo de agua	≤ 1 m/s	> 1 m/s	≤ 1 m/s	> 1 m/s
Agua de mar	0,00009	0,00009	0,00018	0,00018
Agua salobre	0,00035	0,00018	0,00053	0,00035
Torres de enfriamiento y tanques de aspersión artificial:				
Agua de relleno tratada	0,00018	0,00018	0,00035	0,00035
Sin tratar	0,00053	0,00053	0,00090	0,00075
Agua urbana o de pozo	0,00018	0,00018	0,00035	0,00035
Agua de río:				
Limpia	0,00035	0,00018	0,00053	0,00035
Normal	0,00053	0,00035	0,00070	0,00053
Agua de alcantarillado	0,00141	0,00090	0,00075	0,00053
Agua fangosa	0,00053	0,00035	0,00075	0,00053
Aguas duras (> 250 ppm)	0,00053	0,00053	0,00090	0,00090
Agua de camisas de motor	0,00018	0,00018	0,00018	0,00018
Agua destilada o de circuito cerrado	0,00009	0,00009	0,00009	0,00009
Agua de alimentación de calderas tratada	0,00018	0,00009	0,00018	0,00018
Agua de extracción de calderas	0,00035	0,00035	0,00035	0,00035

Tabla 6.1. Resistencias de incrustaciones del agua en intercambiadores de carcasa y tubos ($m^2\text{°C}/W$) (Verfahrenstechnik, 2013).

De dicha tabla se obtiene:

$$R_{fi} = 0,00018 \frac{m^2\text{°C}}{W} \quad (6.3.11)$$

$$R_{fe} = 0,00009 \frac{m^2\text{°C}}{W} \quad (6.3.12)$$

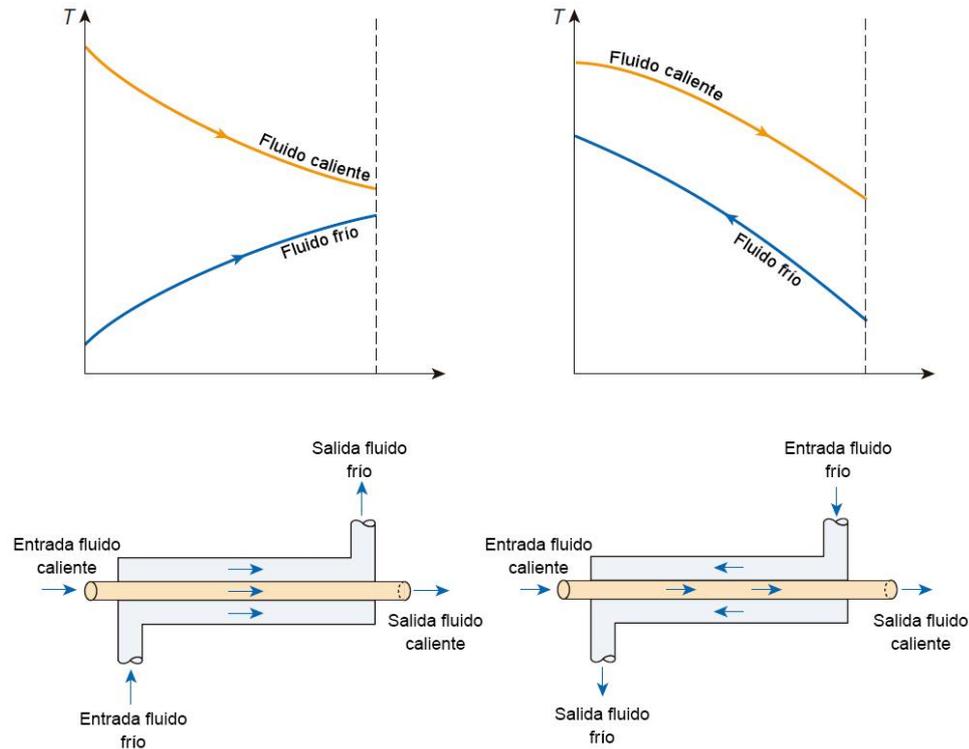


Figura 6.1 - Perfiles de temperaturas para flujo paralelo y flujo cruzado (Çengel, et al., 2017).

La disposición de tubos en “U” del enfriador de caja hace que una parte del flujo esté en contracorriente, y otra parte en paralelo. Para calcular ΔT_{lm} , el intercambiador se considera como de flujo en contracorriente, ya que la DTML representa el máximo potencial de temperaturas para la transferencia de calor que sólo se puede conseguir en flujo en contracorriente (Shah & Sekulić, 2003).

Por lo tanto:

$$\Delta T_{lm} = \frac{(T_{c_e} - T_{f_s}) - (T_{c_s} - T_{f_e})}{\ln\left(\frac{T_{c_e} - T_{f_s}}{T_{c_s} - T_{f_e}}\right)} \quad (6.3.13)$$

A la ecuación (6.3.8) hay que añadirle un factor de corrección F que dependerá de las temperaturas de entrada y salida de ambos fluidos y de la geometría del intercambiador.

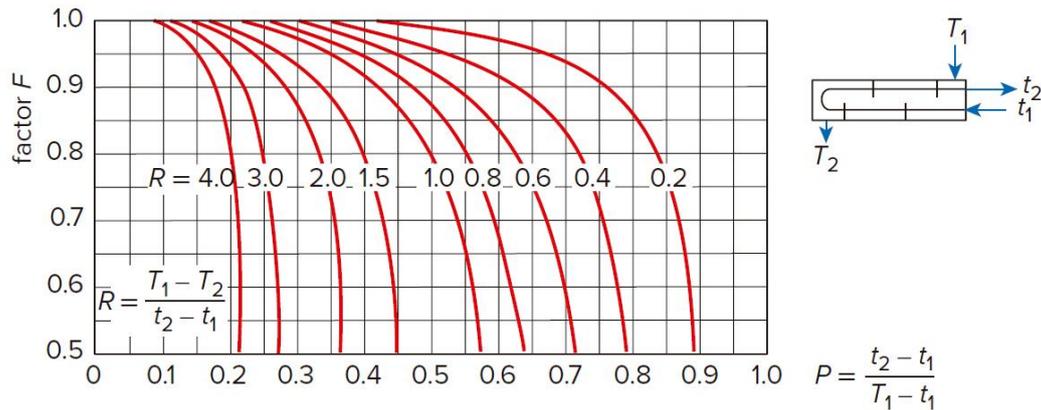


Figura 6.2 - Factor de corrección para un paso por carcasa y dos pasos por tubo, o cualquier múltiplo de dos (Çengel, et al., 2017).

La aproximación más adecuada al modelo de “box cooler” es un intercambiador de carcasa y tubos, con un paso por carcasa y un número de pasos por tubo múltiplo de dos. El factor de corrección depende de los parámetros P y R :

$$P = \frac{T_{c_s} - T_{c_e}}{T_{f_e} - T_{c_e}} \quad (6.3.14)$$

$$R = \frac{T_{f_e} - T_{f_s}}{T_{c_s} - T_{c_e}} \quad (6.3.15)$$

A su vez, el parámetro R puede expresarse como:

$$R = \frac{\dot{m}_{mar} \cdot c_{p,mar}}{\dot{m}_{ref,HT} \cdot c_{p,ref,HT}} \quad (6.3.16)$$

De esta forma la expresión (6.3.8) quedaría:

$$\dot{Q} = U_e \cdot A_e \cdot \Delta T_{lm} \cdot F \quad (6.3.17)$$

La disposición más acertada de los tubos es en arreglo cuadrado, ya que las experiencias demuestran que el número de Nusselt es mayor que en disposiciones triangulares (El-Genk, et al., 1993). La obtención del diámetro caliente equivalente se realiza a través de la ecuación:



$$d_{he} = D_e \left[\frac{4}{\pi} \left(\frac{P}{D_e} \right)^2 - 1 \right] \quad (6.3.18)$$

De esta forma, se obtiene:

$$d_{he} = 0,01187 \text{ m} \quad (6.3.19)$$

Con lo que se obtiene el número de Grashof modificado para ser calculado según el diámetro equivalente (El-Genk, et al., 1993):

$$Gr_{d_{he}} = \frac{g\beta\dot{Q}d_{he}^4}{k\nu^2} \quad (6.3.20)$$

Por definición, el número de Rayleigh es:

$$Ra_{d_{he}} = Gr_{d_{he}} \cdot Pr_{mar} \quad (6.3.21)$$

A partir del número de Rayleigh, se emplea la correlación correspondiente para obtener el número de Nusselt (El-Genk, et al., 1993):

$$\overline{Nu}_{d_{he}} = 0,057 Ra_{d_{he}}^{0,35} \quad (6.3.22)$$

Siendo el número de Nusselt por definición, utilizando como medida característica el diámetro caliente equivalente:

$$\overline{Nu}_{d_{he}} = \frac{\bar{h}_e d_{he}}{k_{mar}} \quad (6.3.23)$$

6.4 Resultados teóricos y dimensionamiento del enfriador

Al introducir en EES un número de ecuaciones igual a un número de incógnitas, éstas son resueltas de manera iterativa, siempre y cuando los límites inferiores y superiores de las variables hayan sido modificados correctamente. Las ecuaciones recogidas en el apartado anterior, junto a otras funciones propias de EES empleadas para obtener propiedades, arrojan los siguientes resultados:



$$T_{f_s} = 44,95 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (6.4.1)$$

$$T_p = 82,05 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (6.4.2)$$

$$\bar{T}_{mar} = 37,48 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (6.4.3)$$

$$\bar{T}_c = 87,52 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (6.4.4)$$

$$U_e = 1043 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ\text{C}} \quad (6.4.5)$$

$$\bar{h}_e = 1772 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ\text{C}} \quad (6.4.6)$$

$$A_i = 9,583 \text{ } m^2 \quad (6.4.7)$$

$$A_e = 11,5 \text{ } m^2 \quad (6.4.8)$$

$$L = 3,051 \text{ } m \quad (6.4.9)$$

$$F = 0,9849 \quad (6.4.10)$$

Debido a que el factor de corrección F es próximo a la unidad y que, además, el enfriador de caja no dispone de placas deflectoras como sí se incluyen en lo establecido por la figura 6.3.2, no se ha tenido en cuenta en la ecuación (6.3.17). Se han obtenido las propiedades de agua de mar, a la temperatura media, considerando una salinidad de 35 g/kg:



Viscosidad cinemática	$7,275 \cdot 10^{-7}$	$\frac{m^2}{s}$
Coefficiente de conductividad térmico	0,6205	$\frac{W}{m \cdot ^\circ C}$
Densidad	1019	$\frac{kg}{m^3}$
Coefficiente de expansión volumétrico	0,0003793	$\frac{1}{K}$
Número de Prandtl	4,753	
Difusividad térmica	$1,530 \cdot 10^{-7}$	$\frac{m^2}{s}$
Calor específico	4,005	$\frac{kJ}{kg \cdot ^\circ C}$

Tabla 6.2. Propiedades del agua de mar a la temperatura media.

Los valores de las áreas interior y exterior, así como la longitud, son las establecidas para una matriz de cien tubos en arreglo cuadrado, y un paso por tubos. Al dividir por un número de pasos por tubo establecido, por ejemplo, seis, se obtiene la longitud final de los tubos en cada paso.

$$L_{tubo} = \frac{L}{6} \quad (6.4.11)$$

$$L_{tubo} = 0,5085 \text{ m} \quad (6.4.12)$$

El procedimiento de cálculo en EES puede ser consultado en el Anexo C. Con la medida de cada paso de tubo obtenida, se ha diseñado el modelo CAD del enfriador de caja en Solidworks. El procedimiento puede consultarse en el Anexo A, mientras que las medidas se recogen en el plano del Anexo D.

7 SIMULACIÓN TÉRMICA EN SOLIDWORKS FLOW SIMULATION

7.1 Introducción a CFD en Solidworks

La Dinámica de Fluidos Computacional (CFD, del inglés Computational Fluid Dynamics) es una de las ramas de la mecánica de fluidos que resuelve problemas sobre flujos al utilizar métodos numéricos. El procedimiento consiste en plantear un



problema con las ecuaciones que lo gobiernan, definir unas condiciones de contorno y generar una malla de volúmenes finitos.

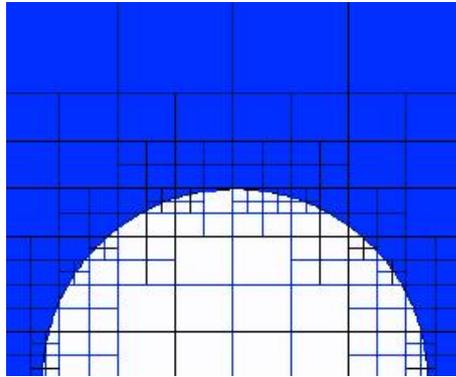


Figura 7.1 - Malla computacional paralelepédica (Original del autor).

En la figura 7.1.1 se observa que el mallado, el cual tiene disposición de paralelogramo, está formado por celdas individuales que pueden ser de tres tipos:

- Celdas de sólido, localizadas completamente en un objeto modelado en CAD (zona blanca).
- Celdas de fluido, localizadas completamente en el fluido de estudio (zona azul).
- Celdas parciales, que poseen ambas regiones.

En las celdas parciales existen por lo tanto dos volúmenes de control diferentes. Para el volumen de control del fluido, el software ha de resolver las ecuaciones de Navier-Stokes que representan la conservación de masa, de movimiento y de energía:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho u_i) = 0 \quad (7.1.1)$$

$$\frac{\partial (\rho u_i)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u_i u_j) + \frac{\partial P}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} (\tau_{ij} + \tau_{ij}^R) + S_i \quad (7.1.2)$$

$$\frac{\partial \rho H}{\partial t} + \frac{\partial \rho u_i H}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} (u_j (\tau_{ij} + \tau_{ij}^R) + q_i) + \frac{\partial p}{\partial t} - \tau_{ij}^R \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \rho \varepsilon + S_i u_i + Q_H \quad (7.1.3)$$



Siendo H :

$$H = h + \frac{u^2}{2} \quad (7.1.4)$$

Donde u es la velocidad del fluido, ρ la densidad, S_i es una fuerza externa por unidad de masa basada en la resistencia en medios porosos y en la flotabilidad, h es la entalpía, Q_H es una fuente o disipador de calor por unidad de volumen, τ_{ij} es el tensor del esfuerzo cortante viscoso y q_i es el flujo de calor (Dassault Systèmes, 2020).

El cálculo puede ser complementado por Solidworks con el modelo $k - \varepsilon$ para flujo turbulento. No es recomendable para flujo interno, ya que desprecia los efectos de viscosidad sobre las paredes. Para el volumen de control del sólido, se calculan dos fenómenos físicos en dicha región: la transferencia de calor por conducción y la corriente eléctrica. La resolución de estas ecuaciones requiere una discretización de estas, es decir, aproximarlas en función de los valores en los nodos (Sobachkin & Dumnov, 2013).

7.2 Análisis del enfriador de caja

7.2.1 Ajustes iniciales

Una vez dentro del panel “Flow Simulation” en Solidworks, el asistente “Wizard” permite definir los parámetros más importantes de la simulación. En el primer apartado se nombra al proyecto y se añade algún comentario si es preciso. En la segundo apartado se define el sistema de unidades a emplear, utilizando en este caso el Sistema Internacional, pero cambiando las unidades de temperatura a grados centígrados ($^{\circ}C$) y las unidades de presión a *bar*.

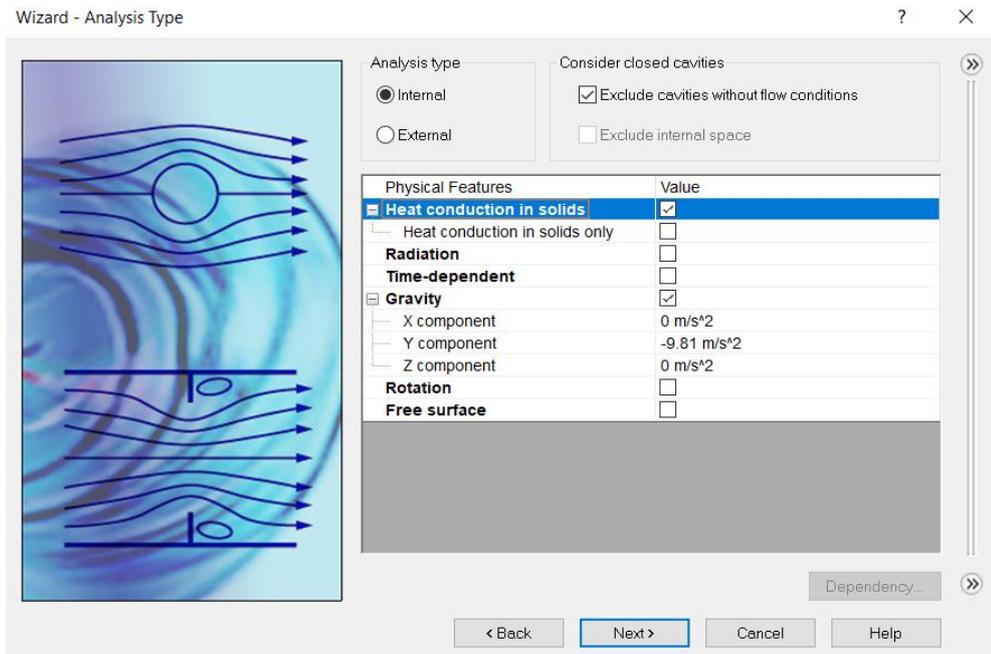


Figura 7.2 - Tipo de análisis en el asistente de proyecto de Flow Simulation (Original del autor).

En el tercer apartado se selecciona el tipo de análisis a realizar, siendo en este caso interno. Se añade la opción de transferencia de calor por conducción en sólidos y se asigna el valor de la aceleración de la gravedad en el eje correspondiente. En la siguiente ventana se selecciona el tipo de fluido, que es agua.

El siguiente paso es asignar el tipo de material por defecto a aquellos objetos que no tengan un material definido. Esto se realizará más adelante, pero, dado que Solidworks no incluye la aleación de cobre-níquel, es necesario crear un nuevo material.

Property	Value
Name	Copper Nickel 10%, UNS C70600
Comments	
Density	8940 kg/m ³
Specific heat	380 J/(kg*K)
Conductivity type	Isotropic
Thermal conductivity	(Table)
Electrical conductivity	Conductor
Resistivity	1.9e-07 Ohm*m
Radiation properties	<input type="checkbox"/>
<input checked="" type="checkbox"/> Melting temperature	<input checked="" type="checkbox"/>
Temperature	1423.15 K

Figura 7.3 - Propiedades de la aleación cobre-níquel 10% UNS C70600 (Original del autor).

La aleación escogida es cobre-níquel 10% UNS C70600. El coeficiente de conductividad térmico es añadido en función de la temperatura en la tabla correspondiente. Los valores de las figuras 8.2.1.2 y 8.2.1.3 son obtenidos de la bibliografía correspondiente (MatWeb, s.f.).

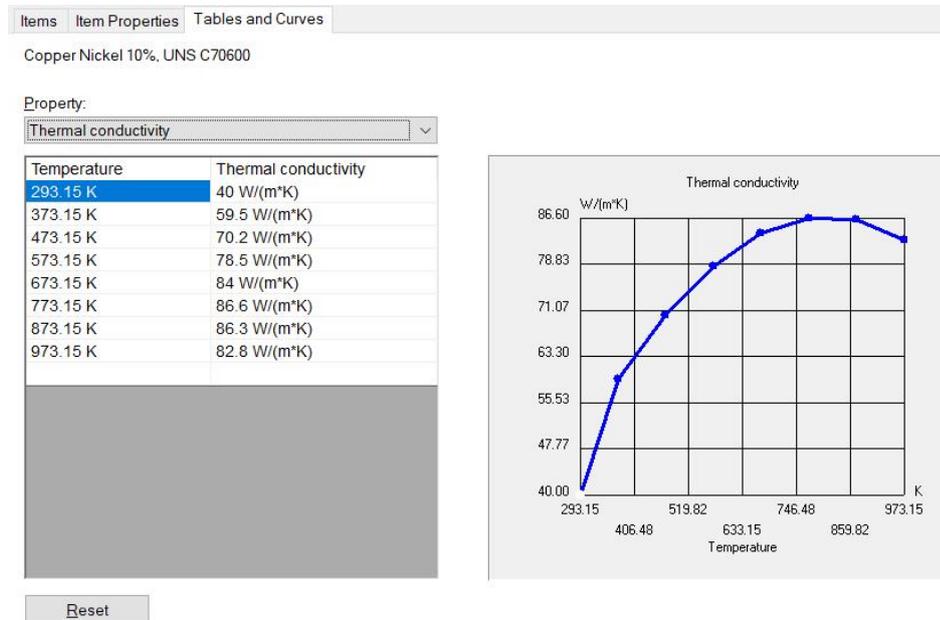


Figura 7.4 - Conductividad térmica de la aleación cobre-níquel 10% UNS C70600 en función de la temperatura (Original del autor).

En las condiciones de pared, se establece una temperatura de pared de 82,05 °C según lo obtenido en el apartado 6.4. En el último apartado, se seleccionan las condiciones de ambiente iniciales. Se asigna una temperatura de 30 °C y una presión de 1,2 bar, según lo establecido en el apartado 6.3. El resto de los valores se dejan por defecto.

7.2.2 Materiales y condiciones de contorno

Al finalizar el asistente de proyecto, se genera automáticamente un dominio computacional en forma de paralelepípedo en el cual se creará el mallado. Esta región puede ser modificada para ser más grande o pequeña, variando consecuentemente el tiempo de simulación. Por defecto, en análisis internos, el paralelepípedo se limita al volumen del sólido.



Es necesario definir los materiales que forman el enfriador de caja. Para ello, en el menú de la izquierda, se inserta un nuevo material. Se seleccionan los tres haces tubulares del ensamblaje, asignando el material creado en el apartado 7.2.1 para la aleación de cobre y níquel. Se define otro material para las tapas superior e inferior del modelo, escogiendo acero dulce. Por último, a las tapas de los tubos de entrada y salida se les asigna el material aislante.

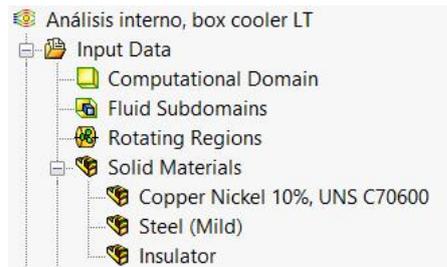


Figura 7.5 - Definición de los materiales de cada pieza ensamblada (Original del autor).

El siguiente paso es establecer las condiciones de contorno. Se inserta una condición nueva en el menú correspondiente y se selecciona “Inlet volume flow”, para definir un caudal volumétrico de entrada. Para seleccionar la cara interna de la tapa en la entrada, se hace clic derecho sobre ella y sobre la opción “Seleccionar otra”, volviendo a hacer clic sobre la parte inferior de la tapa. Las condiciones de flujo son un caudal de $54 \frac{m^3}{h}$ con la opción “Normal a la cara” y una temperatura de $95 \text{ }^\circ\text{C}$. Los valores restantes se dejan por defecto.

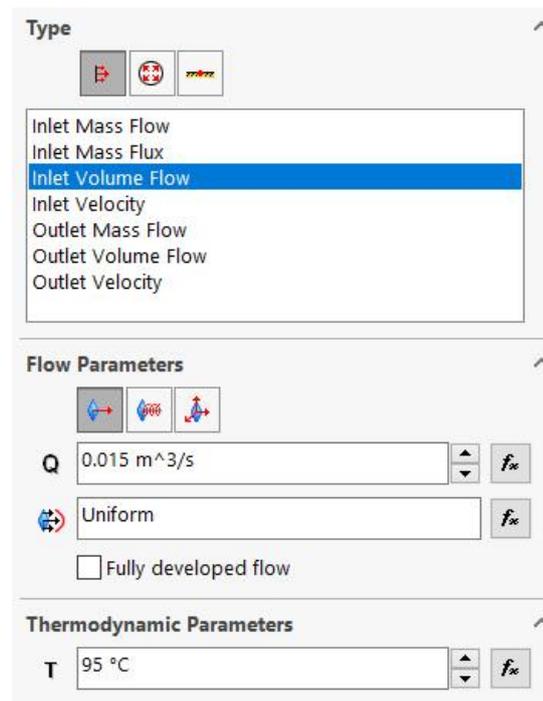


Figura 7.6 - Condiciones del agua caliente a la entrada (Original del autor).

Se crea otra condición para la salida, escogiendo “Pressure openings” y “Environment pressure”. Se establece una presión total a la salida de 1,2 bar y una temperatura final de 80,05 °C. La presión establecida es orientativa y sirve para obtener un diferencial de presión entre la entrada y la salida. De igual forma, la temperatura final será recalculada.

La tercera condición es “Real wall” y se asigna a los tres haces tubulares del ensamblaje, con una temperatura de 82,05 °C.

7.2.3 Metas y mallado.

Definir unas metas tiene como propósito establecer unos objetivos en el diseño, usarse como control para la convergencia de las iteraciones y terminar el cálculo. Se asignan como metas la temperatura media del fluido y el coeficiente de convección medio exterior.

La simulación se realizará con un nivel de mallado básico de nivel tres. Un valor de mallado bajo requiere de menor tiempo de cálculo, pero el resultado es menos preciso.

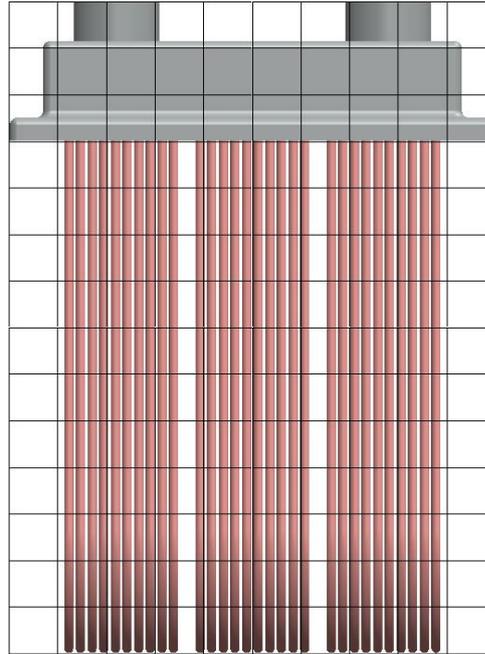


Figura 7.7 - Mallado básico de ejemplo de nivel 2 (Original del autor).

8 RESULTADOS OBTENIDOS EN LA SIMULACIÓN

A continuación, se muestra una comparativa entre los resultados obtenidos por el método teórico y en la simulación. Para una malla de nivel tres, se ha obtenido el siguiente coeficiente de convección exterior medio:

$$\bar{h}_{e,sim} = 1537,877 \frac{W}{m^2 \cdot K} \quad (8.1)$$

Considerando este valor como la medida real, se calcula el error de la medida teórica obtenida en la expresión (6.4.6):

$$Error = \left| \frac{\bar{h}_{e,sim} - \bar{h}_e}{\bar{h}_e} \right| \cdot 100\% \quad (8.2)$$

$$Error = 13,21\% \quad (8.3)$$

El error resultante figura entre el $\pm 10\%$ para convección natural y el $\pm 15\%$ para convección forzada y natural combinadas, obtenidos en las experiencias en laboratorio (El-Genk, et al., 1993).

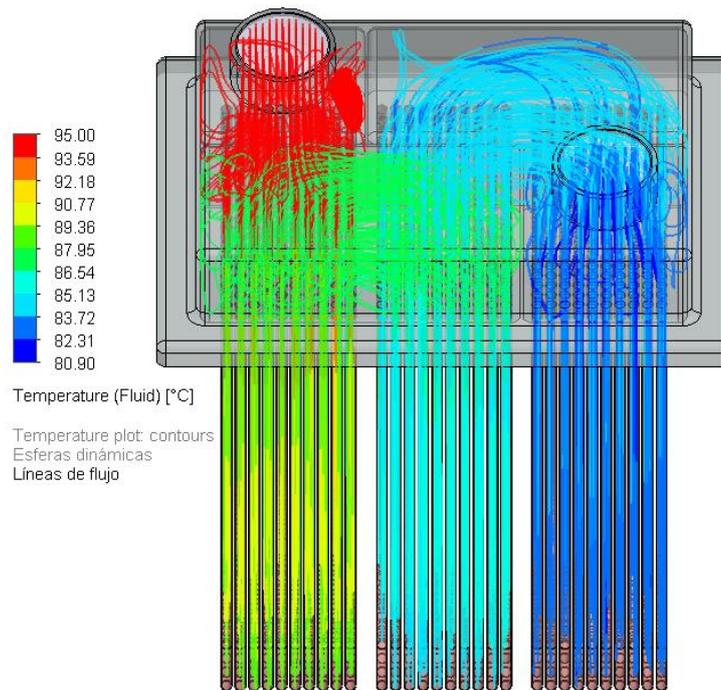


Figura 8.1 - Líneas de flujo en el enfriador representando la distribución de temperaturas (Original del autor).

En la figura 8.1 se observa la distribución de temperaturas en términos de líneas de flujo desde la entrada hasta la salida.

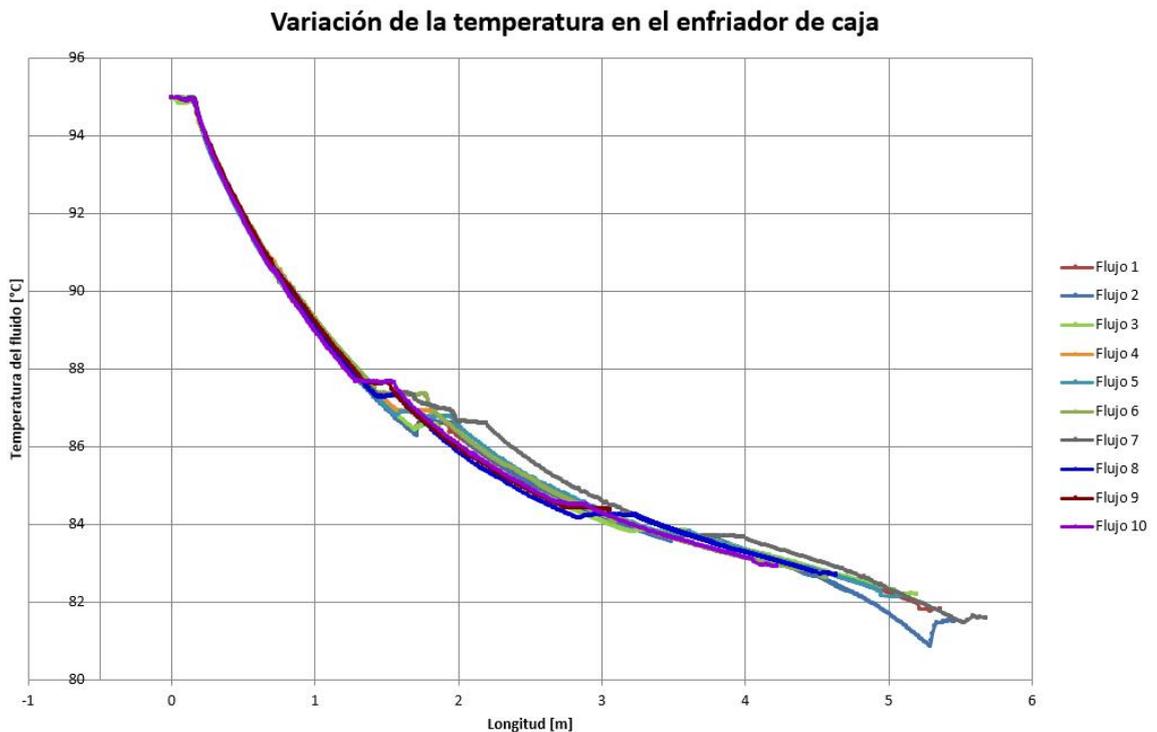


Figura 8.2 - Variación de la temperatura en el enfriador de caja para 10 flujos diferentes (Original del autor).

Se han seleccionado diez caudales aleatorios que circulan por diez tubos diferentes y se ha representado en una gráfica la variación de temperatura que sufre cada uno de ellos a lo largo de la longitud del intercambiador. La temperatura mínima alcanzada es de 80,90 °C, lo que supone:

$$\Delta T_{sim} = 14,1 \text{ } ^\circ\text{C} \tag{8.4}$$

El fabricante estipula un incremento máximo de temperatura en el motor para la etapa de alta temperatura, según la tabla B.7:

$$\Delta T_{fabricante} = 14,5 \text{ } ^\circ\text{C} \tag{8.5}$$

Ambos valores son muy próximos, y se puede concluir que el enfriador cumple con el objetivo de temperaturas, ya que hay que considerar que se ha supuesto una pared isoterma de 82,05 °C. Esto provoca que la refrigeración en los dos primeros pasos de tubos sea superior a los siguientes, tal como se aprecia en la figura 8.3:

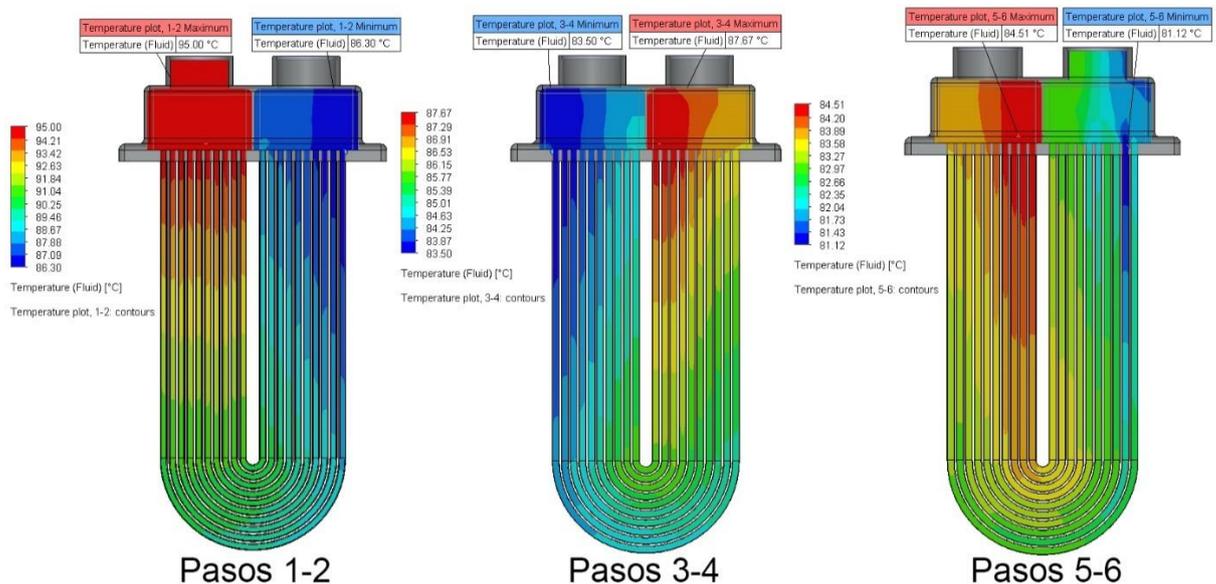


Figura 8.3 - Distribución de temperaturas en los diferentes pasos de tubo del enfriador (Original del autor).

Otro parámetro importante que permite asumir la validez del intercambiador es la velocidad del agua en el interior de los equipos. En el apartado 6.1, la velocidad media por el interior de los tubos ha sido determinada de forma teórica,

pero, gracias a la simulación realizada, es posible conocer el valor exacto en cada uno de los puntos del equipo, así como verificar si el valor de la velocidad media es apropiado.

Variación de la velocidad en el enfriador de caja

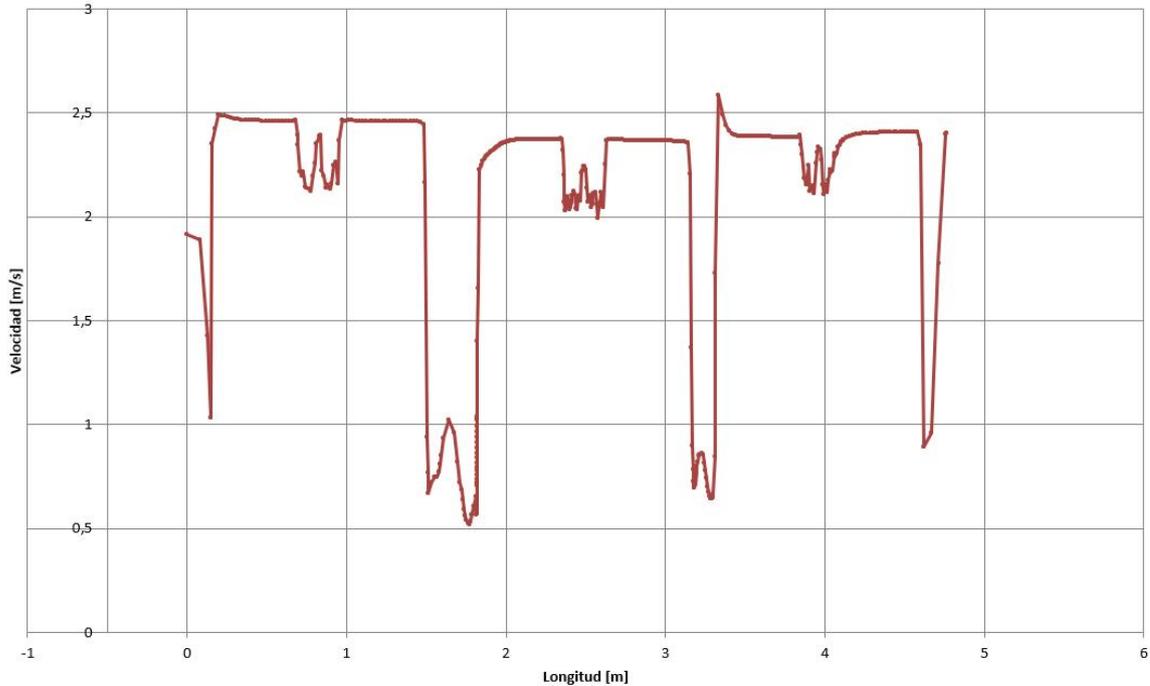


Figura 8.4 - Variación de la velocidad a lo largo del enfriador de caja (Original del autor).

Tal como se aprecia en la figura 8.4, se alcanzan velocidades cercanas a los $2,5 \text{ m/s}$ en algunos puntos del circuito, que corresponden al interior de los tubos. Esta velocidad es superior a la obtenida en la expresión 6.1.5. No obstante, a la entrada y a la salida de cada paso de tubos, el valor de la velocidad cae notablemente, haciendo que la media de todo el equipo sea cercana a los 2 m/s .

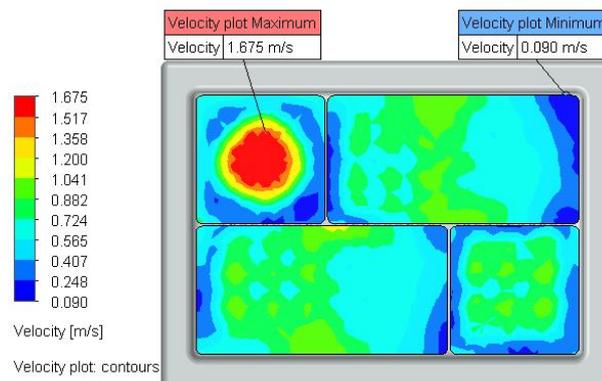


Figura 8.5 - Distribución de temperaturas en la tapa superior, vista de planta (Original del autor).

Por último, se analiza la presión relativa obtenida tras la simulación, para determinar la caída de presión del equipo.

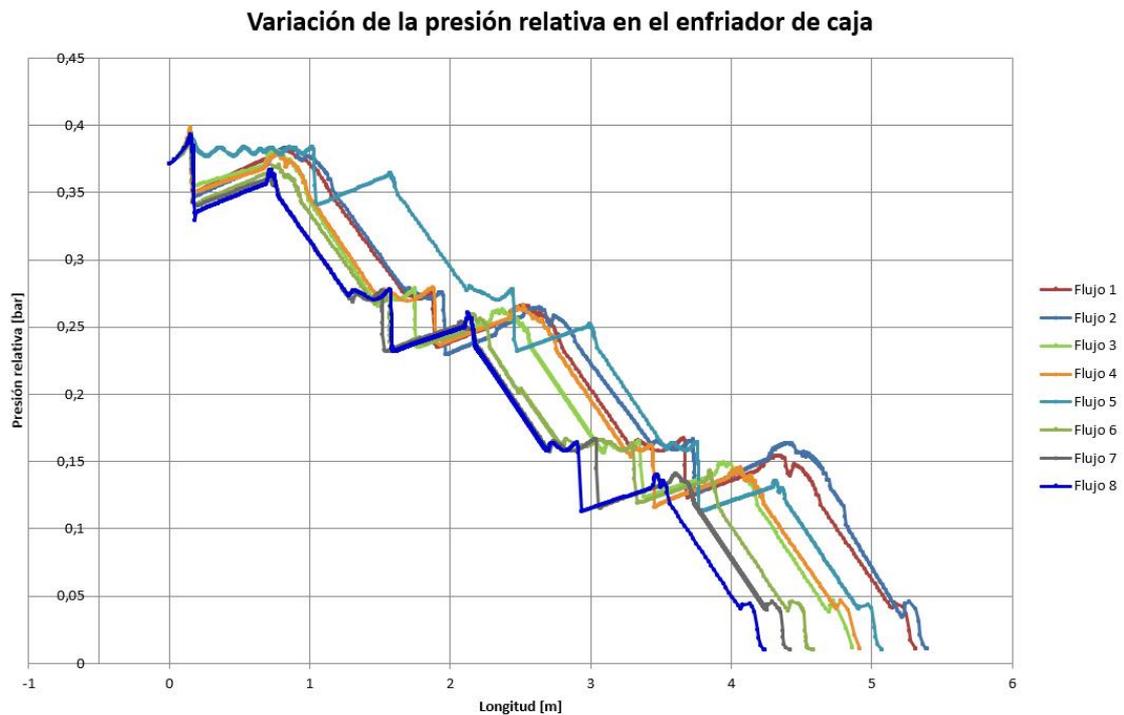


Figura 8.6 - Variación de la presión relativa para 8 flujos diferentes (Original del autor).

Se han seleccionado ocho caudales diferentes y se han representado en una gráfica que enfrenta la variación de la presión relativa en cada uno de ellos en función de la longitud. De aquí se deduce que la caída de presión máxima en el equipo es del orden de 0,4 *bar*.

Este valor entra dentro de los parámetros del fabricante, que establece que la caída de presión en el enfriador de agua de camisas no ha de ser superior a 0,4 *bar* (Bergen Engines, 2016).

9 CÁLCULO DEL AHORRO EN COMBUSTIBLE

Tal como se ha explicado anteriormente, el hecho de utilizar un “*box cooler*” permite carecer de bombas de agua salada que, a su vez, implica un ahorro de combustible. En el presente capítulo se pretende estimar dicho ahorro en función de los resultados obtenidos.



La potencia requerida por una bomba, en W , puede expresarse como:

$$P_{bomba} = \frac{\rho \dot{v} g H}{\eta} \quad (9.1)$$

Donde:

- ρ es la densidad de agua de mar, en kg/m^3 .
- \dot{v} es el flujo volumétrico de agua de mar, en m^3/s .
- g es el valor de la aceleración de la gravedad, en m/s^2 .
- H es la altura de impulsión de la bomba en cuestión, en m .
- η es el rendimiento de la bomba.

Considerando una presión de descarga de 2,5 *bar* para la bomba de agua salada, se puede tomar un valor aproximado de la altura de impulsión de 25 *m*. En este término se engloban todas las pérdidas correspondientes a válvulas, filtros, codos, etc. El flujo másico de agua de mar ha sido calculado mediante las iteraciones en EES y puede ser consultado en el Anexo C. Teniendo en cuenta que:

$$\dot{m} = \rho \dot{v} \quad (9.2)$$

La expresión (9.1) queda de tal forma que:

$$P_{bomba} = \frac{\dot{m} g H}{\eta} \quad (9.3)$$

En cuanto al rendimiento, se puede considerar la eficiencia interna de la bomba, así como la del motor eléctrico que la acciona. Para una bomba centrífuga, la eficiencia media es del 60 %, mientras que la del motor eléctrico ronda el 90 % (Sulzer Pumps, 2010).

$$P_{bomba} = \frac{\dot{m} g H}{\eta_c \eta_e} \quad (9.4)$$



Resolviendo la expresión anterior, resulta, en kW :

$$P_{bomba} = 6,89 \text{ kW} \quad (9.5)$$

Respecto a los 3000 kW de potencia de salida del motor, esto supone alrededor de un 0,00023 %. Dado el consumo específico del motor de $184 \frac{gr}{kWh}$, el consumo de combustible por hora para mover la bomba centrífuga de agua salada sería:

$$Consumo_{bomba,hora} = 6,89 \text{ kW} \cdot 184 \frac{gr}{kWh} \quad (9.6)$$

$$Consumo_{bomba,hora} = 1267,76 \frac{gr}{h} \quad (9.7)$$

Al año:

$$Consumo_{bomba,anual} = 1267,76 \frac{gr}{h} \cdot \frac{1 \text{ kg}}{1000 \text{ gr}} \cdot \frac{24 \text{ h}}{1 \text{ día}} \cdot \frac{365 \text{ días}}{1 \text{ año}} \quad (9.8)$$

$$Consumo_{bomba,anual} = 11105,58 \frac{kg}{año} \quad (9.9)$$

	Precio (\$/Tm)	Variación
Media de los 20 mayores puertos	514,5	+5,5
Media de los 4 mayores puertos	502,5	+9,5

Tabla 9.1. Precio medio por tonelada de VLSFO en los veinte mayores puertos mundiales (Ship & Bunker, 2021).

En la tabla 9.1 se recogen los precios medios por tonelada de fuel con muy bajo contenido en azufre, en los veinte puertos de mayor tamaño a nivel global, a fecha de realización del trabajo. Es posible calcular el gasto medio en combustible anual:



$$Gasto_{bomba,anual} = 11105,58 \frac{kg}{año} \cdot \frac{1 Tm}{1000 kg} \cdot \frac{514,5 \$}{Tm} \quad (9.10)$$

$$Gasto_{bomba,anual} = 5724,93 \frac{\$}{año} \quad (9.11)$$

10 CONCLUSIONES Y LÍNEAS FUTURAS DE TRABAJO

Se ha dimensionado un enfriador de caja o “*box cooler*” para el sistema de refrigeración de alta temperatura del motor de propulsión de un buque. Se ha creado en CAD un modelo equivalente y se ha utilizado el complemento Flow Simulation de Solidworks para verificar la posibilidad de su uso junto al motor propuesto.

Los resultados obtenidos por iteración en el software EES difieren en parte de los obtenidos en la simulación. En el cálculo teórico, se ha utilizado una correlación para convección natural en tubos con arreglo cuadrado. En el modelo 3D se disponen 6 pasos de tubos que hacen que el arreglo tienda a ser rectangular en vez de cuadrado. Además, cada uno de los pasos tiene una distancia entre sí mayor a la distancia entre centros de tubos. Estos pueden ser algunos de los motivos por los cuales se obtiene el error establecido en la expresión 8.3 para el coeficiente de convección exterior.

El intercambio de calor ha sido de 720,47 kW a través de las paredes de los tubos, frente a los 908,3 kW que el fabricante dice que son absorbidos por el agua de refrigeración de alta temperatura. Al obtener un coeficiente de convección exterior inferior, el calor intercambiado será irremediamente más bajo para un mismo rango de temperaturas y para una misma superficie. Cabe destacar que el calor que pudiese ser transferido a través de la tapa superior del equipo, hacia el aire presente en la sala de máquinas, ha sido despreciado. Aun así, el valor medio de la temperatura del agua dulce de refrigeración a la salida del intercambiador es muy cercano al requerido por el fabricante, especialmente teniendo en cuenta que se ha considerado una temperatura de pared de los tubos constante a 82,05 °C. Además, el análisis se ha realizado considerando la condición de buque parado, lo que hace que la transferencia de calor sea a través de convección natural, con el



agua de mar fluyendo en régimen laminar. En estas circunstancias, la potencia calorífica disipada por el motor de propulsión no llega a ser la máxima.

El buen funcionamiento del enfriador de caja podría ser garantizado con un estudio más exhaustivo, en el que se incluya, por ejemplo, un análisis bajo convección forzada, con el buque navegando a cierta velocidad. Con más información del fabricante, sería posible dimensionar el “*box cooler*” de agua de refrigeración de baja temperatura, en función de un listado completo de los equipos a bordo: enfriador de aceite de lubricación del motor, enfriador de aceite de la reductora, etc.

Bibliografía

- Aijjou, A., Bahatti, L. & Raihani, A., 2018. Enhanced ship energy efficiency by using marine box coolers. *ASTES*, III(6), pp. 83-88.
- Alfa Laval, 2020. *Alfa Laval*. [En línea]
Available at: <https://www.alfalaval.es/productos-y-soluciones/transferencia-de-calor/intercambiadores-de-calor-de-placas/intercambiador-de-calor-definicion-funcionamiento-tipos-y-aplicaciones/>
[Último acceso: Diciembre 2020].
- Bergen Engines, 2016. *Project guide for marine propulsion applications, Bergen engine Type B32:40P*, s.l.: s.n.
- Çengel, Y. A., Turner, R. H. & Cimbala, J. M., 2017. *Fundamentals of thermal-fluid sciences*. Quinta ed. New York: McGraw-Hill Education.
- Dassault Systèmes, 2020. *Technical Reference Solidworks Flow Simulation*, s.l.: s.n.
- Duramax Marine, 2017. *Duramax marine*. [En línea]
Available at: https://www.duramaxmarine.com/pdf/BoxCooler-brochure_ESP.pdf
[Último acceso: Diciembre 2020].
- Duramax Marine, 2017. *Duramax Marine*. [En línea]
Available at: <https://www.duramaxmarine.com/es/heat-boxcooler.htm>
[Último acceso: Diciembre 2020].
- El-Genk, M. S., Su, B. & Guo, Z., 1993. Experimental studies of forced, combined and natural convection of water in vertical nine-rod bundles with a square lattice. *Int. J. Heat Mass Transfer*, 36(9), pp. 2359-2374.
- Kelvion, 2019. *Kelvion*. [En línea]
Available at: <https://www.kelvion.com/es/productos/producto/cajon-de-refrigeracion/>
[Último acceso: Diciembre 2020].
- Kuiken, K., 2017. *Diesel engines for ship propulsion and power plants*. Tercera ed. Holanda: Target Global Energy Training.
- MatWeb, s.f. *MatWeb*. [En línea]
Available at:



<http://www.matweb.com/search/DataSheet.aspx?MatGUID=d5133c23a81e4b5cba35a45f8dda6502&ckck=1>

[Último acceso: Febrero 2021].

- Nellis, G. & Klein, S., 2009. *Heat transfer*. Primera ed. Cambridge: Cambridge University Press.
- P. Incropera, F., L. Bergman, T., S. Lavine, A. & P. Dewitt, D., 2011. *Introduction to heat transfer*. Sexta ed. Jefferson City: John Wiley & Sons.
- Shah, R. K. & Sekulić, D. P., 2003. *Fundamentals of heat exchanger design*. New Jersey: John Wiley & Sons, Inc..
- Ship & Bunker, 2021. *Ship & Bunker*. [En línea]
Available at: <https://shipandbunker.com/prices#VLSFO>
[Último acceso: Febrero 2021].
- Sobachkin, A. & Dumnov, G., 2013. *Solidworks*. [En línea]
Available at:
[https://www.solidworks.com/sw/docs/Flow Basis of CAD Embedded CF D Whitepaper.pdf](https://www.solidworks.com/sw/docs/Flow_Basis_of_CAD_Embedded_CF_D_Whitepaper.pdf)
[Último acceso: Febrero 2020].
- Sulzer Pumps, 2010. *Centrifugal pump handbook*. Tercera ed. Oxford: Elsevier.
- Verfahrenstechnik, L., 2013. *Lauterbach Verfahrenstechnik*. [En línea]
Available at: <https://www.lv-soft.de/modulehelp/en/coil/index.html#!WordDocuments/typicalfoulingresistances.htm>
[Último acceso: Febrero 2021].
- Woodyard, D., 2009. *Pounder's marine diesel engines and gas turbines*. Novena ed. Oxford: Elsevier.



Definiciones y abreviaturas

CAD: Computer-Aided Design

CFD: Computational Fluid Dynamics

Re: número de Reynolds

Ra: número de Rayleigh

Gr: número de Grashof

Nu: número de Nusselt

Pr: número de Prandtl

Ec: número de Eckert

k: coeficiente de conductividad térmica

h: coeficiente de transferencia de calor por convección

α : difusividad térmica

β : coeficiente de expansión volumétrico

ν : viscosidad cinemática

μ : viscosidad dinámica

ρ : densidad

DTML: Diferencia de Temperaturas Media Logarítmica



Índice de tablas

Tabla 5.1. Diámetros para tuberías de agua dulce según velocidad y flujo volumétrico (Kuiken, 2017).	26
Tabla 6.1. Resistencias de incrustaciones del agua en intercambiadores de carcasa y tubos ($m^{20}C/W$) (Verfahrenstechnik, 2013).	32
Tabla 6.2. Propiedades del agua de mar a la temperatura media.....	37
Tabla 9.1. Precio medio por tonelada de VLSFO en los veinte mayores puertos mundiales (Ship & Bunker, 2021).....	50
Tabla B.1. Características principales del motor Bergen tipo B32:40P (Bergen Engines, 2016).	70
Tabla B.2. Características del combustible del motor Bergen tipo B32:40P (Bergen Engines, 2016).	70
Tabla B.3. Características de aceite de toberas del motor Bergen tipo B32:40P (Bergen Engines, 2016)	70
Tabla B.4. Características del aire de arranque del motor Bergen tipo B32:40P (Bergen Engines, 2016).	71
Tabla B.5. Características del lubricante del motor Bergen tipo B32:40P (Bergen Engines, 2016).	71
Tabla B.6. Recuperación de calor residual de aguas de camisas del motor Bergen tipo B32:40P (Bergen Engines, 2016).	72
Tabla B.7. Características del agua de refrigeración del motor Bergen tipo B32:40P (Bergen Engines, 2016).....	72
Tabla B.8. Características del aire de carga del motor Bergen tipo B32:40P (Bergen Engines, 2016).	73
Tabla B.9. Características del escape del motor Bergen tipo B32:40P (Bergen Engines, 2016).....	73
Tabla B.10. Disipación de calor del motor Bergen tipo B32:40P (Bergen Engines, 2016).....	74



Índice de figuras

Figura 3.1 - Diagrama de Sankey típico de un MCIA con turbocompresor de un buque (Woodyard, 2009).	4
Figura 3.2 - Curvas características Q-H de una bomba centrífuga para refrigeración (Kuiken, 2017).	6
Figura 3.3 - Esquema de circulación de un enfriador de carcasa y tubos (Nellis & Klein, 2009).	7
Figura 3.4 - Esquema de circulación en un enfriador de placas (Alfa Laval, 2020).	8
Figura 3.5 - Enfriador de caja en una toma de mar (Duramax Marine, 2017).	9
Figura 3.6 - Esquema de refrigeración centralizada de placas de un motor de cuatro tiempos semirrápido (Original del autor).	11
Figura 3.7 - Esquema de refrigeración por enfriadores de caja (Original del autor)	13
Figura 4.1 - Transferencia de calor por conducción en una dimensión (P. Incropera, et al., 2011).	14
Figura 4.2 - Transferencia de calor por radiación en una superficie plana (P. Incropera, et al., 2011).	15
Figura 4.3 - Capa límite de velocidad en una superficie plana (P. Incropera, et al., 2011).	16
Figura 4.4 - Capa límite térmica en una superficie plana (P. Incropera, et al., 2011).	17
Figura 4.5 - Tipos de flujo en la capa límite sobre una placa plana (Çengel, et al., 2017).	22
Figura 4.6 - Variación de la capa límite de velocidad y del coeficiente de transferencia de calor en una placa plana en flujo laminar y turbulento (P. Incropera, et al., 2011).	23
Figura 4.7 - Resistencia eléctrica para el cálculo del coeficiente de convección de manera experimental (P. Incropera, et al., 2011).	24
Figura 6.1 - Perfiles de temperaturas para flujo paralelo y flujo cruzado (Çengel, et al., 2017).	33
Figura 6.2 - Factor de corrección para un paso por carcasa y dos pasos por tubo, o cualquier múltiplo de dos (Çengel, et al., 2017).	34
Figura 7.1 - Malla computacional paralelepípeda (Original del autor).	38
Figura 7.2 - Tipo de análisis en el asistente de proyecto de Flow Simulation (Original del autor).	40
Figura 7.3 - Propiedades de la aleación cobre-níquel 10% UNS C70600 (Original del autor).	40
Figura 7.4 - Conductividad térmica de la aleación cobre-níquel 10% UNS C70600 en función de la temperatura (Original del autor).	41
Figura 7.5 - Definición de los materiales de cada pieza ensamblada (Original del autor).	42
Figura 7.6 - Condiciones del agua caliente a la entrada (Original del autor).	43
Figura 7.7 - Mallado básico de ejemplo de nivel 2 (Original del autor).	44
Figura 8.1 - Líneas de flujo en el enfriador representando la distribución de temperaturas (Original del autor).	45
Figura 8.2 - Variación de la temperatura en el enfriador de caja para 10 flujos diferentes (Original del autor).	45



Figura 8.3 - Distribución de temperaturas en los diferentes pasos de tubo del enfriador (Original del autor).46

Figura 8.4 - Variación de la velocidad a lo largo del enfriador de caja (Original del autor).....47

Figura 8.5 - Distribución de temperaturas en la tapa superior, vista de planta (Original del autor).47

Figura 8.6 - Variación de la presión relativa para 8 flujos diferentes (Original del autor).....48

Figura A.1 - Dimensiones de la tapa inferior del enfriador de caja (Original del autor).....59

Figura A.2 - Redondeo sobre las aristas verticales de la tapa inferior (Original del autor).....60

Figura A.3 – Tapa inferior del enfriador de caja (Original del autor).....60

Figura A.4 - Croquis para el haz tubular (Original del autor).61

Figura A.5 – Plano normal al croquis para el haz tubular (Original del autor).62

Figura A.6 – Croquis sobre el plano normal a la dirección del haz tubular (Original del autor).62

Figura A.7 – Operación de barrido para crear los tubos del haz (Original del autor).63

Figura A.8 – Operación de matriz lineal para conformar dos pasos de tubos (Original del autor).64

Figura A.9 – Haz tubular de dos pasos por tubo (Original del autor).64

Figura A.10 – Tapa superior (vista de planta) (Original del autor).....65

Figura A.11 – Parte externa de la tapa superior (Original del autor).66

Figura A.12 – Parte interior de la tapa superior (Original del autor).66

Figura A.13 – Relaciones de posición de las tapas superior e inferior (Original del autor).....67

Figura A.14 – “Box cooler” con sección en el plano de planta en la tapa superior (Original del autor).68

Figura A.15 – Vista superior del “box cooler” con los materiales definidos (Original del autor).68



ANEXO A. MODELADO GEOMÉTRICO

En el presente documento se describe el procedimiento para el modelado geométrico del enfriador de caja o “*box cooler*” en Solidworks 2020. Dicho modelo será usado posteriormente para el análisis térmico en el complemento Flow simulation, incluido en Solidworks. Para ello, se crearán tres archivos de tres piezas individuales que serán ensambladas más adelante.

La primera pieza será la tapa inferior del enfriador. Se comienza creando un croquis sobre el plano de planta. En él, se traza un rectángulo con las siguientes medidas, en milímetros:

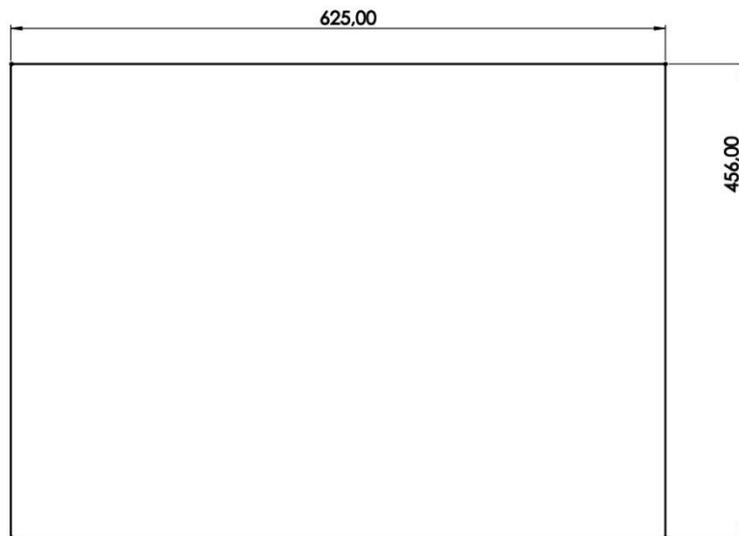


Figura A.1 - Dimensiones de la tapa inferior del enfriador de caja (Original del autor)

Finalizado el croquis, se realiza la operación “Extruir saliente/base”. Se asigna una distancia de 20 mm en la dirección del eje *y*. Sobre la superficie obtenida, se crea un nuevo croquis donde se dibujan seis matrices de circunferencias, que representan los seis pasos de tubos. Cada una de ellas contiene cien circunferencias, y dichas matrices están separadas 22 mm entre sí. La distancia entre centros de cada circunferencia es de 15 mm, según lo asignado en el capítulo 6.3. El conjunto de matrices está centrado en la superficie rectangular extruida. A este nuevo croquis se realiza la operación de “Extruir corte”, asignando en la dirección: “Por todo”. Finalmente, se aplica la operación de “Redondeo” sobre



las cuatro aristas verticales de la superficie rectangular, con los siguientes parámetros:

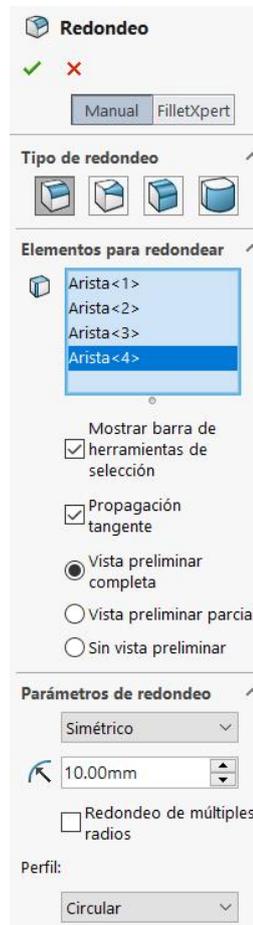


Figura A.2 - Redondeo sobre las aristas verticales de la tapa inferior (Original del autor).

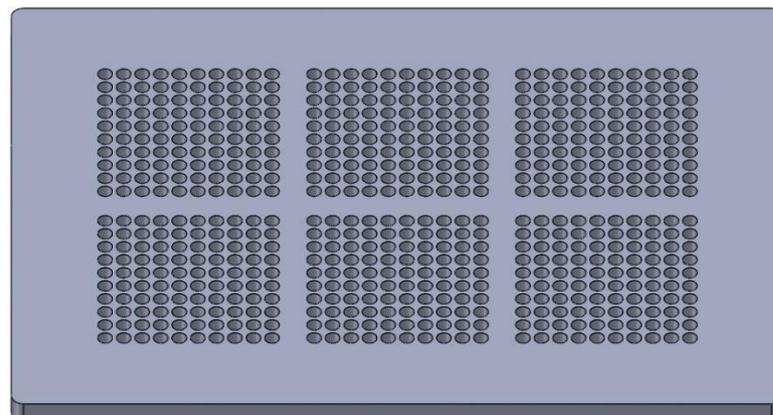


Figura A.3 – Tapa inferior del enfriador de caja (Original del autor).

Sobre la tapa inferior irán soldados los diferentes tubos en forma de “U”. Esta pieza se guarda con el nombre de “Tapa inferior.SLDPRT” en una carpeta llamada “Modelado geométrico box-cooler”. Para el haz de tubos, se crea una nueva pieza. Sobre el plano de alzado, se crea un croquis, donde se traza la ruta que será utilizada posteriormente por la operación “Saliente/Base barrido”.

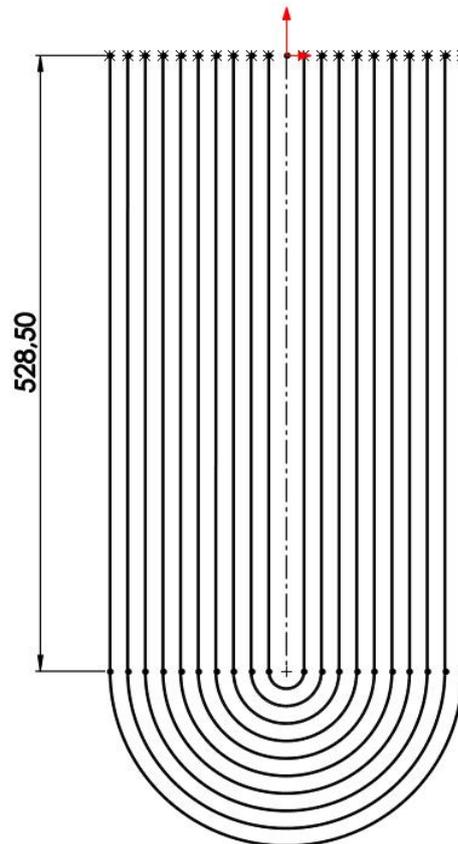


Figura A.4 - Croquis para el haz tubular (Original del autor).

A la medida obtenida para cada tubo en el apartado 6.4, hay que añadirle 20 mm extras, ya que el espesor de la tapa inferior resta longitud al tubo. Además, no se considera la longitud de la parte curvada del tubo. De esta forma, el equipo queda sobredimensionado, quedando con un margen de seguridad.

En el extremo superior de cada línea se han colocado puntos, que servirán para definir un eje auxiliar mediante el comando “Eje”, en el panel de “Superficies”, apartado “Geometría”. Dicho eje sirve, a su vez, para crear un plano normal al croquis creado.

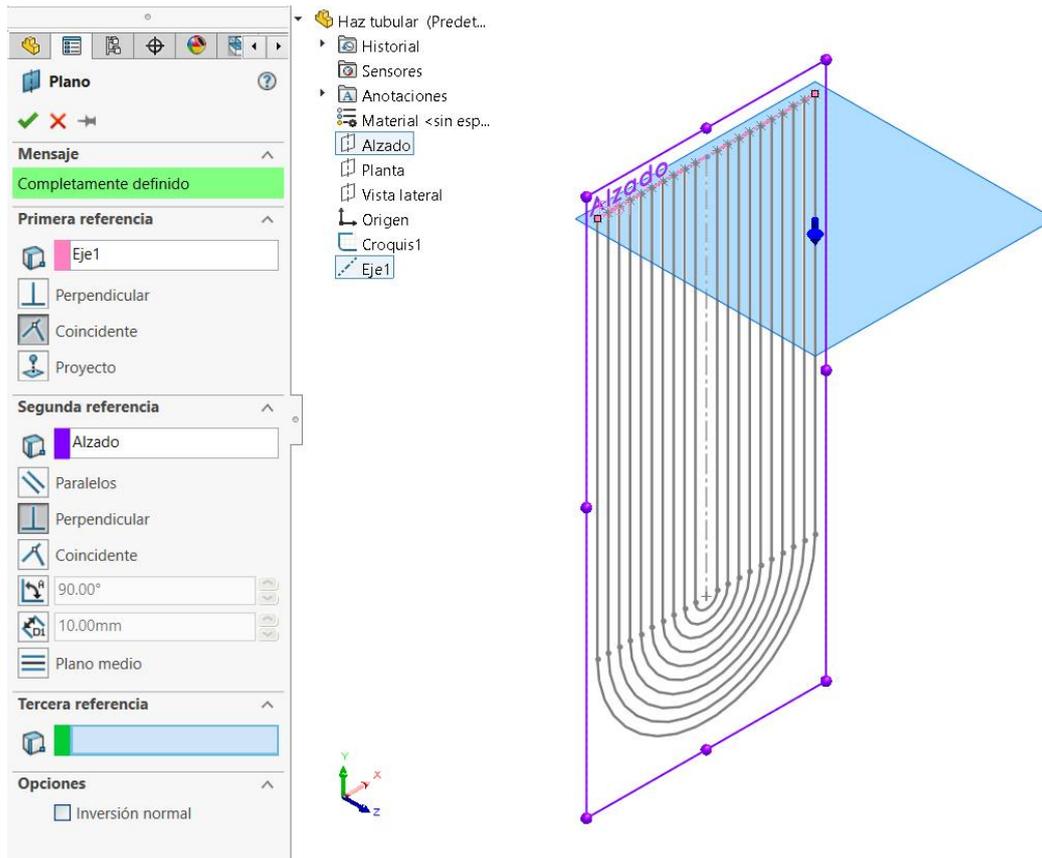


Figura A.5 – Plano normal al croquis para el haz tubular (Original del autor).

Como se aprecia en la figura A.5, para definir el plano, se establece como primera referencia el eje y el plano de alzado.

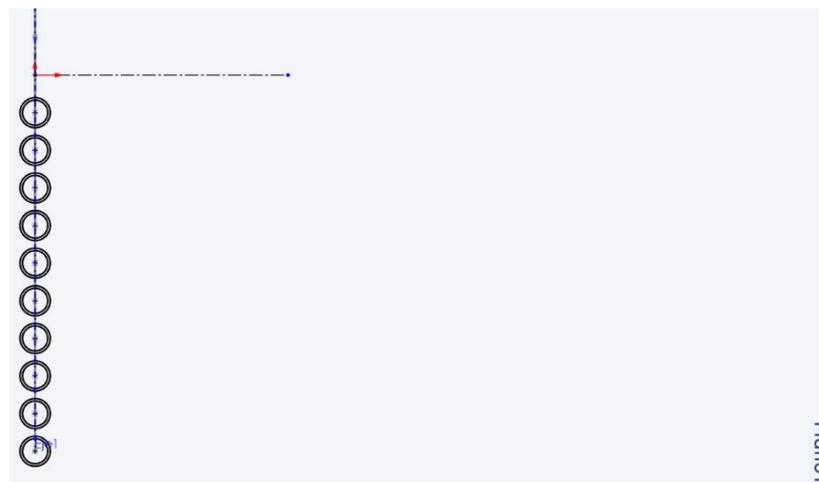


Figura A.6 – Croquis sobre el plano normal a la dirección del haz tubular (Original del autor).

Sobre el nuevo plano, se crea un croquis en el que se dibujan diez conjuntos de dos circunferencias concéntricas respecto a los puntos creados. Dichas

circunferencias tienen radios de 6 mm y 5 mm, según las medidas establecidas en el apartado 5.3. Además, se crea una línea de construcción perpendicular al eje, tal como muestra la figura A.6.

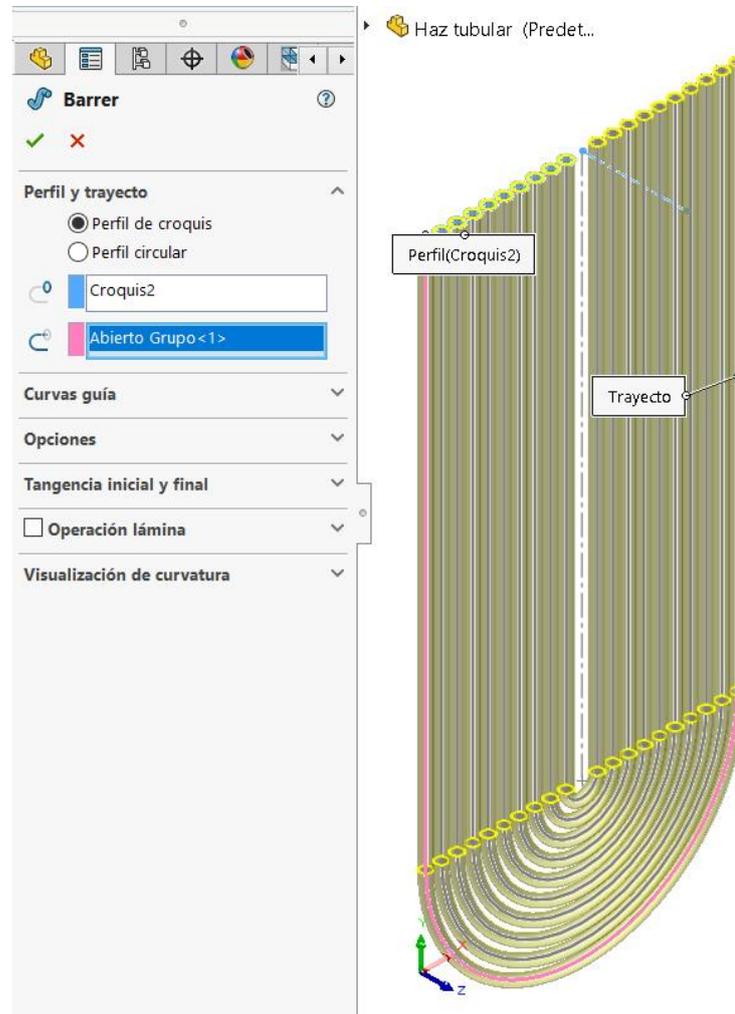


Figura A.7 – Operación de barrido para crear los tubos del haz (Original del autor).

A través de la operación “Saliente/Base barrido”, se selecciona como perfil de croquis el conjunto de circunferencias concéntricas creadas, y como ruta el trazo en forma de “U”. Con la operación “Matriz lineal”, se definen 10 instancias separadas por 15 mm, escogiendo la operación de barrido anterior.

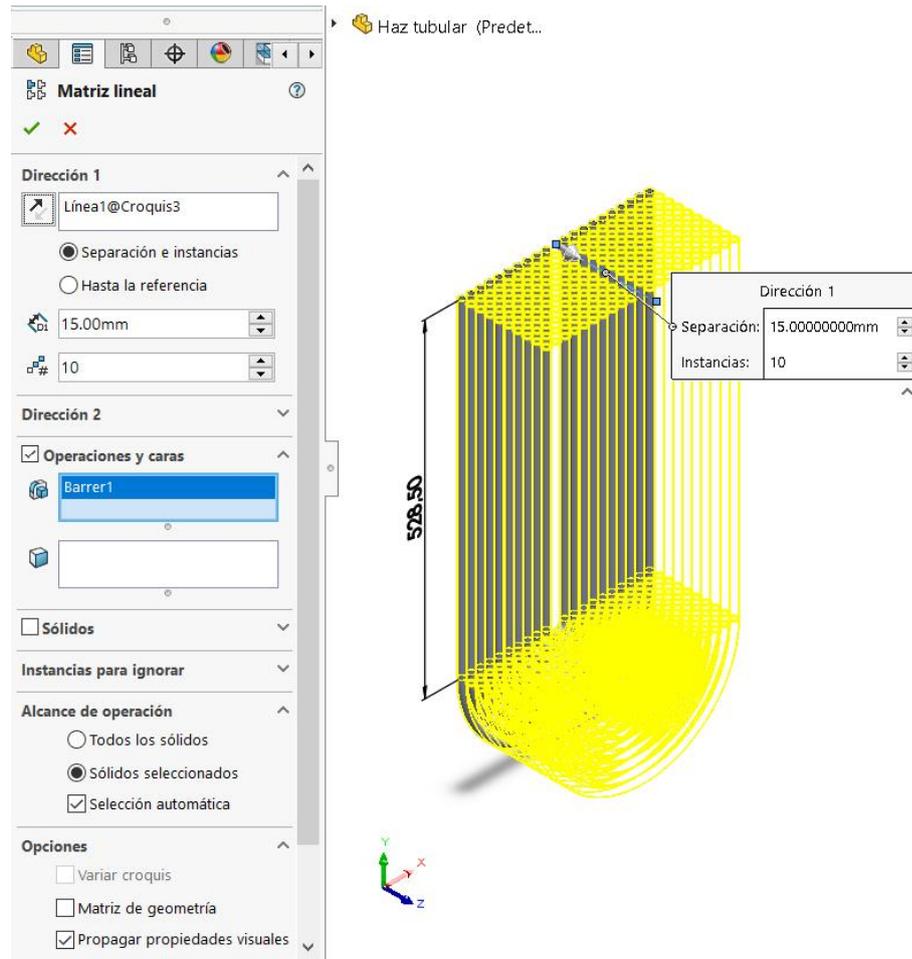


Figura A.8 – Operación de matriz lineal para conformar dos pasos de tubos (Original del autor).

De esta forma, el haz de tubos para dos pasos queda creado:

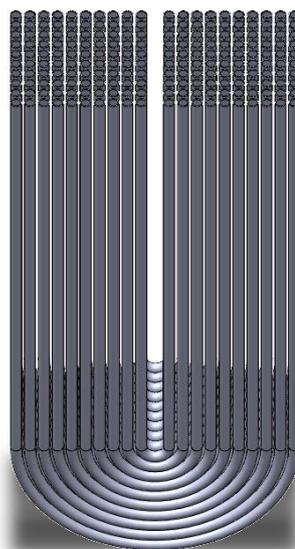


Figura A.9 – Haz tubular de dos pasos por tubo (Original del autor).



Esta pieza es guardada en la misma carpeta con el nombre de “Haz de tubos.SLDPRT”. Por último, se modeliza la tapa superior del “box cooler”. Para ello se crea un croquis en el plano de planta y se traza un rectángulo de idénticas dimensiones a las de la figura A.1. Se realiza una operación de extrusión de altura 10 mm a dicho rectángulo. Sobre la superficie generada, se crea otro croquis con un rectángulo centrado, de base 539 mm y altura 370 mm. Se le realiza una extrusión de 100 mm. En la superficie inferior, se crea otro croquis con un rectángulo de base 526 mm y altura 360 mm. Se le realiza la operación de “Extruir corte”, con una profundidad de 105 mm. Tras aplicar operaciones de “Redondeo” sobre las aristas y las esquinas, se crea un croquis en la superficie superior, creando dos cuadrados de lado 158,5 mm.

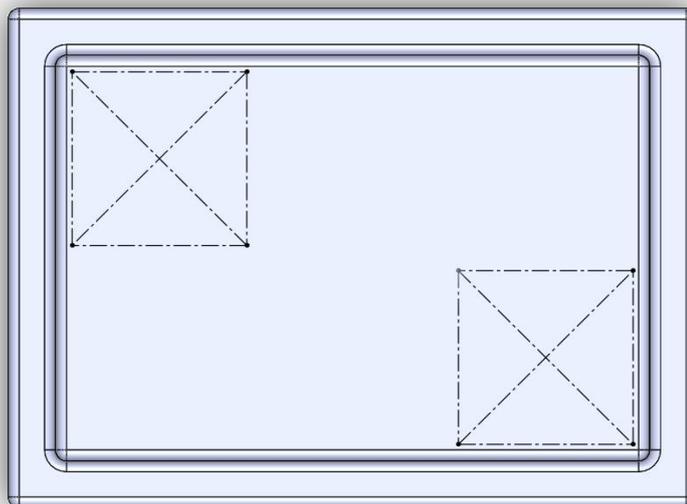


Figura A.10 – Tapa superior (vista de planta) (Original del autor).

Sobre los centros de cada cuadrado se crean dos circunferencias de 114,3 mm de diámetro, con el fin de extruirlas 50 mm. Sobre las superficies superiores de los cilindros creados, se traza otro croquis y otras dos circunferencias concéntricas a las anteriores de 100 mm de diámetro, a las que se les aplica una operación de “Extruir corte”, con una condición “por todo”.

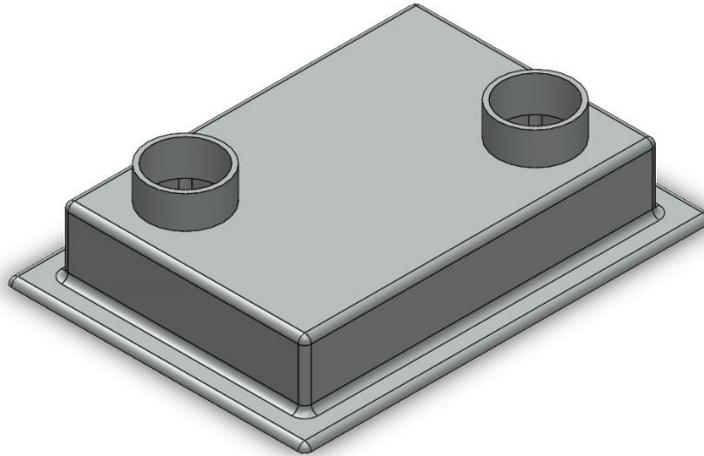


Figura A.11 – Parte externa de la tapa superior (Original del autor).

Las tuberías generadas son la entrada y la salida del agua de refrigeración. Sobre la parte interna, se han modelado unas paredes a modo de separador de cada paso de tubos. Se comienza con un separador a lo largo del enfriador, de espesor 3 mm.

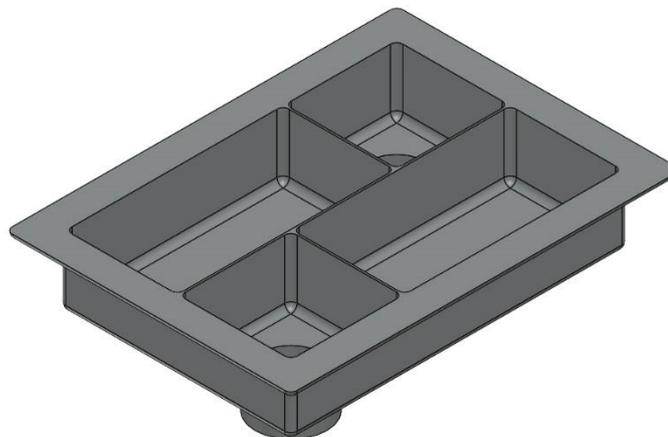


Figura A.12 – Parte interior de la tapa superior (Original del autor).

Se añaden otros dos separadores perpendiculares al primero. Cada uno está situado a 180 mm de la pared más corta de la tapa, respecto al centro de cada separador. La disposición, así como las operaciones de “Redondeo” de 10 mm aplicadas pueden ser apreciadas en la figura A.12. La pieza es guardada con el nombre de “Tapa superior.SLDPRT” en la misma carpeta que las otras dos.



Para terminar el modelo del enfriador, se crea un nuevo ensamblaje y se selecciona la opción “Insertar componentes”. Se importan las piezas:

- Tapa superior.SLDPRT
- Tapa inferior.SLDPRT
- Haz de tubos.SLDPRT

Es necesario repetir la operación otras dos veces con la pieza del haz tubular. Para unir todas las piezas, se selecciona “Relación de posición” en el panel “Ensamblaje”. Se comienza haciendo clic en la cara superior de la tapa inferior, y en la cara inferior de la tapa superior. Así, no habrá separación entre ambas. Se añade la relación de posición avanzada de “Centro geométrico”.

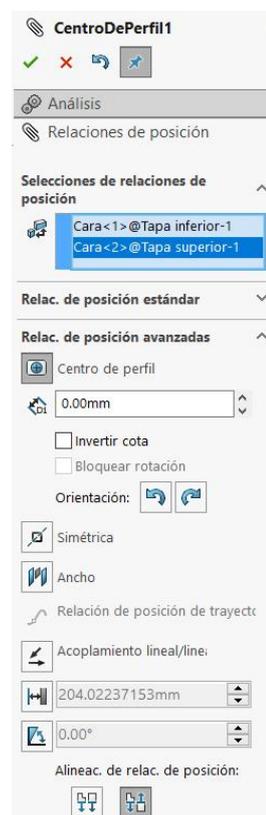


Figura A.13– Relaciones de posición de las tapas superior e inferior (Original del autor).

Para ensamblar los haces de tubos, la mejor opción es utilizar la herramienta “Vista de sección” y seleccionar el plano de planta. Se vuelve a utilizar la herramienta “Relación de posición” y se selecciona la circunferencia exterior de uno



de los tubos de un haz y, a continuación, el agujero correspondiente de la tapa inferior. Se repite la operación para otro de los tubos, de forma que el ensamblaje queda completamente definido. El mismo procedimiento se realiza para los otros dos haces tubulares.

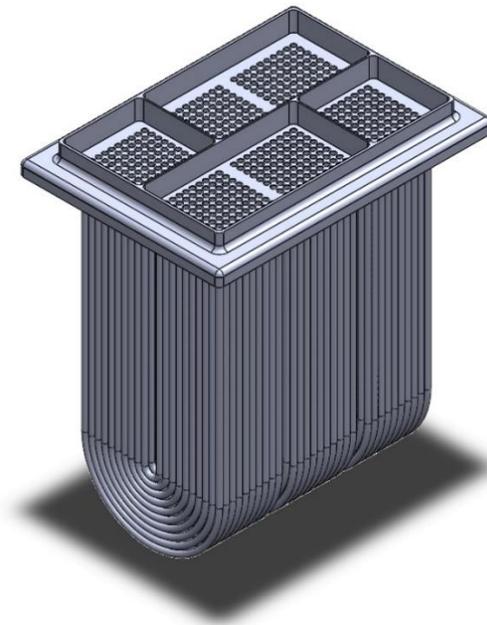


Figura A.14 – “Box cooler” con sección en el plano de planta en la tapa superior (Original del autor).

Para la simulación térmica, es necesario establecer unas fronteras. En el panel de “Flow Simulation”, en el apartado de “Tools” existe una utilidad llamada “Create Lids”. Esta operación permite crear unas tapas sobre las tuberías de entrada y salida.

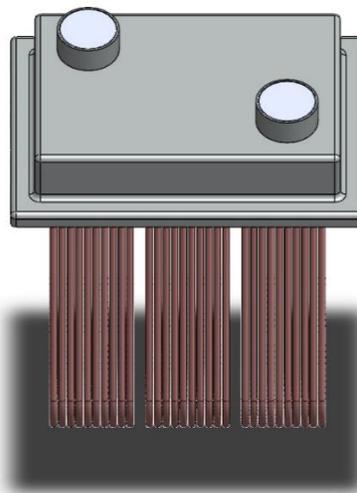


Figura A.15 – Vista superior del “box cooler” con los materiales definidos (Original del autor).



El último paso es comprobar la estanqueidad del modelo. Esto se realiza a través de la operación “Check Geometry”, en el panel de “Flow Simulation”. Se selecciona un tipo de análisis interno y se comprueba que todas las piezas del ensamblaje están seleccionadas. Tras ejecutar el análisis, se obtiene un mensaje acerca de si la geometría del sólido es correcta.

**ANEXO B. FICHA TÉCNICA DEL MOTOR ROLLS-ROYCE BERGEN TIPO
B32:40P**

Características del motor		
Nº de cilindros	-	6
Diámetro del cilindro	mm	320
Carrera	mm	400
Potencia nominal (MCR)	kW	3000
Presión media efectiva	bar	24,9
Velocidad nominal	rpm	750
Velocidad media del pistón	m/s	10
Desplazamiento	l	193

Tabla B.1. Características principales del motor Bergen tipo B32:40P (Bergen Engines, 2016).

Características del combustible		
Consumo específico	g/kWh	184
Consumo en MCR	l/h	670
Capacidad de la bomba de alimentación	l/h	2580
Tanque de servicio diario (24 horas)	m ³	16

Tabla B.2. Características del combustible del motor Bergen tipo B32:40P (Bergen Engines, 2016).

Características de aceite de toberas		
Aceite	-	SAE 40
Presión normal (+-0,2)	barg	2
Alarma de presión baja	barg	1
Temperatura normal (+-5)	°C	90

Tabla B.3. Características de aceite de toberas del motor Bergen tipo B32:40P (Bergen Engines, 2016)



Características del aire de arranque		
Presión, máx/min	barg	30/20
Consumo de aire por arranque	m ³ n	0,75
Arranques con botella de 500 l	-	7
Arranques con botella de 250 l	-	4

Tabla B.4. Características del aire de arranque del motor Bergen tipo B32:40P (Bergen Engines, 2016).

Características del lubricante		
Aceite lubricante	-	SAE 40
Capacidad de la bomba principal de aceite	m ³ /h	54
Capacidad de la bomba de reserva	m ³ /h	13
Presiones de aceite		
Normal	barg	4-5
Alarma, presión baja	barg	2,5
Arranque de bomba de reserva	barg	0
Parada por baja presión	barg	1,7
Temperatura de entrada de aceite		
Normal	°C	60
Alarma, alta temperatura	°C	70
Consumo específico	g/kWh	0,8
Consumo	kg/h	2,4
Volúmenes en el cárter		
Alto nivel	l	1410
Bajo nivel	l	1050
Sistema de cárter seco	l	3600

Tabla B.5. Características del lubricante del motor Bergen tipo B32:40P (Bergen Engines, 2016).



Recuperación de calor residual de agua de camisas		
Calor residual, 100% de carga	MJ/h	3270
Calor residual, 80% de carga	MJ/h	2370
Calor residual, 50% de carga	MJ/h	1255

Tabla B.6. Recuperación de calor residual de aguas de camisas del motor Bergen tipo B32:40P (Bergen Engines, 2016).

Características del agua de refrigeración		
Enfriador aire de carga de dos etapas		
<i>Etapas de baja temperatura</i>		
Temperatura máxima de entrada	°C	37
Flujo de agua nominal	m ³ /h	36
Flujo de agua máximo	m ³ /h	39
<i>Etapas de alta temperatura</i>		
Flujo de agua nominal	m ³ /h	25
Sistema de agua de camisas		
Capacidad de la bomba	m ³ /h	54
Parada normal	barg	1
Agua en el bloque	l	250
<i>Temperatura a la salida</i>		
Normal	°C	90
Alarma, alta temperatura	°C	95
Parada por alta temperatura	°C	98
<i>Incremento de temperatura máximo</i>		
En el motor	°C	7,4
Incl. Enfriador aire de carga	°C	14,5
<i>Tanque de expansión</i>		
Un motor	l	300
Varios motores	l	500
Altura por encima del motor	m	3-10

Tabla B.7. Características del agua de refrigeración del motor Bergen tipo B32:40P (Bergen Engines, 2016).



Características del aire de carga		
Tipo de turbocompresor	ABB	TPS-61F33
Tipo de enfriador del aire de carga	-	RR6L3240B
Consumo de aire	m ³ n/h	15700
Consumo de aire	kg/h	20300
Presión de aire de carga	barg	3,2
Temperatura de aire de carga		
	Normal	°C 55-60
	Alarma, alta temperatura	°C 65
Alarma de velocidad del turbocompresor	rpm	33989

Tabla B.8. Características del aire de carga del motor Bergen tipo B32:40P (Bergen Engines, 2016).

Características de escape		
Flujo másico	kg/h	20800
Flujo volumétrico, después de la turbina	m ³ /h	35700
Temperatura, después del cilindro	°C	375
Temperatura, después de la turbina	°C	355
Contrapresión máxima	mmWG	300
Datos a carga parcial		
<i>Flujo másico al 90% de carga</i>	kg/h	19300
Temperatura, después de la turbina	°C	320
<i>Flujo másico al 80% de carga</i>	kg/h	17500
Temperatura, después de la turbina	°C	320
<i>Flujo másico al 50% de carga</i>	kg/h	11200
Temperatura, después de la turbina	°C	355

Tabla B.9. Características del escape del motor Bergen tipo B32:40P (Bergen Engines, 2016).



Disipación de calor		
Datos de lubricación		
Enfriador de aceite	MJ/h	1295
Datos de agua de refrigeración		
Agua de baja temperatura	MJ/h	2020
Agua de alta temperatura	MJ/h	1600
<i>Agua de refrigeración de camisas</i>		
En el motor	MJ/h	1670
Incl. Enfriador aire de carga	MJ/h	3270
Datos de ventilación		
Radiación	MJ/h	370
<i>Agua de refrigeración de camisas</i>		
En el motor	MJ/h	1670
Incl. Enfriador aire de carga	MJ/h	3270
Datos de ventilación		
Radiación	MJ/h	370

Tabla B.10. Disipación de calor del motor Bergen tipo B32:40P (Bergen Engines, 2016).

**ANEXO C. HOJA DE CÁLCULO EN EES**

1: *"Cálculos box cooler"*

2: $Q_MJ=3270[MJ/h]$

"Calor disipado al agua de refrigeración por el motor en MJ/h"

3: $Q=Q_MJ*convert(MJ/h;kW)$

"Conversión de MJ/h a kW"

4: $Tc_1=95[C]$

"Temperatura de entrada al intercambiador"

5: $P_1=3[bar]$

"Presión de entrada al intercambiador"

6: $\rho_agua=Density(Water;T=Tc_1;P=P_1)$

"Densidad del agua a 95°C y 3 bar"

7: $v_dot_aguah=54[m^3/h]$

"Caudal volumétrico en m³/h"

8: $v_dot_agua=v_dot_aguah*convert(m^3/h;m^3/s)$

"Caudal volumétrico en m³/s"

9: $m_dot_agua=\rho_agua*v_dot_agua$

"Caudal másico en kg/s en la tubería de entrada"

10: $cp_agua=SpecHeat(Water;T=Tc_1;P=P_1)$

"Calor específico del agua"

11: $\mu_agua=Viscosity(Water;T=Tc_1;P=P_1)$

"Viscosidad del agua"

12: $D_tubería=0,1[m]$

"Diámetro de la tubería de refrigeración"

13: $u_circuito=(4*v_dot_agua)/(pi*D_tubería^2)$

"Velocidad media en la tubería del circuito de refrigeración"

14: $n=100$

"Número de tubos por paso"

15: $D_i=10*convert(mm;m)$

"Diámetro interior de los tubos del intercambiador"

16: $v_dot_tubo=v_dot_agua/n$

"Caudal de agua por cada tubo en el enfriador"

17: $S_tubo_i=pi*(D_i^2)/4$



"Sección transversal interior de cada tubo en m²"

$$18: u_{\text{tubo}} = (4 \cdot v_{\text{dot_tubo}}) / (\pi \cdot D_i^2)$$

"Velocidad media en el interior del tubo"

19: "Coeficiente de convección interior"

$$20: Re_{\text{dulce}} = (\rho_{\text{agua}} \cdot u_{\text{tubo}} \cdot D_i) / \mu_{\text{agua}}$$

"Número de Reynolds en el interior de las tuberías"

$$21: Pr_{\text{dulce}} = \text{Prandtl}(\text{Water}; T=T_{c_1}; P=P_1)$$

"Número de Prandtl en el interior de las tuberías"

$$22: e = 0,0065 [\text{mm}]$$

"Rugosidad en mm del cobre"

$$23: f = (-2 \cdot \log_{10}(((2 \cdot e \cdot \text{convert}(\text{mm}; \text{m})) / (7,54 \cdot D_i)) - (5,02 / Re_{\text{dulce}}) \cdot \log_{10}(((2 \cdot e \cdot \text{convert}(\text{mm}; \text{m})) / (7,54 \cdot D_i)) + (13 / Re_{\text{dulce}}))))^{-2}$$

) "Factor de fricción, correlación de Zigrang y Sylvester"

$$24: Nusselt_{\text{dulce}} = ((f/8) \cdot (Re_{\text{dulce}} - 1000) \cdot Pr_{\text{dulce}}) / (1 + 12,7 \cdot (Pr_{\text{dulce}}^{2/3} - 1) \cdot (f/8)^{1/2})$$

"Número de Nusselt mediante la correlación de Gnielinski"

$$25: k_{\text{agua}} = \text{Conductivity}(\text{Water}; T=T_{c_1}; P=P_1)$$

"Coeficiente de conductividad del agua en W/m·C"

$$26: Nusselt_{\text{dulce}} = (h_i \cdot D_i) / k_{\text{agua}}$$

"Definición del número de Nusselt para obtener el coeficiente de convección interior"

27: "Coeficiente de convección exterior"

$$28: D_e = 12 \cdot \text{convert}(\text{mm}; \text{m})$$

"Diámetro exterior de cada tubo"

$$29: S_{\text{tubo}_e} = \pi \cdot (D_e^2) / 4$$

"Sección transversal exterior de cada tubo en m²"

$$30: P_{\text{mar}} = 1,2 \cdot \text{convert}(\text{bar}; \text{MPa})$$

"Presión de agua de mar aproximada a una profundidad de 2 metros"

$$31: T_{f_1} = 30 [\text{C}]$$

"Temperatura del agua de mar a la entrada"

$$32: T_{\text{media_mar}} = (T_{f_1} + T_{f_2}) / 2$$

"Temperatura media del agua de mar"

33: "Se calculan las propiedades del agua de mar a la temperatura media, teniendo en cuenta la salinidad"



34: Sal=35[g/kg]

"Salinidad media del agua de mar"

35: nu_mar=SW_KViscosity(T_media_mar; Sal)

"Viscosidad cinemática del agua de mar"

36: k_mar=SW_conductivityP(T_media_mar; Sal;P_mar)

"Conductividad del agua de mar"

37: rho_mar=SW_Density(T_media_mar; Sal; P_mar)

"Densidad agua de mar a la presión dada"

38: Beta_mar=SW_IsobExp(T_media_mar; Sal; P_mar)

"Coeficiente de expansión volumétrica agua de mar"

39: Pr_mar=SW_Prandtl(T_media_mar; Sal)

"Número de Prandtl en el exterior de las tuberías"

40: alpha_mar=SW_Diffusivity(T_media_mar; Sal)

"Difusividad térmica del agua de mar"

41: cp_mar=(SW_SpcHeat(T_media_mar; Sal; P_mar))*convert(J/kg*K;kJ/kg*C)

*"Calor específico del agua de mar pasado a kJ/kg*K"*

42: g=9,807[m/s^2]

"Aceleración de la gravedad"

43: Q=m_dot_mar*cp_mar*(Tf_2-Tf_1)

"Ecuación del calor transferido al agua de mar"

44: S=15*convert(mm;m)

"Distancia entre centros de los tubos"

45: SoverD_e=S/D_e

"Relación distancia entre centros-diámetro"

46: d_eq=D_e*((4/pi)*(SoverD_e^2)-1)

"Diámetro caliente equivalente en metros"

47: A_i=(pi*D_i*L)*n

"Superficie interior del conjunto de tubos"

48: A_e=(pi*D_e*L)*n

"Superficie exterior del conjunto de tubos"

49: q_flux=(Q*convert(kW;W))/A_e

"Flujo de calor"

50: Gr_q=(g*Beta_mar*q_flux*d_eq^4)/(k_mar*nu_mar^2)

"Número de Grashof basado en el diámetro caliente equivalente"



$$51: Ra_q = Gr_q \cdot Pr_{mar}$$

"Número de Rayleigh basado en el diámetro caliente equivalente"

$$52: Nusselt_{tubos} = 0,057 \cdot Ra_q^{0,35}$$

"Correlación El-Genk"

$$53: Nusselt_{tubos} = (h_e \cdot d_{eq}) / k_{mar}$$

"Número de Nusselt en función del diámetro equivalente"

$$54: Tc_m = (Tc_1 + Tc_2) / 2$$

"Temperatura media del agua de refrigeración de camisas"

$$55: Q \cdot \text{convert}(kW;W) = h_i \cdot A_i \cdot (Tc_m - T_p)$$

"Balance de energía entre el fluido y la pared del tubo"

$$56: Q \cdot \text{convert}(kW;W) = h_e \cdot A_e \cdot (-((Tf_2 + Tf_1) / 2) + T_p)$$

"Balance de energía entre el mar y la pared del tubo"

$$57: Q = m_{dot_agua} \cdot cp_{agua} \cdot (Tc_1 - Tc_2)$$

"Ecuación del calor transferido desde el agua de refrigeración"

$$58: \Delta T_{log} = ((Tc_2 - Tf_1) - (Tc_1 - Tf_2)) / (\ln((Tc_2 - Tf_1) / (Tc_1 - Tf_2)))$$

"Diferencia media logarítmica de temperaturas para contraflujo"

$$59: k_{cobre} = \text{Conductivity}('Copper_Nickel\ 90-10'; T = T_p)$$

"Conductividad de la aleación cobre-níquel 90/10 a la temperatura de pared"

$$60: r_e = D_e / 2$$

"Radio exterior del tubo"

$$61: r_i = D_i / 2$$

"Radio interior del tubo"

$$62: R_{fi} = 0,00018 [m^2 \cdot C / W]$$

"Resistencia por incrustación en la parte interna del tubo (agua de camisas)"

$$63: R_{fe} = 0,00009 [m^2 \cdot C / W]$$

"Resistencia por incrustación en la parte externa del tubo (agua salada)"

$$64: U_e = 1 / ((r_e / r_i) \cdot (1 / h_i) + (r_e / r_i) \cdot R_{fi} + (r_e / k_{cobre}) \cdot \ln(r_e / r_i) + R_{fe} + (1 / h_e))$$

"Coeficiente global de transferencia de calor referido a la superficie exterior"

$$65: P = (Tc_2 - Tc_1) / (Tf_1 - Tc_1)$$

"Variable P del factor de corrección"

$$66: R = (m_{dot_mar} \cdot cp_{mar}) / (m_{dot_agua} \cdot cp_{agua})$$

"Variable R del factor de corrección"

$$67: F_{corrección} = \text{LMTD_CF}('shell\&tube_1'; P; R)$$

"Factor de corrección de la temperatura media logarítmica"



$$68: Q_{\text{convert}}(\text{kW}; W) = U_e \cdot A_e \cdot \Delta T_{\text{log}}$$

"Ecuación de transferencia de calor mediante temperatura media logarítmica"

$$69: \{ \$ST\$OFF \}$$

SOLUTION

Unit Settings: SI C bar kJ mass deg

$$\alpha_{\text{mar}} = 1,530\text{E-}07 \text{ [m}^2/\text{s]}$$

$$A_e = 11,5 \text{ [m}^2\text{]}$$

$$A_i = 9,583 \text{ [m}^2\text{]}$$

$$\beta_{\text{mar}} = 0,0003793 \text{ [1/K]}$$

$$c_{\text{pagua}} = 4,21 \text{ [kJ/kg-C]}$$

$$c_{\text{pmar}} = 4,005 \text{ [kJ/kg-C]}$$

$$\Delta T_{\text{log}} = 75,76 \text{ [C]}$$

$$D_e = 0,012 \text{ [m]}$$

$$d_{\text{eq}} = 0,01187 \text{ [m]}$$

$$D_i = 0,01 \text{ [m]}$$

$$D_{\text{tubería}} = 0,1 \text{ [m]}$$

$$e = 0,0065 \text{ [mm]}$$

$$f = 0,02501$$

$$F_{\text{corrección}} = 0,9849$$

$$g = 9,807 \text{ [m/s}^2\text{]}$$

$$Gr_q = 1,778\text{E}+07$$

$$h_e = 1772 \text{ [W/m}^2\text{-C]}$$

$$h_i = 17306 \text{ [W/m}^2\text{*C]}$$

$$k_{\text{agua}} = 0,6634 \text{ [W/m-C]}$$

$$k_{\text{cobre}} = 55,89 \text{ [W/m*C]}$$

$$k_{\text{mar}} = 0,6205 \text{ [W/m-C]}$$

$$L = 3,051 \text{ [m]}$$

$$\mu_{\text{agua}} = 0,0002975 \text{ [kg/m-s]}$$

$$m_{\text{agua}} = 14,43 \text{ [kg/s]}$$

$$m_{\text{mar}} = 15,17 \text{ [kg/s]}$$

$$n = 100$$

$$Nusseltdulce = 260,9$$

$$Nusselttubos = 33,91$$



$v_{mar} = 7,275E-07$ [m²/s]
 $P = 0,23$
 $P_{rdulce} = 1,888$
 $P_{rmar} = 4,753$
 $P_1 = 3$ [bar]
 $P_{mar} = 0,12$ [MPa]
 $Q = 908,3$ [kW]
 $q_{flux} = 78984$ [W/m²]
 $QMJ = 3270$ [MJ/h]
 $R = 1$
 $R_{aq} = 8,450E+07$
 $Redulce = 61768$
 $\rho_{agua} = 962$ [kg/m³]
 $\rho_{mar} = 1019$ [kg/m³]
 $r_e = 0,006$ [m]
 $R_{fe} = 0,00009$ [m²*C/W]
 $R_{fi} = 0,00018$ [m²*C/W]
 $r_i = 0,005$ [m]
 $S = 0,015$ [m]
 $Sal = 35$ [g/kg]
 $SoverDe = 1,25$
 $Stubo,e = 0,0001131$ [m²]
 $Stubo,i = 0,00007854$ [m²]
 $T_{c1} = 95$ [C]
 $T_{c2} = 80,05$ [C]
 $T_{cm} = 87,52$ [C]
 $T_{f1} = 30$ [C]
 $T_{f2} = 44,95$ [C]
 $T_{media,mar} = 37,48$ [C]
 $T_p = 82,05$ [C]
 $u_{circuito} = 1,91$ [m/s]
 $U_e = 1043$ [W/m²-C]
 $u_{tubo} = 1,91$ [m/s]
 $v_{agua} = 0,015$ [m³/s]



vaguah = 54 [m³/h]

vtubo = 0,00015 [m³/s]

No unit problems were detected.

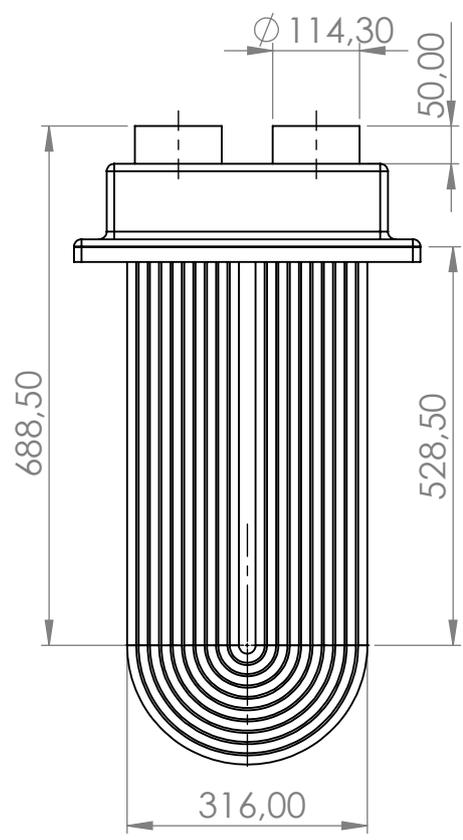
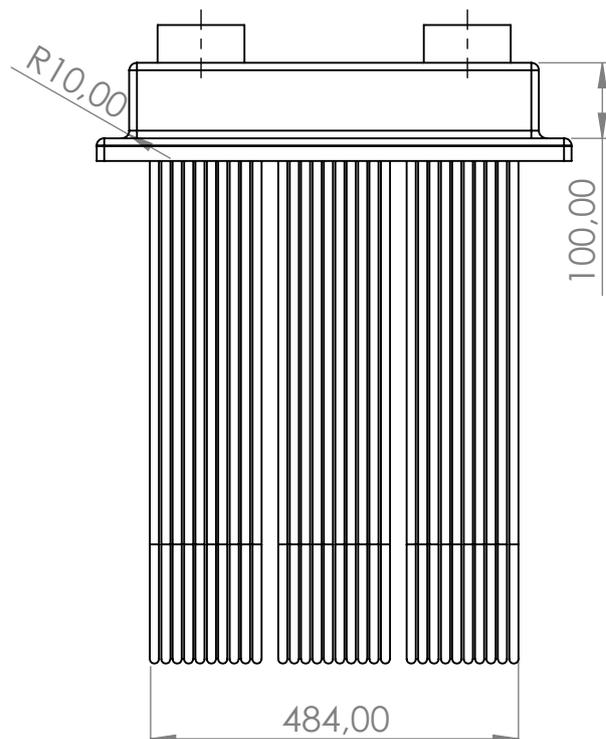
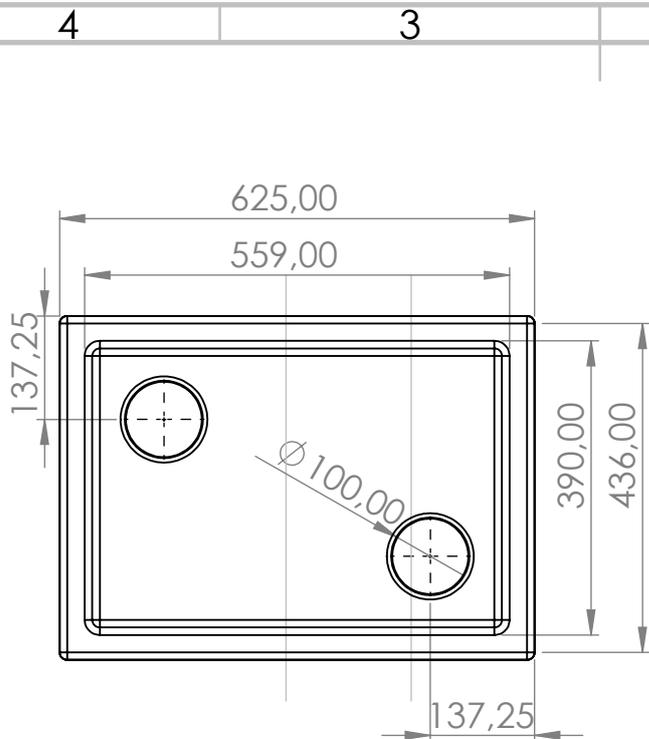


UNIVERSIDADE DA CORUÑA



ESCOLA TÉCNICA SUPERIOR DE
NÁUTICA E MÁQUINAS

ANEXO D. MEDIDAS DEL ENFRIADOR DE CAJA



SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM	ACABADO:	REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	NO CAMBIE LA ESCALA	REVISIÓN
--	----------	---------------------------------------	---------------------	----------

	NOMBRE	FIRMA	FECHA
DIBUJ.	J. Otero		17/02/2020
VERIF.			
APROB.			
FABR.			
CALID.			

TÍTULO: Dimensiones del enfriador de caja de alta temperatura	
MATERIAL: CU-NI 10% UNS C70600, ACERO DULCE.	N.º DE DIBUJO
Box cooler	
PESO:	ESCALA: 1:10
	HOJA 1 DE 1

A4