

UNIVERSIDAD NACIONAL DEL SANTA
FACULTAD DE INGENIERÍA
ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA



UNS
UNIVERSIDAD
NACIONAL DEL SANTA

**“Optimización del sistema de refrigeración en motores de 1207 HP para
embarcaciones pesqueras mediante equipamiento de box cooler”**

Tesis para obtener el Título Profesional de Ingeniero Mecánico

AUTORES:

Bach. Reyna Pascual, Jean Carlos

Bach. Chávez Horna, Ronald

ASESOR:

M. Sc. Risco Ojeda, Rusber Alberto

Código ORCID: 0000-0003-0194-169X

NUEVO CHIMBOTE – PERÚ

2025



FACULTAD DE INGENIERÍA
ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA

HOJA DE CONFORMIDAD DEL ASESOR

El presente informe final de tesis titulado:

**“OPTIMIZACIÓN DEL SISTEMA DE REFRIGERACIÓN EN MOTORES DE 1207
HP PARA EMBARCACIONES PESQUERAS MEDIANTE EQUIPAMIENTO DE BOX
COOLER”, elaborado por los bachilleres:**

**CHÁVEZ HORNA RONALD
REYNA PASCUAL JEAN CARLOS**

Para obtener el título de Ingeniero Mecánico, ha conestado con el asesoramiento de quien deja constancia de aprobación. Por tal motivo, firmo el presente trabajo en calidad de asesor.

M. Sc. Risco Ojeda, Rusber Alberto

Código ORCID: 0000-0003-0194-169X

DNI: 32903454

ASESOR



FACULTAD DE INGENIERÍA
ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA

HOJA DE CONFORMIDAD DEL JURADO EVALUADOR

El presente informe final de tesis titulado:

**“OPTIMIZACIÓN DEL SISTEMA DE REFRIGERACIÓN EN MOTORES DE 1207
HP PARA EMBARCACIONES PESQUERAS MEDIANTE EQUIPAMIENTO DE BOX
COOLER”, elaborado por los bachilleres:**

**CHÁVEZ HORNA RONALD
REYNA PASCUAL JEAN CARLOS**

Para obtener el título de Ingeniero Mecánico, fue revisado y aprobado por el siguiente Jurado Evaluador.

Dr. Quillos Ruiz, Serapio Agapito

Código ORCID: 0000-0002-4498-0034

DNI: 08597503

PRESIDENTE

M. Sc. Calderón Rodríguez, Luis Carlos

Código ORCID: 0000-0002-9447-2257

DNI: 32977058

SECRETARIO

M. Sc. Risco Ojeda, Rusber Alberto

Código ORCID: 0000-0003-0194-169X

DNI: 32903454

INTEGRANTE

ACTA DE SUSTENTACIÓN INFORME FINAL DE TESIS

El día 05 del mes de agosto del año dos mil veinticinco, siendo las 10:00 a.m., En el Laboratorio de Uso Múltiple de la Escuela Profesional de Ingeniería Mecánica-FI-UNS, en concordancia a lo dispuesto en el Oficio Múltiple N° 034-2022-UNS-CU-SG, se instaló el Jurado Evaluador designado mediante Resolución N° 0778-2024-UNS-CFI, y de expedito según Resolución N° 506-2025-UNS-FI integrado por los docentes: **Dr. Serapio Agapito Quillos Ruiz (presidente)**, **Msc. Luis Carlos Calderón Rodríguez (secretario)** y el **Msc. Rusber Alberto Risco Ojeda (Integrante)**), para dar inicio a la sustentación de la Tesis titulada: **"OPTIMIZACION DEL SISTEMA DE REFRIGERACION EN MOTORES DE 1207 HP PARA EMBARCACIONES PESQUERAS MEDIANTE EQUIPAMIENTO DE BOX COOLER "**, perteneciente a los bachilleres: **CHAVEZ HORNA RONALD** con código de matrícula **N°0201416007**, **REYNA PASCUAL JEAN CARLOS** con código de matrícula **N°0201416019**, quien fue asesorado por el Msc. Rusber Alberto Risco Ojeda, según Resolución Decanal N° 812-2023-UNS-CFI.

El Jurado Evaluador, después de deliberar sobre aspectos relacionados con el trabajo, contenido y sustentación del mismo, y con las sugerencias pertinentes en concordancia con el Reglamento General de Grados y Títulos, vigente, declaran aprobar:

BACHILLER	PROMEDIO VIGESIMAL	PONDERACIÓN
CHAVEZ HORNA RONALD	DIECISES	REGULAR

Siendo las 11:00 a.m. del mismo día, se dio por terminado el acto de sustentación, firmando la presente acta en señal de conformidad.

Nuevo Chimbote, agosto 05 de 2025


Dr. Serapio Agapito Quillos Ruiz
PRESIDENTE


Msc. Luis Carlos Calderón Rodríguez
SECRETARIO


Msc. Rusber Alberto Risco Ojeda
INTEGRANTE

ACTA DE SUSTENTACIÓN INFORME FINAL DE TESIS

El día 05 del mes de agosto del año dos mil veinticinco, siendo las 10:00 a.m., En el Laboratorio de Uso Múltiple de la Escuela Profesional de Ingeniería Mecánica-FI-UNS, en concordancia a lo dispuesto en el Oficio Múltiple N° 034-2022-UNS-CU-SG, se instaló el Jurado Evaluador designado mediante Resolución N° 0778-2024-UNS- CFI, y de expedito según Resolución Decanal N° 506-2025-UNS-FI integrado por los docentes: **Dr. Serapio Agapito Quillos Ruiz (presidente)**, **Msc. Luis Carlos Calderón Rodríguez (secretario)** y el **Msc. Rusber Alberto Risco Ojeda (Integrante)**), para dar inicio a la sustentación de la Tesis titulada: **"OPTIMIZACION DEL SISTEMA DE REFRIGERACION EN MOTORES DE 1207 HP PARA EMBARCACIONES PESQUERAS MEDIANTE EQUIPAMIENTO DE BOX COOLER "**, perteneciente a los bachilleres: **CHAVEZ HORNA RONALD con código de matrícula N°0201416007**, **REYNA PASCUAL JEAN CARLOS con código de matrícula N°0201416019**, quien fue asesorado por el Msc. Rusber Alberto Risco Ojeda, según Resolución Decanal N° 812-2023-UNS-CFI.

El Jurado Evaluador, después de deliberar sobre aspectos relacionados con el trabajo, contenido y sustentación del mismo, y con las sugerencias pertinentes en concordancia con el Reglamento General de Grados y Títulos, vigente, declaran aprobar:

BACHILLER	PROMEDIO VIGESIMAL	PONDERACIÓN
REYNA PASCUAL JEAN CARLOS	<i>Dieciseis</i>	<i>REGULAR</i>

Siendo las 11:00 a.m del mismo día, se dio por terminado el acto de sustentación, firmando la presente acta en señal de conformidad.

Nuevo Chimbote, agosto 05 de 2025


Dr. Serapio Agapito Quillos Ruiz
PRESIDENTE


Msc. Luis Carlos Calderón Rodríguez
SECRETARIO


Msc. Rusber Alberto Risco Ojeda
INTEGRANTE

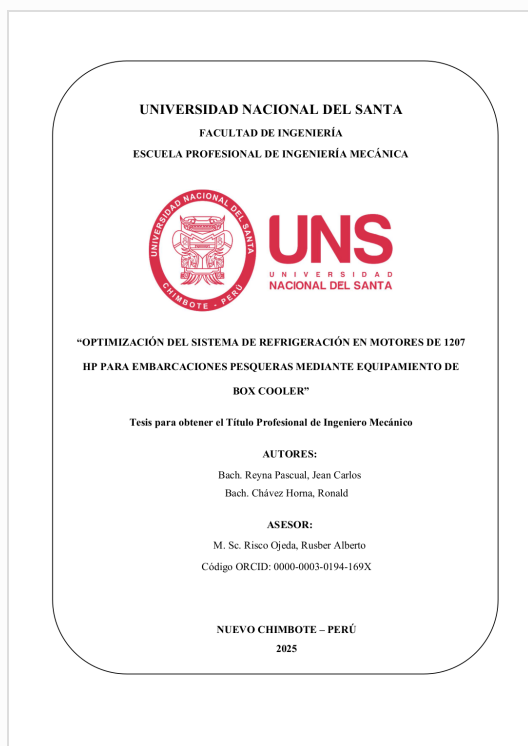


Recibo digital

Este recibo confirma que su trabajo ha sido recibido por **Turnitin**. A continuación podrá ver la información del recibo con respecto a su entrega.

La primera página de tus entregas se muestra abajo.

Autor de la entrega:	Reportes Peru
Título del ejercicio:	Quick Submit
Título de la entrega:	RP - 2025 - 2508 - 0029
Nombre del archivo:	IFT-_Ch_vez,_Reyna.docx
Tamaño del archivo:	11.71M
Total páginas:	164
Total de palabras:	21,250
Total de caracteres:	120,837
Fecha de entrega:	25-ago-2025 10:49p. m. (UTC+0400)
Identificador de la entrega:	2735139342



INFORME DE ORIGINALIDAD

16%

INDICE DE SIMILITUD

16%

FUENTES DE INTERNET

2%

PUBLICACIONES

6%

TRABAJOS DEL
ESTUDIANTE

FUENTES PRIMARIAS

1

repositorio.uns.edu.pe

Fuente de Internet

3%

2

hdl.handle.net

Fuente de Internet

3%

3

docplayer.es

Fuente de Internet

2%

4

archive.org

Fuente de Internet

1%

5

itscv.edu.ec

Fuente de Internet

1%

6

Submitted to Universidad TecMilenio

Trabajo del estudiante

1%

7

manglar.uninorte.edu.co

Fuente de Internet

<1%

8

qdoc.tips

Fuente de Internet

<1%

9

Submitted to Universidad Politecnica
Salesiana del Ecuador

<1%

DEDICATORIA

*Este presente informe final de tesis va dedicado a mi madre en
el cielo quien fue mi más grande apoyo y a la vez
la persona que me ayudó a formarme como profesional,
sin lugar a duda sé que representa un logro muy importante para mí
y lo hubiese sido para mi querida madre.*

*Dedicado también a mis amigos y familiares,
quienes son parte fundamental de mi crecimiento académico y
profesional, a ellos que estuvieron en los momentos
buenos y malos en cada etapa de mi vida.*

R.C.H.

*Dedicado a mis padres, quienes, con amor,
sabiduría y sacrificio me enseñaron que los sueños
se construyen con esfuerzo y perseverancia.
A mi enamorada, por apoyarme en todo momento,
con voz de aliento constante, como mi compañera en este viaje.*

*A mis hermanos, por su alegría y recordándome
que lo mejor es ver el lado bueno de la vida.*

J.C.R.P.

AGRADECIMIENTO

*En primer lugar, quiero agradecer a Dios,
nuestro padre celestial que nos da la vida y nos permite
estar al lado de nuestros seres amados cada día.
Agradezco también a mis padres que me dieron la formación
y los valores para salir adelante durante las adversidades y
enseñarme a valorar los esfuerzos de quienes que me apoyan
para crecer como una buena persona y, sobre todo,
un excelente profesional.*

*Doy las gracias también a nuestro asesor,
por guiarnos y ser parte fundamental de este logro alcanzado.*

R.C.H

*A Dios por cuidar de nosotros en todo momento
para cumplir nuestros propósitos de vida,
a nuestro asesor por contribuir en este trabajo
y nuestra alma mater UNS por todo lo aprendido.*

J.C.R.P.

ÍNDICE GENERAL

Índice de Tablas	ix
Índice de Figuras.....	ix
Índice de Anexos.....	x
Lista de Símbolos y/o Nomenclaturas	xi
RESUMEN	xii
ABSTRACT	xiii
CAPÍTULO I: INTRODUCCIÓN	1
1.1 Realidad Problemática.....	1
1.2 Antecedentes	4
1.3 Formulación del Problema	8
1.4 Objetivos	8
1.4.1 <i>Objetivo General</i>	8
1.4.2 <i>Objetivos específicos</i>	8
1.5 Formulación de la Hipótesis.....	9
1.6 Justificación.....	9
CAPÍTULO II: MARCO TEÓRICO	10
2.1. Motor de Combustión Interna	10
2.1.1 <i>Motor Diesel Marino Caterpillar</i>	10
2.1.2 <i>Clasificación de Motores Diesel Caterpillar</i>	11
2.1.3 <i>Motores marinos CAT serie 3500</i>	12
2.2. Sistemas de refrigeración por líquido para motores marinos	14

2.2.1	<i>Enfriador de quilla (Keel Cooler)</i>	14
2.2.2	<i>Enfriador de caja (Box cooler)</i>	15
2.3.	Mecanismos de transferencia de calor	19
2.3.1	<i>Conducción</i>	19
2.3.2	<i>Convección</i>	20
2.3.3	<i>Radiación</i>	21
2.4.	Análisis Económico.....	23
2.4.1	<i>Valor del dinero en el tiempo</i>	23
2.4.2	<i>Indicadores Financieros</i>	24
CAPÍTULO III: MATERIALES Y MÉTODOS		27
3.1.	Materiales	27
3.1.1	<i>Líquido refrigerante</i>	27
3.1.2	<i>Información del motor en estudio</i>	27
3.1.3	<i>Información del equipo box cooler</i>	27
3.2.	Métodos.....	28
3.2.1.	<i>Metodología de la investigación</i>	28
3.2.2.	<i>Población y muestra</i>	29
3.2.3.	<i>Variables de estudio</i>	29
3.2.4.	<i>Operacionalización de las variables</i>	30
3.2.5.	<i>Técnicas e instrumentos de recolección de datos</i>	31
3.2.6.	<i>Metodología de cálculo</i>	32

CAPÍTULO IV: RESULTADOS Y DISCUSIONES	45
4.1. Resultados	45
4.1.1. <i>Balance de Energía</i>	45
4.1.2. Efectos de mejora.....	111
4.1.3. Análisis Económico	113
4.1.4. Modelado y Simulación	116
4.2. Discusiones.....	119
CAPÍTULO V: CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES	122
5.1. Conclusiones	122
5.2. Recomendaciones.....	124
REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	126
ANEXOS.....	131

Índice de Tablas

Tabla 1	<i>Operacionalización de las variables</i>	30
Tabla 2	<i>Distribución de los calores de un motor Caterpillar</i>	33
Tabla 3	<i>Factores de servicio para caja reductora</i>	34
Tabla 4	<i>Parámetros para cálculo del área de enfriamiento con Keel cooler</i>	35
Tabla 5	<i>Ecuación general de transferencia de calor por unidad de tiempo</i>	37
Tabla 6	<i>Datos iniciales de las camisetas y del post enfriador</i>	45
Tabla 7	<i>Datos iniciales de la caja reductora</i>	45
Tabla 8	<i>Propiedades del agua a T (39 °C)</i>	65
Tabla 9	<i>Propiedades del agua a T (48°C)</i>	81
Tabla 10	<i>Datos obtenidos del para cálculo de transferencia de calor de la caja reductora</i>	86
Tabla 11	<i>Propiedades del agua a T (59 °C)</i>	90
Tabla 12	<i>Propiedades del agua a T (86 °C)</i>	104
Tabla 13	<i>Datos obtenidos para cálculo de transferencia de las camisetas del motor</i>	109
Tabla 14	<i>Parámetros iniciales de evaluación económica</i>	113
Tabla 15	<i>Flujo de caja con Keel Cooler</i>	113
Tabla 16	<i>Flujo de caja de Box Cooler</i>	114
Tabla 17	<i>Flujo de caja comparativo</i>	114

Índice de Figuras

Figura 1	<i>Motor CAT 3512 DITA - E/P TASA 413</i>	13
Figura 2	<i>Diagrama de flujo intercambiador de quilla</i>	14
Figura 3	<i>Esquema general de box cooler</i>	15
Figura 4	<i>Disposición de Ánodo sumergido autofabricado</i>	18
Figura 5	<i>Enfriamiento de una esfera caliente por convección forzada y natural</i>	21
Figura 6	<i>Inducción de luz solar en un cuerpo negro</i>	22

Figura 7 Esquema de calores distribuidos del motor Caterpillar	33
Figura 8 Disposición de los flujos de entrada y salida del keel cooler	54
Figura 9 Flujo de aguas en el box cooler y su configuración superior	62
Figura 10 Box cooler diseño en SolidWorks	116
Figura 11 Pre-simulación de flujo de agua caliente en el box cooler	117
Figura 12 Simulación de equipo box cooler con parámetros de evaluación más críticos ..	118

Índice de Anexos

Anexo 1 Gráfico de Camisetas en keel cooler para relación de área requerida de enfriamiento	132
Anexo 2 Gráfico Postenfriador en keel cooler para relación de área requerida de enfriamiento	133
Anexo 3 Gráfico de Caja reductora en keel cooler para relación de área requerida de enfriamiento	134
Anexo 4 Ficha técnica motor CAT 3512 DITA.....	135
Anexo 5 Curvas de rendimiento motor CAT 3512 DITA	136
Anexo 6 Especificaciones Técnicas de los tubos de cobre en el box cooler	137
Anexo 7 Tabla de propiedades del agua saturada.....	138
Anexo 8 Datos tomados en labores de faena embarcación TASA 413	139
Anexo 9 Ficha técnica de equipo box cooler de doble circuito Blokland.....	140
Anexo 10 Cotización de equipo box cooler Duramax marine	141
Anexo 11 Presupuestos de Ventas SIMACH - Instalación y mantenimiento de keel cooler	142
Anexo 12 Presupuestos de Ventas SIMACH - Instalación y mantenimiento de box cooler	146
Anexo 13 Plano de esquema general box cooler	151

Lista de Símbolos y/o Nomenclaturas

A	: Área de transferencia de calor	m^2
dT/dx	: Gradiente de temperatura	$^{\circ}C/m$
β	: Coeficiente de expansión volumétrica	$1/^{\circ}C$
ρ	: Densidad	kg/m^3
g	: Aceleración de la gravedad	m/s^2
k	: Conductividad térmica	$J/s \cdot m \cdot ^{\circ}C$
h	: Coeficiente de transferencia de calor por convección	$J/s \cdot m^2 \cdot ^{\circ}C$
ν	: Viscosidad cinemática	m^2/s
$\dot{m}$	: Flujo másico	kg/s
$\dot{v}$	: Flujo volumétrico	m^3/s
Gr	: Número de Grashof	Sin unidad
L_c	: Longitud característica	m
Nu	: Número de Nusselt	Sin unidad
Pr	: Número de Prandtl	Sin unidad
R	: Constante de relación de área de enfriamiento	$m^2 \cdot s/J$
Ra	: Número de Rayleigh	Sin unidad
Re	: Número de Reynolds	Sin unidad
T_s	: Temperatura de la superficie	$^{\circ}C$
T_p	: Temperatura de película	$^{\circ}C$
T_{∞}	: Temperatura del fluido lejano	$^{\circ}C$
T_{hi}	: Temperatura del fluido caliente de ingreso	$^{\circ}C$
T_{hs}	: Temperatura del fluido caliente de salida	$^{\circ}C$
T_{ci}	: Temperatura del fluido frío de ingreso	$^{\circ}C$
T_{cs}	: Temperatura del fluido frío de salida	$^{\circ}C$
ΔT_m	: Temperatura media logarítmica	$^{\circ}C$
U	: Coeficiente global de transferencia de calor	$J/s \cdot m^2 \cdot ^{\circ}C$
V	: Velocidad del fluido	m/s

RESUMEN

En esta investigación se optimizó el sistema de enfriamiento del motor marino de 1207 HP, de la embarcación pesquera TASA 413 de 400 TN, mediante la implementación de un box cooler. Se abordó el problema de los sistemas de refrigeración ineficientes que generan incrementos en costos operativos y reducen la eficiencia de estos. Se aplicó un enfoque cuantitativo, descriptivo, con un diseño pre - experimental con lo cual se realizó los cálculos de balance de energía, transferencia de calor, análisis económico y modelado computacional donde se utilizó el software SolidWorks y su extensión Flow Simulation. Se evaluaron diferentes condiciones de operación (velocidad de la embarcación) y se comparó la capacidad de enfriamiento del box cooler con el sistema existente Keel cooler. El box cooler incrementó la capacidad de enfriamiento de las camisas del motor en un 12.40%, disipando 828 kJ/s frente a los 737 kJ/s del sistema anterior. En la condición más crítica de operación, la capacidad de enfriamiento de la caja reductora aumentó un 9%. El análisis económico evidenció que el box cooler es más rentable, con un Valor Actual Neto (VAN) de remplazo, implementación y mantenimiento de 3301.35 USD para 24 años, comparado con -43054.85 USD del Keel cooler. En conclusión, la implementación del box cooler no solo mejoró la eficiencia del sistema de refrigeración, sino que también redujo los costos operativos a largo plazo, representando una solución óptima para las embarcaciones pesqueras que aún operan con esta serie de motores.

Palabras clave: Sistema de refrigeración, embarcación pesquera, box cooler, Keel cooler.

ABSTRACT

In this research, the cooling system of the 1207 HP marine engine of the 400 TN TASA 413 fishing vessel was optimized through the implementation of a box cooler. The objective was to address the problem of inefficient cooling systems, which generate increases in operating costs and reduce their efficiency. A quantitative, descriptive approach was applied, with a pre-experimental design. Energy balance, heat transfer, economic analysis, and computational modeling were performed using SolidWorks software and its Flow Simulation extension. Different operating conditions (vessel speed) were evaluated, and the cooling capacity of the box cooler was compared with the existing keel cooler system. The box cooler increased the cooling capacity of the engine jackets by 12.4%, dissipating 828 kJ/s compared to 737 kJ/s of the previous system. Under the most critical operating condition, the gearbox cooling capacity increased by 9%. The economic analysis showed that the box cooler is more cost-effective, with a Net Present Value (NPV) of replacement, implementation, and maintenance of USD 3301.35 over 24 years, compared to USD -43054.85 for the keel cooler. In conclusion, the implementation of the box cooler not only improved the efficiency of the cooling system but also reduced long-term operating costs, representing an optimal solution for fishing vessels still operating with this engine series.

Keywords: Cooling system, fishing vessel, box cooler, keel cooler

CAPÍTULO I: INTRODUCCIÓN

1.1 Realidad Problemática

A nivel internacional, países como Japón, China y Corea enfrentan desafíos similares, con una caída del 15% en la eficiencia operativa de sus flotas pesqueras debido a sistemas de refrigeración obsoletos. La problemática se agrava con el hecho de que alternativas existentes, como sistemas de enfriamiento por evaporación o enfriadores de inmersión, son significativamente más caras, aumentando los costos operativos en un 18%. Esta situación no solo afecta la competitividad de estas naciones en el mercado global, sino que también pone en riesgo la sostenibilidad económica de sus industrias pesqueras (Sun, Lian, & Yang, 2023).

En el ámbito nacional, en el caso específico del Perú, se observa un aumento del 20% en los costos de operación de las embarcaciones pesqueras, principalmente debido a la ineficiencia en los sistemas de refrigeración de motores marinos. Esta problemática impacta directamente en la aportación de la pesca al PBI nacional, disminuyendo su participación en un 12% en los últimos cinco años. Además, la implementación de alternativas de enfriamiento, como sistemas de enfriamiento por aire, resulta más costosa y menos eficiente, acentuando los retos económicos y medioambientales (De la Puente, y otros, 2022).

A nivel local, en comunidades costeras específicas del litoral peruano, la dependencia económica de la pesca se ve amenazada por una reducción del 30% en los rendimientos pesqueros, directamente vinculada a la obsolescencia de los sistemas de refrigeración. La implementación de tecnologías como el box cooler se presenta como una oportunidad para revertir esta tendencia, brindando un aumento del 15% en la eficiencia de los motores marinos, al tiempo que evita los costos adicionales asociados a otras soluciones de enfriamiento más costosas y menos efectivas (De la Puente, y otros, 2022).

Un sistema de refrigeración debidamente controlado es esencial para el funcionamiento correcto de un motor marino. Los sistemas de refrigeración defectuosos y la falta de cuidado en su mantenimiento representan la principal causa de averías de los motores. La selección de un apropiado sistema de enfriamiento para un motor diesel es esencial, algunos factores a considerar son el diseño propio del motor, los costos de adquisición y mantenimiento y por último el tiempo de implementación y recursos constructivos (De Gracia, 2006).

La disminución en el consumo de combustible es uno de los factores considerados en el correcto diseño del sistema de refrigeración del motor de una embarcación, el uso de intercambiadores de calor de caja a bordo implica un desarrollo de balance energético adecuado, y el uso del modelado genérico en SolidWorks para facilitar la simulación de fluidos y visualización de las temperaturas de entrada y salida en el sistema. Con los parámetros específicos se calcula los coeficientes de convección natural interior y exterior, para definir el correcto dimensionamiento del haz de tubos del box cooler y así disipar de manera eficiente la temperatura del motor y con esto un ahorro en el consumo de combustible (Otero, 2021).

El problema evidenciado por parte de los tesisistas es que gran parte de las embarcaciones pesqueras industriales de anchoveta en el Perú operan con sistemas ineficientes de refrigeración de motor principal, los cuales generan mayor consumo de combustible y aumento de costos de operación y mantenimiento de los barcos generando pérdidas económicas a las empresas de este rubro, estos sistemas de refrigeración tradicionales como es el caso del sistema de refrigeración por quilla (keel cooler), suelen ser menos eficientes en términos de transferencia de calor, lo que puede aumentar el riesgo de fallas y reparaciones costosas, esto puede ser particularmente problemático para las embarcaciones pesqueras. Es así como los modelos tradicionales de refrigeración necesitan ser actualizados o reemplazados por nuevas alternativas mucho más confiables y rentables para mantener sus motores en funcionamiento óptimo.

En contraste, debido a las deficiencias del sistema keel cooler que se encuentran en diversas embarcaciones de la empresa pesquera Tecnología de Alimentos S.A, específicamente en la embarcación TASA 413, esta ha optado por reemplazar su sistema de refrigeración por quilla al de tipo caja (box cooler), el cual permite una mejor tasa de transferencia de calor y por consiguiente un menor gasto en los procesos productivos. Además de que este sistema es más compacto y controlable.

Es así como, la alternativa de implementar un sistema box cooler con un equipo más compacto y ligero que el sistema tradicional (keel cooler), permite una mejor maniobrabilidad en su implementación con un menor tiempo de instalación y de mantenimiento sencillo, y al ser un equipo con un sistema catódico de eliminación de incrustaciones, esta prolonga la vida útil del equipo, ofreciendo un mayor desempeño y competitividad.

1.2 Antecedentes

Se presenta a continuación los antecedentes para este informe:

a. Antecedentes Internacionales:

Otero (2021) en su tesis titulada “Estudio de los sistemas de refrigeración de un buque por enfriadores de caja”, cuyo objetivo fue dimensionar un box cooler para el sistema de enfriamiento de altas temperaturas del motor propulsor de un barco. En esta investigación se utilizó un metodo cuantitativo, aplicado, de carácter descriptivo y diseño no experimental. El cual presentó como resultados, que la simulación de la implementación del enfriador box cooler presenta una reducción estimada de la temperatura a 80.90 °C, teniendo una reducción promedio de temperatura de 14.10 °C. Por lo que se concluye que la aplicación del sistema de refrigeración box cooler dimensionado sí reducirá la temperatura del motor, mejorando así la eficiencia de este, lo que se refleja en un menor consumo de combustible y mejor rendimiento. (p. 51)

Vergara (2015) en su tesis titulada “Características termo-hidrodinámica del boxcooler tipo bayoneta aplicado en el sistema de propulsión y generación de las embarcaciones navales”, para lograr su grado de maestro en Ingeniería Mecánica en la Universidad del Norte de Colombia, donde afirma que el proceso de transferencia de calor en el enfriador de quilla resulta favorable en situaciones donde el barco está en desplazamiento a una velocidad de crucero. En situaciones donde la embarcación está fondeada, el intercambio de flujo calorífico se presenta en un proceso a convección de forma natural. En el modelo experimental, la eficiencia alcanzada es entre el 48% y el 60%, y se disminuye la temperatura del agua de refrigeración de 90 a 83 °C. (p. 110)

Lloret (2011) en su tesis titulada “Análisis y cálculo del sistema de refrigeración de agua dulce de un remolcador”, para obtener el título de Ingeniero Naval para la Facultad Náutica de Barcelona en España menciona que, el verdadero problema de los sistemas de refrigeración de un motor radica en la baja eficiencia del keel cooler utilizado para remoladores. Por lo general, el sistema se sitúa en el pantoque (parte del fondo de un buque), cuando una embarcación se traslada a otra de manera lateral, se limita la circulación habitual del agua proveniente del mar. Por lo tanto, el sistema de enfriamiento no logra refrigerar adecuadamente y eleva la temperatura en el motor central. La opción más viable es utilizar el sistema previamente mencionado con un box cooler. (p. 133)

b. Antecedentes Nacionales:

Flores (2023) en su tesis titulada “Efecto de la instalación de un keel cooler en el desempeño de un motor marino para una embarcación pesquera artesanal”, cuyo objetivo fue evaluar y comparar el rendimiento del sistema de refrigeración de un motor de combustión interna en un barco pesquero artesanal de 20 toneladas a través de la aplicación de un enfriador de quilla en comparación con un enfriador de superficie. La investigación tuvo una metodología de orientación cuantitativa, aplicada, de carácter descriptivo y de diseño preexperimental. En el cual como resultados se obtuvo una reducción efectiva de la temperatura del fluido de enfriamiento, pasando de 92 °C con el enfriador de superficie a 88 °C con el keel cooler, representando una mejora de 4 °C en la temperatura de salida del agua del motor de combustión interna, así mismo, la eficiencia del MCI experimentó un incremento, alcanzando un valor del 42.44%, en contraste con el 34.77% registrado con el enfriador de superficie, y una reducción de las pérdidas relacionadas con el flujo de calor disperso por el líquido de refrigeración,

descendiendo del 37.6% al 30%. Por lo que se concluye que la implementación del keel cooler demostró ser efectiva en la reducción de la temperatura del agua de enfriamiento y en la mejora de la eficiencia del motor de combustión interna de la embarcación pesquera. (p. 69)

Ramos (2019) en su tesis titulada “Diseño de un sistema de refrigeración mediante intercambiadores de calor en motores marinos para embarcaciones pesqueras”, en el cual dicho estudio se enfocó en la creación de un sistema de enfriamiento fundamentado en intercambiadores de calor que se utilizan en motores marinos en embarcaciones de pesca. Mediante el uso de programas de simulación como ANSYS y SolidWorks, se modeló y analizó el rendimiento térmico del intercambiador de calor bajo diversas circunstancias operativas. Los hallazgos mostraron una disminución del 15% en la temperatura del aceite de refrigeración, lo que aportó de manera notable a mejorar la eficiencia del motor y prevenir daños asociados al sobrecalentamiento. El estudio determinó que el uso de intercambiadores de calor no solo optimiza el rendimiento térmico, sino que también disminuye los gastos de mantenimiento a largo plazo. (p. 5)

Torres (2020) en su investigación titulada “Estudio de transferencia térmica en motores marinos mediante la implementación de box coolers”, cuyo objetivo de estudio fue analizar la eficacia de los refrigeradores de caja en el enfriamiento de motores marinos mediante simulaciones computacionales. Se empleó programas informáticos de dinámica de fluidos (CFD) para simular el comportamiento térmico del sistema en diversas circunstancias operativas. Los resultados mostraron un incremento del 12.5% en la disipación de calor del motor, disminuyendo considerablemente la acumulación de calor y mejorando el desempeño global del sistema de enfriamiento. La investigación determinó que los box coolers son una opción eficaz y de mantenimiento reducido, perfecta para los motores en embarcaciones que funcionan de manera constante. (p.42)

Como aporte de los tesisistas a este trabajo de investigación, debemos mencionar que: de todos los estudios tomados en consideración podemos concluir que el sistema box cooler, es una alternativa de sistema de enfriamiento de motor central que viene siendo implementando paulatinamente en este sector y que es mucho más rentable que otros sistemas de enfriamiento vistos, como es el caso del sistema de enfriamiento por canaletas o keel cooler, el cual es un sistema que aún se utiliza en muchas de las embarcaciones pesqueras del litoral peruano y que muchas veces por temas de mantenimiento o fallas del mismo sistema perjudica a las empresas pesqueras. Comparado con esto, el sistema box cooler ofrece una mejor tasa de enfriamiento del motor y que según estudios puede oscilar entre 10 a 20 % en mejora de disipación de calor.

Al igual que la embarcación TASA 413 que contaba con un sistema de enfriamiento por canaletas y que posteriormente se implementó el nuevo sistema mediante box cooler, con este estudio se determinó que es una tecnología que tiene beneficios significativos, no solo en cuanto al enfriamiento del sistema, sino que también representa ahorro de dinero y tiempo en cada carena de la embarcación.

1.3 Formulación del Problema

¿En qué medida se mejora la eficiencia del sistema de refrigeración en motores marinos de 1207 HP para embarcaciones pesqueras mediante la implementación de un box cooler?

1.4 Objetivos

1.4.1 Objetivo General

Optimizar el sistema de refrigeración en motores marinos de 1207 HP para embarcaciones pesqueras mediante equipamiento de box Cooler.

1.4.2 Objetivos específicos

a. Calcular un balance de energía para el sistema de enfriamiento de un motor CAT 3512 DITA para embarcaciones pesqueras de 400 toneladas métricas de capacidad de bodega.

b. Determinar los efectos de mejora por la implementación del box cooler con relación al sistema de refrigeración keel cooler comúnmente usado en embarcaciones pesqueras.

c. Determinar la viabilidad y rentabilidad del proyecto mediante el análisis económico de los costos de implementación y mantenimiento del sistema box cooler.

d. Modelar y simular el box cooler óptimo para el enfriamiento de camisas del motor diesel marino en estudio.

1.5 Formulación de la Hipótesis

Al implementar un box cooler en el sistema de refrigeración de los motores de 1207 HP de las embarcaciones pesqueras del litoral peruano se obtendrá un aumento del 10 al 20% en cuanto a su eficiencia.

1.6 Justificación

Se justifica desde múltiples perspectivas.

- a. Justificación Técnica: Se aborda la necesidad de mejorar la eficiencia del sistema de refrigeración en motores marinos de 1207 HP, específicamente los motores CAT 3512 DITA, vitales para las embarcaciones pesqueras en un entorno marino desafiante. La investigación se basa en principios de eficiencia energética y teoría de motores.
- b. Justificación Ambiental: Se busca reducir las emisiones y promover la explotación sostenible de los recursos marinos.
- c. Justificación Económica: Se busca reducir los costos operativos en las embarcaciones que operan con el modelo de motor marino el cual se tiene planteado, de tal manera que aumente la competitividad de la industria pesquera y respalde la economía regional.
- d. Justificación Institucional: Al evaluar y comparar el desempeño por parte del sistema de refrigeración en estudio este generará un impacto positivo en la industria pesquera reflejado en la confiabilidad y rendimiento que permitirá la actualización a este sistema de refrigeración, más eficiente y con un mantenimiento más sencillo a menor costo, con esto se puede evaluar la posibilidad de equipar estos sistemas beneficiando no solo a las embarcaciones pesqueras de la empresa TASA sino a las demás empresas nacionales, mejorando la rentabilidad de los procesos de pesca.

CAPÍTULO II: MARCO TEÓRICO

2.1. Motor de Combustión Interna

Según Barreto y Jiménez (2013), “Un motor de combustión interna es un tipo de máquina que obtiene energía mecánica directamente de la energía química de un combustible que arde dentro de una cámara de combustión.” (p.72).

Un motor de combustión interna, también denominado motor de explosión o motor de pistón es una clase de dispositivo que convierte en energía mecánica la energía química de un combustible que se inflama en el interior de la cámara de combustión. Su nombre derivó del hecho de que la combustión se produce dentro de la misma máquina, a diferencia, por ejemplo, de la máquina de vapor.

El líquido que se introduce en el cilindro es un producto del petróleo que, posteriormente, se inflama. Cuando el combustible está expuesto a presión, normalmente no se prende, sino que se desprende. Esta explosión impulsa el pistón hacia el exterior, desempeñando una función. Luego, el cilindro se vuelve a comprimir para iniciar nuevamente el ciclo (Nuñez, 2016).

2.1.1 Motor Diesel Marino Caterpillar

Según el portal web DEPCO POWER SYSTEMS (2024), nos dice que, en la actualidad, existen tres empresas que fabrican los principales motores diésel en el mercado: Caterpillar, Detroit Diesel y Cummins. Entre otros productores de menor tamaño se incluyen Volvo, Yanmar, MAN y MTU.

Caterpillar es una corporación multinacional de Estados Unidos dedicada a la creación, producción y venta de maquinaria pesada, motores y otros productos

destinados a la edificación, minería, agricultura y producción de energía (Caterpillar, 2017). A continuación, se muestra algunos motores Diesel marinos:

- Caterpillar 3126: Motor Diesel de 6 cil
- Caterpillar C12: Motor de Diesel 12 cil
- Caterpillar C18: Motor Diesel de 18 cil
- Caterpillar 3512: Motor Diesel de 12 cil
- Caterpillar 3516: Motor Diesel de 16 cil

2.1.2 *Clasificación de Motores Diesel Caterpillar*

Según Caterpillar Inc. (2021), los motores diésel CAT están diseñados para suministrar gran potencia y torque a baja velocidad y se clasifican según los siguientes criterios:

a. Por Tipo de Aplicación:

- Marina: Propulsión principal y generación de energía auxiliar.
- Industrial: Maquinaria pesada, minería y construcción.
- Generación de Energía: Plantas eléctricas y sistemas de respaldo.
- Transporte: Camiones, locomotoras y sistemas de tracción.

b. Por Serie de Motores:

- Serie 300
- Serie 3400
- Serie 3500
- Serie C

c. Por Tecnología:

- Turboalimentados
- (DITA) inyección directa de combustible, turboalimentado y aftercooler
- Cumplimiento de Emisiones (Tier II, Tier III, IMO).

2.1.3 Motores marinos CAT serie 3500

La Familia 3500 de Motores marinos Diesel de Caterpillar ofrece una amplia gama de categorías de fuerza para usos de propulsión auxiliares. Los motores cuentan con 8, 12 o 16 cilindros con clasificaciones que oscilan entre 1200 y 1800 rpm (revoluciones por minuto). Estos motores son turboalimentados y cuentan con sistemas de post enfriamiento para las camisas (Caterpillar, 1989).

El CAT 3512 es un motor diésel de cuatro tiempos y 12 cilindros en V. Esta configuración pertenece a uno de los motores de combustión interna más requeridos. Sus cilindros y pistones se encuentran en dos planos distintos para formar una V al ser observados desde el eje del cigüeñal. Esta configuración reduce las medidas generales del motor, tales como su longitud, altura e incluso peso, en contraste con las configuraciones en línea (DEPCO POWER SYSTEMS, 2024).

De acuerdo con Caterpillar (2024), nos dice que la designación 3512 tiene un significado técnico que detalla sus principales características:

***35:** Indica que el motor pertenece a la serie 3500 de Caterpillar, una familia de motores diseñados para aplicaciones de alto rendimiento.

***12:** Representa el número de cilindros. Este motor es un V12, es decir, sus 12 cilindros están dispuestos en forma de "V" a un ángulo de 45 grados, lo que optimiza el equilibrio, la eficiencia de combustión y reduce vibraciones.

Figura 1

Motor CAT 3512 DITA - E/P TASA 413



Nota. Elaborado por los tesistas

2.1.4 Sistemas de refrigeración de motores de combustión interna

El sistema de enfriamiento de un motor de combustión interna tiene la tarea de disipar el flujo de calor sensible y mantener una temperatura idónea en el interior del equipo para que los lubricantes conserven sus propiedades. Existen dos formas de sistemas de enfriamiento para el motor de combustión interna: el sistema de aire y el sistema de líquido (que puede ser agua o cualquier otro líquido especial). El sistema de enfriamiento por líquido (que puede ser agua o cualquier líquido especial) es el más utilizado y se utiliza en motores de múltiples usos, a través de un sistema de termosifón, que incluye una bomba para mover el agua dentro del motor (Utrilla, 2021).

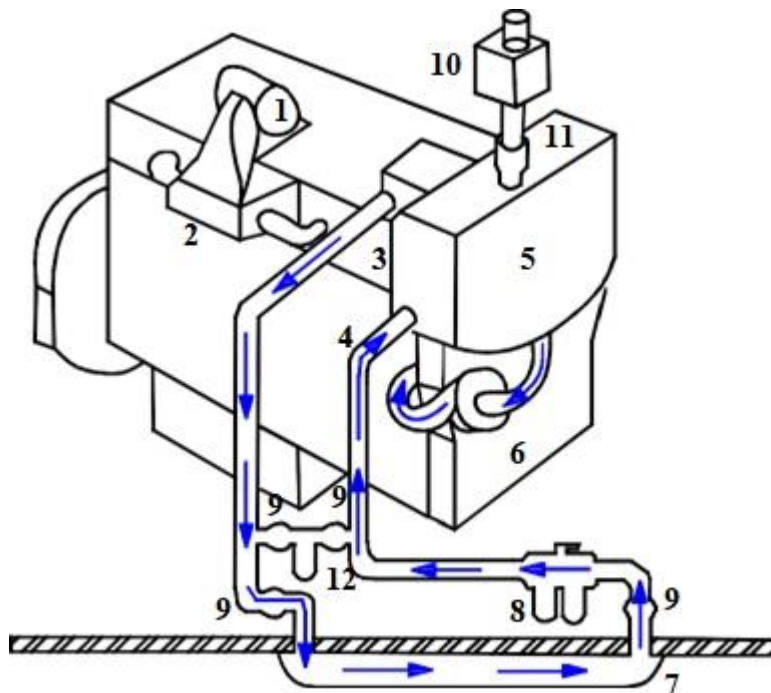
2.2. Sistemas de refrigeración por líquido para motores marinos

2.2.1 Enfriador de quilla (Keel Cooler)

Un enfriador de quilla es un intercambiador de calor fuera de borda, incorporado al casco, o diseñado como un componente de este en la sección sumergida del barco (obra viva). El calor que proviene del agua de circulación que proviene del motor, debe atravesar este enfriador a través de una bomba que está conectada al mismo motor (De Gracia, 2006).

Figura 2

Diagrama de flujo intercambiador de quilla



ENFRIADOR DE QUILLA POST-
ENFRIADO DE AGUA DE CAMISetas

1. Turbocompresor
2. Postenfriador, enfriador de agua de las camisas
3. Conexión de salida de agua de la camisa
4. Conexión de entrada de agua a la camisa
5. Tanque de expansión
6. Bomba de agua de la camisa
7. Enfriador de quilla
8. Filtro dúplex de flujo total
9. Válvula de cierre
10. Tanque de expansión auxiliar
11. Conexión flexible
12. Filtro de derivación

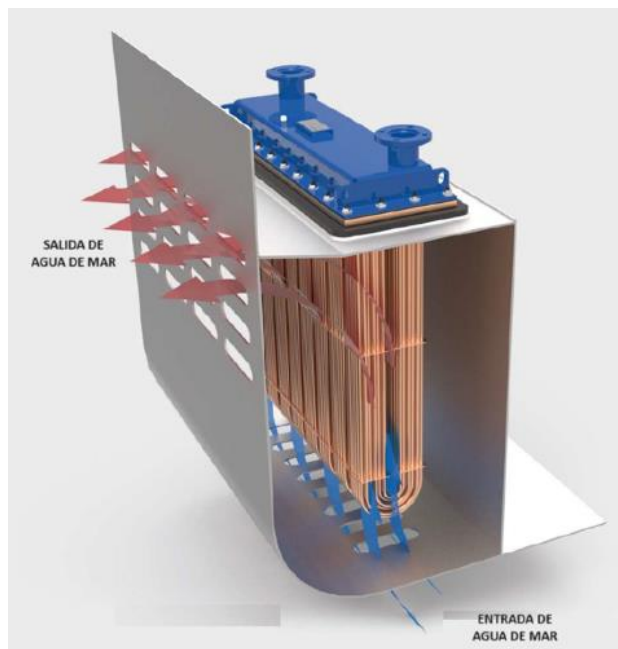
Nota. Las flechas indican el sentido del fluido que sale del motor hacia el Keel cooler y su reingreso. Fuente: (De Gracia, 2006).

2.2.2 Enfriador de caja (Box cooler)

Los sistemas de enfriamiento de cajas son sistemas que están diseñados de forma particular para cumplir con el transporte comercial por mar. Estos refrigeran el circuito principal utilizando agua marina. Estos sistemas convierten los tanques, las válvulas y las bombas de agua marina en dos elementos redundantes. Los refrigeradores de caja se pueden colocar a los costados del barco o de forma longitudinal. Son muy pequeños e ideales para el agua dulce o el agua salobre. Los tipos de refrigeradores de caja que tienen revestimientos aislantes son idóneos para contener agua marina. El interior puede ser desmontado en el supuesto de cuando la parte superior está alineada con la línea de flotación ajustándose al calado mínimo (Llallo, 2024).

Figura 3

Esquema general de box cooler



Nota. Las flechas indican la entrada y salida del agua de mar en el box cooler (Llallo, 2024).

2.2.2.1. Aplicaciones del box cooler

Las aplicaciones más comunes del sistema de enfriamiento box cooler son las siguientes:

a. Aplicaciones Marinas

- *Embarcaciones de recreo*: Los sistemas de refrigeración de caja son habituales en embarcaciones de recreo de gran envergadura, dado que ofrecen un sistema de refrigeración eficaz y silencioso.
- *Embarcaciones pesqueras*: En las embarcaciones pesqueras, se emplean sistemas de refrigeración de caja para enfriar los motores y mantener la temperatura del motor dentro de los parámetros seguros.
- *Embarcaciones de carga*: Los sistemas de refrigeración de caja se emplean en embarcaciones de carga con el fin de refrigerar los motores y mantener la temperatura del motor dentro de los límites seguros (Kelvion, 2024).

b. Aplicaciones Industriales

- *Generadores*: Los sistemas de refrigeración de caja se emplean en generadores para refrigerar los motores y conservar la temperatura del motor dentro de los parámetros seguros.
- *Bombas*: En las bombas, los sistemas de refrigeración de caja se emplean para refrigerar los motores y conservar la temperatura del motor dentro de los límites seguros.
- *Compresores*: Los sistemas de refrigeración de caja se emplean en compresores para refrigerar los motores y conservar la temperatura del motor dentro de los parámetros seguros (Kelvion, 2024).

2.2.2.2. Sistema Anti – incrustaciones

a. Incrustaciones Biológicas

Algas, mejillones y otros moluscos tienen la capacidad de desarrollarse en el enfriador y reducir significativamente su eficiencia térmica. Conforme aumenten su densidad, tendrán un efecto adverso en el flujo de agua y por consiguiente un deficiente desempeño en la disipación de calor del motor (Llalco Fluid technology, 2013).

b. Recubrimiento

Para prevenir la corrosión galvánica entre el exterior del barco y el componente del refrigerador, es posible revestir el componente del refrigerador. Es imprescindible el revestimiento si se emplea el refrigerador en agua salada y salobre. El revestimiento crea una capa de sellado alrededor del elemento del refrigerador (metal precioso), con el objetivo de asegurar que no haya contacto entre los electrodos y, de esta manera, no se pueda propagar ninguna corriente eléctrica (Llalco Fluid technology, 2013).

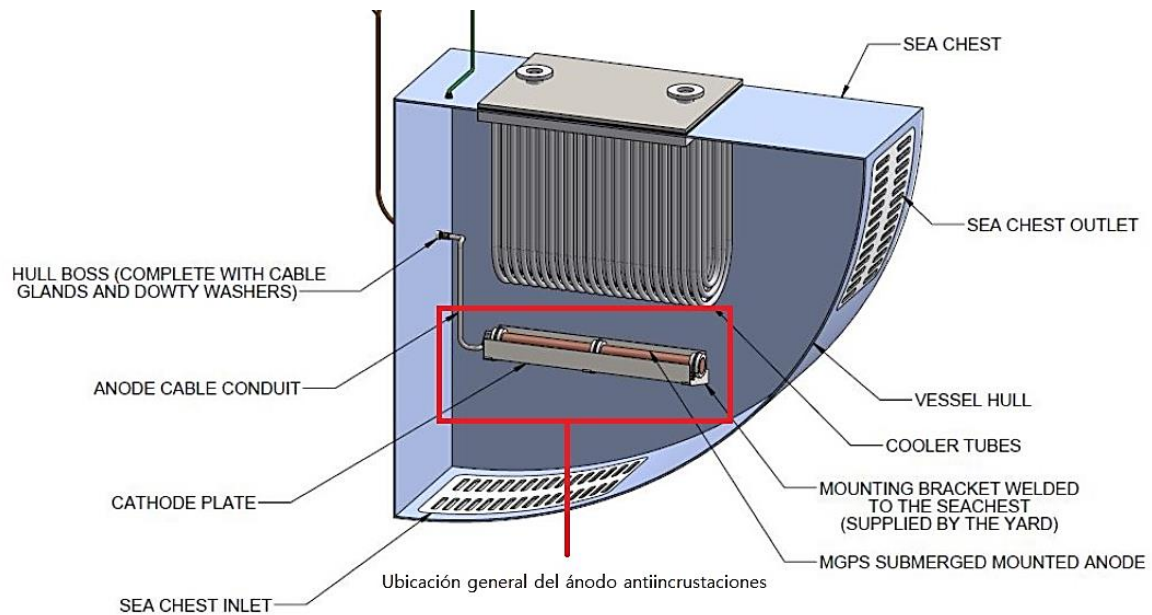
c. Sistema ICAF

Según Llalco Fluid Technology (2013), el sistema anti-incrustaciones de corriente impresa (Sistema Anti-Fouling de Corriente Impresa) (ICAF) es un mecanismo de protección contra la incrustación y propagación de estilos de vida marinos en sistemas de tuberías de agua salada, en buques y otras estructuras marinas pueden resultar bastante costosos. La velocidad y también la temperatura en estos sistemas constituyen eficazmente hábitats favorables para los animales marinos sésiles que se adhieren a las superficies disponibles de las canalizaciones, intercambiadores térmicos, válvulas, etc. Para conseguir inhibir la sedimentación de estos organismos incrustantes, los sistemas de supresión de corrosión de Llalco

plantea una solución mediante la introducción de placas de cobre que al inducir voltaje se genera electrolisis, eliminando las incrustaciones (p.13).

Figura 4

Disposición de Ánodo sumergido autofabricado



Nota. La unidad se instala directamente debajo del enfriador de caja y debe tener aproximadamente la misma longitud que el haz de tubos. Fuente: (Llallo Fluid Technology, 2021)

2.3. Mecanismos de transferencia de calor

La transferencia de calor se puede producir en tres modos diferentes: conducción, convección y radiación. Según Cengel y Ghajar (2011), “Todos los métodos de transferencia de calor requieren que exista una diferencia de temperatura y todos ellos suceden del medio que posee una temperatura más alta hacia una de temperatura más baja” (p. 17).

2.3.1 Conducción

La conducción se refiere a la transmisión de energía desde las partículas con mayor energía de un material hacia las partículas con menos energía cercanas, como consecuencia de interacciones entre dichas partículas. El manejo se puede llevar a cabo en sólidos, líquidos y también en gases. La conducción en líquidos y gases se origina por los choques y la dispersión de las moléculas durante su desplazamiento aleatorio. En los sólidos, esto ocurre a causa de la fusión de las vibraciones de las moléculas en una red y del intercambio de energía a través de los electrones libres. (Cengel & Ghajar, 2011).

Este modo de transferencia de calor se representa de la siguiente manera:

$$Q_{cond} = -kA \frac{dT}{dx} \quad (1)$$

Donde:

Q_{cond} : La transferencia de calor por conducción (J/s).

k : Coeficiente de conductividad térmica del material (J/s.m. °C).

A : Es el área de transferencia de calor (m²).

dT/dx : Es el gradiente de temperatura (°C/m).

2.3.2 Convección

La convección se refiere al proceso de transmisión de energía de una superficie sólida y hacia un líquido o gas cercano que se encuentra en movimiento, e incluye los efectos conjuntos de la conducción y el movimiento de los fluidos. El movimiento acelerado de un fluido incrementa la transferencia de calor a través de la convección. Si no se produce ningún movimiento masivo de fluido, el intercambio de calor entre una superficie sólida y el fluido contiguo se produce mediante conducción pura. La existencia de un movimiento acelerado del fluido potencia la transferencia térmica entre la superficie sólida y el fluido, pero también dificulta la identificación de las causas de dicha transferencia (Cengel & Ghajar, 2011).

Este modo de transferencia de calor se representa de la siguiente forma:

$$Q_{conv} = hA_s(T_s - T_{\infty}) \quad (2)$$

Donde:

Q_{conv} : La transferencia de calor por convección (J/s).

h : coeficiente de transferencia de calor por convección (J/s.m².°C).

A_s : Es el área superficial a donde se da la transferencia de calor (m²).

T_s : Es la temperatura de la superficie (°C).

T_{∞} : Es la temperatura del fluido suficientemente alejado de la superficie (°C).

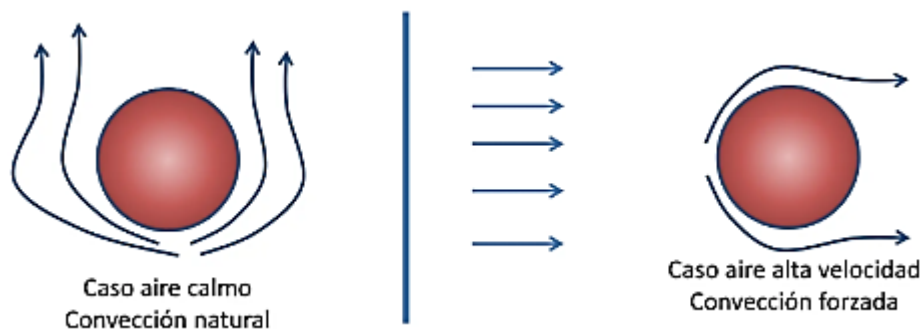
La convección se categoriza como convección natural (o libre) y convección forzada, en función de cómo comienza el movimiento del líquido.

- a. La convección forzada, requiere que el líquido se desplace sobre una superficie o en un tubo a través de mecanismos externos, como una bomba o un ventilador.
- b. En la convección natural, cualquier desplazamiento del líquido es provocado por factores naturales, como el efecto de flotación, que se expresa como la elevación del líquido caliente y la disminución del líquido frío.

La convección también se divide en externa e interna, en función de si se fuerza al líquido a moverse sobre una superficie o en un tubo. (Cengel & Ghajar, 2011)

Figura 5

Enfriamiento de una esfera caliente por convección forzada y natural



Nota. Se considera convección natural cuando la esfera caliente se encuentra en estado de reposo y convección forzada cuando interviene un mecanismo de ventilación.

Fuente: (Castro, 2024)

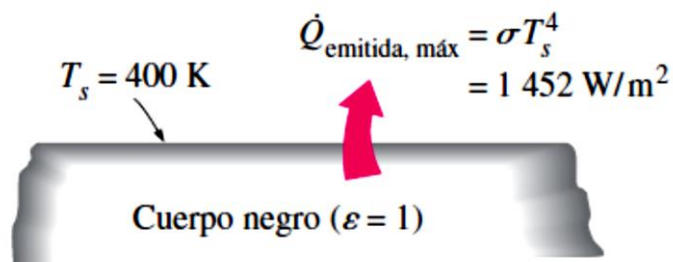
2.3.3 Radiación

La radiación es la energía que la materia emite en forma de ondas electromagnéticas que resultan de las alteraciones en las configuraciones electrónicas de átomos o de moléculas. La transferencia de calor mediante radiación es diferente de la conducción y de la convección ya que no hace falta de un medio que intervenga en

su propagación. De hecho, la transferencia de calor mediante radiación es la más rápida (a la velocidad luz) y no se extingue cuando se encuentre en un medio vacío. Así es como la energía solar llega a la Tierra (Cengel & Ghajar, 2011).

Figura 6

Inducción de luz solar en un cuerpo negro



Nota. Considerando una inducción de calor de $T=400\text{k}$ sobre un cuerpo negro ideal, usando la ecuación de tasa de transferencia de calor máxima por radiación resulta en 1452 J/m^2 . Fuente: (Cengel & Ghajar, 2011)

La transferencia de calor máxima se representa de la siguiente manera:

$$Q_{rad} = \varepsilon \sigma A_s (T_s^4) \quad (3)$$

Donde:

Q_{conv} : La transferencia de calor por radiación (J/s).

σ : Constante *Stefan – Boltzmann* ($5.67 \times 10^{-8} \text{ J/s.m}^2 \cdot \text{K}^4$).

ε : Emisividad de la superficie cuyo intervalo está entre 0 y 1

A_s : Es el área superficial a donde se da la transferencia de calor (m^2).

T_s : Es la temperatura termodinámica expresada en grados kelvin (K).

2.4. Análisis Económico

2.4.1 Valor del dinero en el tiempo

a. Valor Futuro (VF)

El Valor Futuro de un monto es una cantidad de dinero que se manifiesta en un periodo subsiguiente, teniendo en cuenta el costo de oportunidad de dicho monto (r). Se puede entender el valor futuro de una cantidad como la suma que estamos dispuestos a obtener en un periodo específico a cambio de sacrificar una determinada cantidad en el presente. Por lo tanto, el valor futuro de una suma simboliza el monto equivalente dado una determinada tasa de descuento (Virreira, 2020).

$$VF_n = FC_i * (1 + r)^n \quad (4)$$

Donde:

FC_i : Flujo de caja

r : Tasa de descuento para el periodo considerado

n : Periodo en años

b. Valor Actual (VA)

El valor actual representa un monto de dinero que se expresa en el periodo cero, u otro periodo según se especifique, teniendo en cuenta el costo de oportunidad de este. El costo de oportunidad se manifiesta como un porcentaje, usualmente anual, y se conoce como Tasa de Descuento (r). El valor actual de una suma a recibir en el futuro representa el monto equivalente que se estaría dispuesto a recibir en este momento, bajo una determinada tasa de descuento. Si la tasa de descuento varía, también lo hace el valor actual de la suma futura. Se puede entender el valor actual de una cantidad como

la suma que estamos dispuestos a obtener ahora a cambio de sacrificar una determinada cantidad en el futuro (Virreira, 2020).

$$VA_n = \frac{FC_i}{(1+r)^n} \quad (5)$$

Donde:

FC_i : Flujo de caja

r : Tasa de descuento para el periodo considerado

n : Periodo en años

2.4.2 Indicadores Financieros

a. Valor Actual Neto (VAN)

El VAN de una inversión se establece como la variación entre el valor actual de los flujos futuros del proyecto y la inversión inicial requerida para llevarlo a cabo. Es un parámetro que calcula el rendimiento financiero de un proyecto, considerando su flujo de recursos y su tasa de descuento. La tasa de descuento podría variar para cada periodo, sin embargo, para simplificar se considerará que es constante en todos los periodos considerados. Considere un proyecto que necesita una inversión inicial de I_0 y generará un flujo neto futuro. Si representamos la tasa de descuento significativa como r , el VAN para invertir en este proyecto sería de r (Virreira, 2020).

$$VAN = -I_0 + \sum_{t=0}^n \frac{FC_t}{(1+r)^t} \quad (6)$$

Donde:

FC_t : Flujo de caja

I_0 : Inversión inicial

r : Tasa de descuento para el periodo considerado

n : Periodo en años

b. Tasa Interna de Retorno (TIR)

Según (Virreira, 2020), la Tasa Interna de Retorno de un Proyecto simboliza la tasa de descuento que convierte el VAN del proyecto en cero. Así pues, hasta cierto punto, representa la ganancia que el proyecto estaría produciendo para los inversores. El valor de este se determina al poner a cero el VAN del proyecto. (p. 42)

$$\sum_{t=0}^n \frac{FC_t}{(1 + TIR)^t} = VAN = 0 \quad (7)$$

- Si la TIR es mayor que la tasa de descuento ($TIR > r$), entonces el proyecto es viable ya que la rentabilidad generada es mayor que la rentabilidad requerida.
- Si la TIR es menor que la tasa de descuento ($TIR < r$), entonces el proyecto no es viable ya que la rentabilidad generada es menor que la rentabilidad requerida.
- Si la TIR es igual a la tasa de descuento ($TIR = r$), estamos en el nivel mínimo de aceptación ya que rentabilidad generada igual a rentabilidad requerida.

Existe una relación directa entre el VAN y la TIR:

- $TIR > r \rightarrow VAN > 0$
- $TIR < r \rightarrow VAN < 0$
- $TIR = r \rightarrow VAN = 0$

Al ver a la TIR como un criterio independiente se puede interpretar a la TIR como un acompañamiento del VAN. El VAN nos dice cuál es el valor económico agregado por el proyecto, mientras que la TIR nos indica la rentabilidad aproximada del proyecto

c. Periodo de Recuperación

El periodo de recuperación mide el periodo en el cual se recupera la inversión tomando en cuenta el valor del dinero en el tiempo. El periodo en el cual se recupera la inversión es cuando la inversión al final del periodo considerado es cero (Virreira, 2020).

$$TIEMPO DE RECUPERACIÓN = \frac{\text{Inversión Inicial}}{\text{Flujo de caja anual}} \quad (8)$$

CAPÍTULO III: MATERIALES Y MÉTODOS

3.1. Materiales

3.1.1 *Líquido refrigerante*

Agua dulce (densidad 0.98 Kg/l)

3.1.2 *Información del motor en estudio*

a. Características del motor Caterpillar existente: (Boat Diesel, 2024)

Modelo	: 3512
Serie	: 066Z00955
Potencia	: 1207 HP/ 900 kJ/s
RPM	: 1200
Relación de compresión	: 13.0:1
Peso del motor	: 5177 kg

b. Características de la caja reductora: (Servicios Industriales La Marina S.A (SIMA), 2017)

Marca	: REINTJES
Modelo	: WAF - 740
Serie	: 2DF-56280
Ratio	: 3.952/1

3.1.3 *Información del equipo box cooler*

a. Características del box cooler: (Llalco, 2024)

Marca	: BLOKLAND doble circuito
Modelo	: 1000B10 - 700
Diámetros	: (800 - 5" / 200 - 1 1/2")DIN - 4K
Material	: CuZn38SnAl

3.2. Métodos

3.2.1. Metodología de la investigación

a. El enfoque

Esta investigación adoptó un enfoque cuantitativo debido a su énfasis en la medición de variables numéricas relacionadas con la eficiencia del sistema de refrigeración en motores marinos CAT 3512 DITA, así como el uso de estadísticas y análisis numéricos para comparar el rendimiento antes y después de la implementación del equipamiento de box cooler.

b. El nivel

Esta investigación se clasificó como de nivel descriptivo debido a su enfoque en proporcionar una descripción detallada y el análisis de un problema específico: la optimización del sistema de refrigeración en motores marinos CAT 3512 DITA, mediante el uso del equipamiento de box cooler. A pesar de que el estudio tuvo como objetivo evaluar el rendimiento de los motores y los beneficios derivados de esta optimización, su enfoque principal se centró en la recopilación de información y datos pormenorizados relacionados con el estado actual de los motores, el impacto del sistema de refrigeración y las diferencias en el rendimiento antes y después de la implementación del box cooler.

c. El diseño

Esta investigación se clasificó como de diseño pre - experimental debido a su enfoque en la optimización del sistema de refrigeración de un motor marino diesel específico, mediante la implementación del equipo box cooler, el cual busca reemplazar al sistema inicial, estableciéndose así una relación entre la causa y el efecto de una modificación en el sistema de refrigeración.



O1: Desempeño de la embarcación con sistema de refrigeración por keel cooler

O2: Desempeño de la embarcación con sistema de refrigeración por box cooler

X: Implementación del equipo box cooler

G.E: Embarcación pesquera industrial con motor de 1207 HP de 400 toneladas de capacidad de bodega.

3.2.2. *Población y muestra*

a. La Población

En este caso, en la investigación se estableció en base a los motores Diesel marinos Serie 3500 de 12 cilindros de la marca Caterpillar con tecnología DITA que están instalados en gran parte de las embarcaciones pesqueras que operan en el litoral peruano.

b. Muestra

La muestra estuvo conformada específicamente por el motor Diesel CAT 3512 DITA de 1207 HP de la embarcación pesquera TASA 413 de 400 TN de capacidad de bodega, perteneciente a la empresa nacional Tecnología de Alimentos S.A, dedicada a la producción y comercialización de alimentos procesados.

3.2.3. *Variables de estudio*

a. Variable Independiente:

Equipamiento de Box cooler

b. Variable Dependiente:

Sistema de refrigeración

3.2.4. Operacionalización de las variables

Tabla 1

Operacionalización de las variables

TIPO DE VARIABLE	VARIABLES	DIMENSIONES	INDICADORES	ESCALA DE MEDICIÓN	TÉCNICAS/INSTRUMENTOS
Variable Independiente	Equipamiento de Box Cooler	Área de intercambio térmico	Superficie de intercambio (m ²)	Cuantitativa (m ²)	Simulación computacional Cálculos térmicos
		Capacidad de disipación térmica	Potencia térmica disipada (J/s)	Cuantitativa (J/s)	Simulación computacional Cálculos térmicos
		Condiciones operativas	Velocidad de operación (nudos)	Cuantitativa (nudos)	Recomendaciones técnicas
		Temperatura del refrigerante	Temperatura de entrada y salida (°C)	Cuantitativa (°C)	Sensores de temperatura, cálculos de balance térmico
Variable Dependiente	Sistema de refrigeración	Capacidad de enfriamiento	Mejora porcentual de la disipación	Cuantitativa (%)	Análisis comparativo, cálculos de eficiencia
		Eficiencia del sistema	Reducción en costos de operación (USD)	Cuantitativa (USD)	Análisis económico, cálculos de costos

Nota. Elaborado por los tesistas

3.2.5. *Técnicas e instrumentos de recolección de datos*

a. Técnicas

Análisis Documental: Esta técnica se utilizará para recopilar información técnica relevante de fichas técnicas de motores marinos, sistemas de refrigeración y equipamiento de box cooler. Las fichas técnicas proporcionarán datos específicos sobre las especificaciones, capacidades y características técnicas de los componentes clave del sistema de enfriamiento.

Observación: La observación en tiempo real se utilizará para recopilar datos directamente de las operaciones de las embarcaciones pesqueras en el litoral peruano. La observación proporciona información práctica y empírica sobre cómo el sistema de enfriamiento está funcionando en condiciones reales, lo que permite evaluar los efectos del box cooler en situaciones prácticas.

b. Instrumentos

Guía de Análisis Documental: La guía de análisis documental es una herramienta que se utiliza en investigación para recopilar y analizar información contenida en documentos, fichas técnicas, registros u otros tipos de fuentes escritas. (Martinez & Palacios, 2023)

Esta técnica se utilizó para recopilar y analizar información técnica relevante de las fichas técnicas de los motores marinos y el equipamiento de box cooler. Se recopilarán fichas técnicas detalladas que describen las especificaciones, capacidades, características de rendimiento y otros datos técnicos de los motores y el box cooler.

Guía de Observación: La guía de observación es una herramienta utilizada en investigación para registrar y analizar sistemáticamente eventos, comportamientos o fenómenos en un entorno natural o en un contexto específico. (Martinez & Palacios, 2023)

La guía de observación se utilizará para llevar a cabo observaciones en tiempo real en embarcaciones pesqueras reales del litoral peruano. Durante estas observaciones, se registran datos relevantes sobre el funcionamiento de los motores marinos y el impacto del equipamiento de box cooler. Esto incluye mediciones de temperatura, consumo de energía, rendimiento del motor y cualquier cambio notable en el sistema de refrigeración.

c. Procedimiento de la recolección de datos

En primer lugar, se realizó la selección de una muestra representativa de embarcaciones pesqueras que cuenten con motores marinos, en este caso los motores CAT 3512 DITA de embarcaciones pesqueras de 400 TN. A continuación, se recopilaban fichas técnicas detalladas tanto de los motores como de los sistemas de refrigeración con box cooler, proporcionando datos técnicos esenciales. Todos los datos recabados se registraron de manera sistemática, siguiendo pautas de análisis documental y de observación. Finalmente, se realizó un análisis de los datos recopilados con el objetivo de evaluar el desempeño de los motores antes y después de cualquier modificación.

3.2.6. *Metodología de cálculo*

Se presenta la siguiente secuencia para el cálculo y determinación de resultados y discusión del informe:

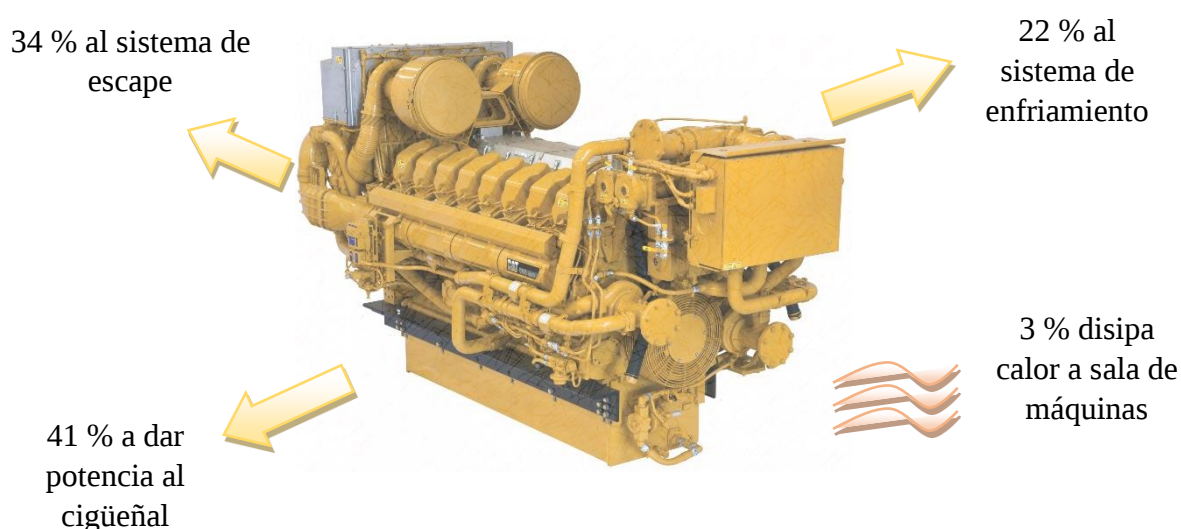
A. Balance de Energía de los sistemas de refrigeración: Se realizó los cálculos para el sistema Keel cooler y el actual con box cooler.

Distribución de los calores transferidos del motor: cuando una embarcación navega, el motor principal emite calor tanto interna (camisas y postenfriador) como externamente; por ello debe ser enfriado mediante otros sistemas, de forma teórica se puede apreciar los porcentajes de calor que disipa un motor marino hacia el escape, sistema de

enfriamiento, cigüeñal y al ambiente tal como se muestra en la figura 7, sin embargo cada fabricante de motor nos brinda también un esquema de los porcentajes reales que este transfiere.

Figura 7

Esquema de calores distribuidos del motor Caterpillar



Nota. Los valores porcentuales de distribución de calor se dan de la Guía de aplicación e instalación de motores marinos de Caterpillar. Fuente: (Caterpillar, 2024)

Tabla 2

Distribución de los calores de un motor Caterpillar

<i>BALANCE TIPICO DE CALORES</i>	<i>GENERAL</i>	<i>CATERPILLAR</i>
<i>Potencia del motor</i>	33%	41%
<i>Sistema de escape</i>	30%	34%
<i>Sistema de enfriamiento</i>	30%	<i>Postenfriador</i> 9%
		<i>Camisetas</i> 8%
		<i>Caja</i> 5%
<i>Radiación del motor</i>	7%	3%

Nota. Datos tomados de (Servicios Industriales la Marina S.A, 2018)

a.1. *Balance de energía Keel cooler*: el sistema distribuye calor a tres componentes principales: Camisetas del motor, postenfriador y la caja reductora (Tabla 2), considerando para la embarcación velocidades de navegación de 1, 3 y 8 nudos, es decir velocidades de baja, media y alta revoluciones.

Considerando los valores de rechazo de calor de las tablas de rendimiento del motor 3512 DITA (Anexo 5), donde:

Rechazo de calor al refrigerante (camisetas): 739 kJ/s

Rechazo de calor al postenfriador: 107 kJ/s

Para el caso de la caja reductora dependerá de:

$$Q_{(reductor)} = P_{(motor)} * F_{(pérdida de potencia)} \quad (9)$$

Donde:

$Q_{reductor}$: Disipación del calor del lubricante del reductor

P_{motor} : Potencia generada en el motor y transmitida al reductor

$F_{pérdida}$: Factor relativo al calor generado en el lubricante del reductor respecto a la eficacia de reductor

Tabla 3

Factores de servicio para caja reductora

Factor de servicio	Rendimiento de la caja marina	Factor de pérdida de potencia de la reductora marina
I	97%	3%
II	97%	3%
III	96%	4%
IV	95%	5%

Nota. Datos tomados de (Servicios Industriales la Marina S.A, 2018)

Áreas requeridas y las cantidades de transferencia de calor de los componentes en estudio: se utilizó el método Caterpillar, método teórico y el método real.

▪ **Método Caterpillar**

De acuerdo con la zona a enfriar (camisas, postenfriador o caja) se debe seleccionar y tomar en cuenta los siguientes parámetros:

Tabla 4

Parámetros para cálculo del área de enfriamiento con Keel cooler

DESCRIPCIÓN	CAMISAS	POSTENFRIADOR	CAJA
1. Velocidad del líquido refrigerante en el keel cooler	• Velocidad 0.6-2.5 m/s (flujo adecuado) • Mayor 2.5, los componentes se deterioran • Menor 0.6, partículas extrañas se sedimentan		
2. Tolerancia de calor para cálculo de área	1.1	1.05	1.2
		Densidad	Calor Específico
		(Kg/L)	(J/Kg.°C)
3. Refrigerante	Agua pura	0.98	0.071
	50% Etileno-Glycol / 50% Agua	1.03	0.06
	50% Propylene-Glycol / 50% Agua	1.01	0.065
4. Velocidad del barco	Aguas tranquilas, 1 nudos, 3 nudos o más de 8 nudos		
	<i>Superficie min. requerida(m²)</i>		
5. Cálculo del área	$= Superficie\ min.\ requerida(por\ unidad) \left(\frac{m^2}{J/s} \right)$ $\times Calor\ cedido\ a\ la\ zona$		

Nota. Datos tomados de (Servicios Industriales la Marina S.A, 2018)

Se aplico este método a las diferentes velocidades de navegación de la embarcación (1, 3 y 8 nudos) y para cada componente en evaluación (camisetas, postenfriador y caja reductora). Según (Dirección de Hidrografía y Navegación, 2024), en su boletín diario de condiciones oceanográficas se registraron temperaturas de hasta 25°C en la superficie del Mar del litoral del Perú. Por lo que para fines del cálculo se considerará con una temperatura asumida de **28°C**, como la temperatura más crítica del mar.

Según la gráfica de áreas requeridas para camisetas, postenfriador y caja reductora (ver Anexo 1, 2 y 3) al ingresar con la temperatura del agua de mar y con las velocidades correspondientes, tenemos la constante de relación de área de enfriamiento R:

Entonces se podrá calcular el área requerida:

$$A = R_{camiseta} * Q_{rechazo} \quad (10)$$

▪ **Método Teórico**

Este método se basó en la teoría del calor que cede una sustancia hacia otra, este calor depende del coeficiente (U), de la sustancia que cede el calor, del área de contacto entra ambas sustancias o materiales y de la variación de temperaturas que sufrirá la sustancia que cede el calor.

Se utilizo para este método el coeficiente global de transferencia de calor (U), para ello se necesitó de las propiedades físicas tanto del agua de mar, como del refrigerante, en la Tabla 5 se describió las fórmulas a usar con este método, para poder hallar las áreas requeridas del sistema Keel cooler.

Tabla 5

Ecuación general de transferencia de calor por unidad de tiempo

FÓRMULA	DESCRIPCIÓN
	$Q = \text{Calor cedido de una de las zonas (kJ/s)}$ (zonas = camisas, postenfriador o caja)
$Q = A * U * \Delta T_m \text{ (J/s)}$	$U = \text{Coeficiente Global de Transferencia de Calor}$ $\Delta T_m = \text{Temperatura media logaritmica}$
	$h1, h2 = \text{Coeficiente convectivo } \left(\frac{J/s}{m^2 \cdot ^\circ C} \right)$ (agua de mar y refrigerante)
$U = \frac{1}{\frac{1}{h1} + \frac{e}{k1} + \frac{1}{h2}} \left(\frac{J/s}{m^2 \cdot ^\circ C} \right)$	$k1 = \text{Coeficiente conductivo } \left(\frac{J/s}{m \cdot ^\circ C} \right)$ (pl. de acero) $e = \text{Espesor de la plancha (m)}$
$\Delta T_m = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)}$	$\Delta T_1 = T_{hi}^\circ - T_{cs}^\circ$ $\Delta T_2 = T_{hs}^\circ - T_{ci}^\circ$

Nota. Datos tomados de (Cengel & Ghajar, 2011)

Se halló el área de enfriamiento necesario, despejando la ecuación:

$$Q = A * U * \Delta T_m \quad (11)$$

$$A = \frac{Q}{U * \Delta T_m}$$

- **Método Real**

Se tomó las constantes de relación de área de enfriamiento del método de Caterpillar, en las condiciones más críticas:

En este caso para fines de los cálculos se consideró la velocidad igual a 1 nudo, como condición más crítica.

Según la gráfica de Guía de aplicación e instalación de motores marinos de Caterpillar (anexo 1,2 y 3) al ingresar con la temperatura del agua de mar y con la velocidad de 1 nudo, tenemos la constante de relación de área de enfriamiento para cada componente:

$$Q_{rechazo} = A/R_{camiseta}$$

a.2. *Balance de energía box cooler*: La distribución del box cooler, se dio de tal manera que al principio enfría el refrigerante para la caja reductora y posteriormente al refrigerante de las camisas del motor, por tal motivo, se inició con el cálculo para el enfriamiento de la Caja Reductora y posteriormente con el enfriamiento de las Camisas del Motor, tanto del lado frío de la coraza - exterior y el lado caliente de la coraza - interior del box cooler.

Fórmula general (ecuación 11) para determinar la transferencia de calor del box cooler:

$$\dot{Q} = U_{real} * A_s * \Delta T_{ml} * F \quad (12)$$

Donde:

U_{real} : Coeficiente Global de Transferencia de calor

A_s : Área de enfriamiento

ΔT_{ml} : Diferencia de temperatura media logarítmica

F : Factor de corrección para intercambiadores de calor de pasos múltiples y flujo cruzado

Para calcular el calor transferido del serpentín de tubos escalonados a contraflujo, del box cooler, se utilizó los indicadores de la transferencia de calor por convección natural y forzada, puesto que esta relacionó los números adimensionales de Grashof, Reynolds, donde se establece que:

$Si \ Gr/Re^2 < 1$ *Se desprecia la convección natural*

$Si \ Gr/Re^2 > 1$ *Se desprecia la convección forzada*

$Si \ Gr/Re^2 = 1$ *Se considera ambas*

Con esto al ingresar con tablas de temperatura del agua exterior se determinó el Número de Grashof:

$$Gr_l = \frac{g * \beta * (T_f - T_{\infty}) * L_c^3}{\nu^2} \quad (13)$$

Donde:

- g : aceleración de la gravedad (m/s^2)
- β : coeficiente de expansión volumétrica ($1/^\circ C$)
- T_f : temperatura de la superficie de intercambio de calor ($^\circ C$)
- T_{∞} : temperatura del fluido suficientemente lejos ($^\circ C$)
- L_c : Longitud característica de la configuración geométrica (m)

y el valor del número de Reynolds:

$$Re = \frac{\rho * V_{max} * D}{\mu} \quad (14)$$

Donde:

- D : es el diámetro exterior del tubo (m)
- μ : viscosidad estática del fluido a la temperatura de análisis (Kg/ms)
- ρ : densidad del fluido a la temperatura de análisis (Kg/m^3)
- V_{max} : velocidad máxima actuante entre el banco de tubos (m/s)

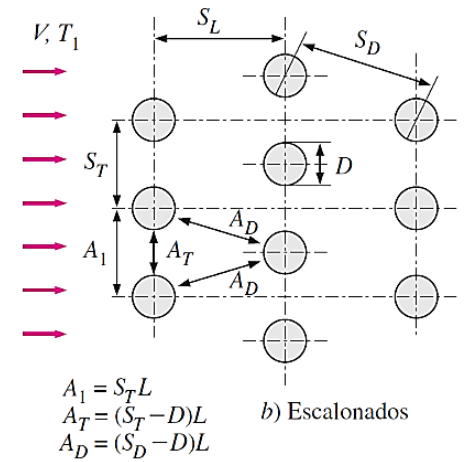
La velocidad máxima se establece con base en el requisito de preservación de la masa para el flujo incompresible estacionario. Por lo tanto:

$$- V_{max} = \frac{S_T}{S_T - D} * V_0, \text{ si se cumple: } 2A_D >$$

$$A_T$$

$$- V_{max} = \frac{S_T}{2*(S_D - D)} * V_0, \text{ si se cumple:}$$

$$2A_D < A_T$$



Aplicando en la relación de determinación de las convecciones exteriores, se determinó si es convección natural y/o convección forzada.

Cálculo de número de Rayleigh:

$$Ra = Gr_L * Pr \quad (15)$$

Para el análisis de la convección natural del sistema, usaremos correlaciones empíricas del número promedio de Nusselt para convecciones naturales sobre superficies con $N_L > 16$, para el cual no será necesario la aplicación de un factor correctivo. Para este caso, como la relación entre la Longitud característica y el diámetro de la tubería, es un número elevado, Asumiremos un comportamiento como una placa vertical.

Donde se cumple que:

$$D \geq \frac{35L_c}{Gr_L^{1/4}}$$

Entonces:

$$Nu_{placa} = \left\{ 0.825 + \frac{0.387 Ra_L^{1/6}}{\left[1 + \left(\frac{0.492}{Pr} \right)^{9/16} \right]^{8/27}} \right\}^2 \quad (16)$$

Como el valor de D/LT_c es demasiado pequeño, el factor de corrección propuesto por White, F. M., Heat Transfer, Addison-Wesley, Reading, MA, 1984.

Es:

$$Nu_{cilindro} = Nu_{placa} * \left[1 + 1.43 \left(\frac{L_c}{D * Gr_L^{0.25}} \right)^{0.9} \right] \quad (17)$$

Sabiendo que;

$$Nu = \frac{h * L_c}{k} \quad (18)$$

Donde:

- h : Coeficiente convectivo ($J/s.m^2.C$)
- k : Conductividad térmica ($J/s.m.C$)

Remplazando, para la convección natural externa:

$$h_{ext} = \frac{Nu * k}{L_c} \quad (J/s.m.C)$$

Área de enfriamiento exterior a partir de los datos asumidos:

$$A_{ext} = N * \pi * D * L_c \quad (19)$$

Donde:

- $N = N_L * N_T$
- N_L : Dato asumido para beneficios del cálculo
- N_T : Dato asumido para beneficios del cálculo

Cálculo del flujo másico exterior de la coraza:

$$\dot{m}_{ext} = \rho * V_0 * N_T * S_T * L_c \quad (20)$$

Determinación de la temperatura de salida del agua de mar para flujo a través de banco de tubos, donde aplicaremos la ecuación:

$$T_{cs} = T_{hi} - (T_{hi} - T_{\infty}) * e^{\left[\frac{A_{ext} * h_{ext}}{\dot{m}_{ext} * C_p} \right]} \quad (21)$$

Determinación de la diferencia media logarítmica de temperaturas:

$$\Delta T_{Ln} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{Ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)} \quad (22)$$

Determinación del coeficiente global de transferencia de calor “U”:

Para calcular el coeficiente global de transferencia de calor entre los dos flujos, uno caliente con temperatura T_h y otro frío con temperatura T_c , se realizará un análisis inicial tomando en cuenta el intercambiador limpio, es decir sin incrustaciones y luego con ellas.

$$U_{incrust} = \frac{1}{A * (\frac{1}{h_{int} * A_{int}} + \frac{R_{int}}{A_{int}} + \frac{\ln(D_{ext}/D_{int})}{2 * \pi * K_{material} * L_C} + \frac{1}{h_{ext} * A_{ext}} + \frac{R_{ext}}{A_{ext}})} \quad (23)$$

Con los resultados obtenidos se reemplazó datos en la fórmula general (ecuación 12), para hallar la transferencia de calor del box cooler de la caja reductora y del motor principal.

B. Determinación de efectos de mejora por implementación de box cooler:

Con los datos obtenidos del balance de energía (ecuación 12) tanto para el sistema Keel cooler como del sistema box cooler implementado, se hizo la comparación de la transferencia de calor real cedido con los calores teóricos que describe el fabricante del motor. Con ello se pudo comparar que tan eficiente es el nuevo sistema de refrigeración implementado sobre el sistema anterior.

C. Análisis económico de la implementación del box cooler:

De los presupuestos de ventas de los trabajos realizados por el astillero SIMA Chimbote en su debido momento a la embarcación TASA 413, se obtuvo los gastos detallados y generales de la implementación y mantenimiento del sistema Keel cooler (Anexo 11) y el sistema box cooler (Anexo 12). Con ello se evaluó mediante los indicadores financieros del VAN y TIR, si el proyecto es rentable.

D. Modelado y simulación del box cooler para enfriamiento de camisetas y motor principal:

Para el modelado se utilizó el software SolidWorks y su extensión Flow Simulation, con el área requerida del box cooler se dimensionó el box cooler adecuado para el proyecto.

CAPÍTULO IV: RESULTADOS Y DISCUSIONES

4.1. Resultados

4.1.1. Balance de Energía

Datos iniciales para del motor para el cálculo

Tabla 6

Datos iniciales de las camisetas y del post enfriador

MOTOR	CATERPILLAR
Modelo	3512
Potencia	1207 HP
RPM	1200
Calor de rechazado en camisetas	739 kJ/s
Temperatura de Salida de refrigerante (Jacket)	90 °C
Temperatura de Ingreso de refrigerante (Jacket)	82 °C
Calor de rechazado en Post enfriador (aftercooler)	107 kJ/s
Temperatura de Salida de refrigerante (after)	52 °C
Temperatura de Ingreso de refrigerante (after)	38 °C

Nota. Datos tomados de (Caterpillar, 2024)

Tabla 7

Datos iniciales de la caja reductora

Caja Reductora	REINTJES
Modelo	WAF - 740
RPM	1800
Potencia	1061 HP
Temperatura de Salida	50 °C
Temperatura de Ingreso	46 °C

Nota. Datos tomados de (Servicios Industriales la Marina S.A, 2018)

4.1.1.1. Cálculos del enfriador Keel Cooler

Para el caso de la caja reductora dependerá de la ecuación 9:

$$Q_{(reductor)} = P_{(motor)} * F_{(pérdida de potencia)}$$

Donde:

$Q_{reductor}$: Disipación del calor del lubricante del reductor

P_{motor} : Potencia generada en el motor y transmitida al reductor

$F_{pérdida}$: Factor relativo al calor generado en el lubricante del reductor respecto a la eficacia de reductor (5%)

Para el ejemplo tendríamos que:

$$Q_{(reductor)} = 1207 * 0.05$$

$$Q_{(reductor)} = 60.35 \text{ Hp o } 45 \text{ kJ/s}$$

Cálculo Según Método Caterpillar

De acuerdo con la zona a enfriar (camisas, postenfriador o caja) se debe seleccionar y tomar en cuenta los siguientes parámetros:

A. Cálculo de área de enfriamiento para Camisetas

Según (Dirección de Hidrografía y Navegación, 2024), en su boletín diario de condiciones oceanográficas se registraron temperaturas de hasta 25°C en la superficie del Mar del litoral del Perú. Por lo que para fines del cálculo se considerará con una temperatura asumida de 28°C, como la temperatura más crítica del mar.

▪ **Embarcación detenida ($V_{\text{barco}}=1\text{nudo}$).**

Dado que se considera que el barco está detenido, resulta crucial examinar que el oleaje marino muestra una condición de movimiento debido a varios factores meteorológicos, como el fenómeno Coriolis provocado por la rotación de la tierra alrededor del eje que atraviesa sus polos, los vientos Alisios, el efecto de la temperatura y otras variables, que generan en el océano: corrientes marinas, pleamares y bajamares. Estos movimientos o condiciones generan que el mar tenga una velocidad entre 2 a 8 nudos. (Dirección de Hidrografía y Navegación, 2024)

Datos de referencia:

En este caso para fines de los cálculos consideraremos la velocidad igual a 1 nudo, como condición más crítica.

- $V_{\text{barco}} = 1 \text{ nudo}$
- $Q_{\text{rechazo}} = 739 \text{ kJ/s}$
- $T_{\text{mar}} = 28 \text{ }^{\circ}\text{C}$

Según la gráfica (ver Anexo 1) al ingresar con la temperatura del agua de mar y con la velocidad de 1 nudo, tenemos la constante de relación de área de enfriamiento:

$$R_{\text{camiseta}} = 0.055 \text{ m}^2 / \left(\frac{\text{kJ}}{\text{s}} \right)$$

Reemplazando en la ecuación 10:

$$A = 0.055 \text{ m}^2 / \left(\frac{\text{kJ}}{\text{s}} \right) * 739 \left(\frac{\text{kJ}}{\text{s}} \right)$$

$$A = 40.645 \text{ m}^2$$

Considerando según Tabla 4, el factor de tolerancia de calor es = 1.1

$$A = 40.645 \text{ m}^2 * 1.1$$

$$A = \mathbf{44.7095 \text{ m}^2}$$

▪ **Embarcación en movimiento ($V_{\text{barco}} = 3$ nudos).**

Datos de referencia:

- $V_{\text{barco}} = 3 \text{ nudos}$
- $Q_{\text{rechazo}} = 739 \text{ kJ/s}$
- $T_{\text{mar}} = 28 \text{ }^{\circ}\text{C}$

Según la gráfica (ver Anexo 1), al ingresar con la temperatura del agua de mar y con la velocidad de 3 nudos, tenemos la constante de relación de área de enfriamiento:

$$R_{\text{camiseta}} = 0.04883 \text{ m}^2 / \left(\frac{\text{kJ}}{\text{s}} \right)$$

Reemplazando en la ecuación 10:

$$A = 0.04883 \text{ m}^2 / \left(\frac{\text{kJ}}{\text{s}} \right) * 739 \left(\frac{\text{kJ}}{\text{s}} \right)$$

$$A = 36.086 \text{ m}^2$$

Considerando según Tabla 4, el factor de tolerancia de calor = 1.1

$$A = 36.086 \text{ m}^2 * 1.1$$

$$A = 39.6939 \text{ m}^2$$

▪ **Embarcación en movimiento ($V_{\text{barco}} = 8$ nudos).**

Datos de referencia:

- $V_{\text{barco}} = 8 \text{ nudos}$
- $Q_{\text{rechazo}} = 739 \left(\frac{\text{kJ}}{\text{s}} \right)$
- $T_{\text{mar}} = 28 \text{ }^{\circ}\text{C}$

Según la gráfica (ver Anexo 1), al ingresar con la temperatura del agua de mar y con la velocidad de 8 nudos, tenemos la constante de relación de área de enfriamiento:

$$R_{\text{camiseta}} = 0.04663 \text{ m}^2 / \left(\frac{\text{kJ}}{\text{s}} \right)$$

Entonces tenemos al reemplazar en la ecuación 10:

$$A = 0.04663 \frac{m^2}{(\frac{kJ}{s})} * 739(\frac{kJ}{s})$$

$$A = 34.460 m^2$$

Considerando según Tabla 4, el factor de tolerancia de calor es = 1.1

$$A = 34.460 m^2 * 1.1$$

$$A = 37.9055 m^2$$

Según lo revisado mediante la metodología de Ferreyros para el cálculo del área de enfriamiento requerida para las camisetas del motor podemos observar que, en la evaluación de la embarcación a 1 nudo, es la mayor área requerida, siendo un área mínima de **44.7094 m²**.

B. Cálculo de área de enfriamiento para el Postenfriador

Para fines del cálculo se considerará con una temperatura asumida de 28°C, como la temperatura más crítica del mar.

▪ Embarcación detenida ($V_{barco}=1nudo$).

Datos de referencia:

En este caso para fines de los cálculos consideraremos la velocidad igual a 1 nudo, como condición más crítica.

- $V_{barco} = 1 nudo$
- $Q_{rechazo} = 107 (\frac{kJ}{s})$
- $T_{mar} = 28 ^\circ C$

Según la gráfica (ver Anexo 2), al ingresar con la temperatura del agua de mar y con la velocidad de 1 nudo, tenemos la constante de relación de área de enfriamiento:

$$R_{postenfriador} = 0.22617 \frac{m^2}{(\frac{kJ}{s})}$$

Entonces tenemos:

$$A = R_{postenfriador} * Q_{rechazo}$$

$$A = 0.22617 \frac{m^2}{(\frac{kJ}{s})} * 107 (\frac{kJ}{s})$$

$$A = 24.2002 m^2$$

Considerando según Tabla 4, el factor de tolerancia de calor es = 1.05

$$A = 24.2002 m^2 * 1.05$$

$$A = 25.4102 m^2$$

▪ **Embarcación en movimiento ($V_{barco} = 3$ nudos).**

Datos de referencia:

- $V_{barco} = 3 \text{ nudos}$
- $Q_{rechazo} = 107 (\frac{kJ}{s})$
- $T_{mar} = 28 ^\circ C$

Según la gráfica (ver Anexo 2), al ingresar con la temperatura del agua de mar y con la velocidad de 3 nudos, tenemos la constante de relación de área de enfriamiento:

$$R_{postenfriador} = 0.20587 \frac{m^2}{(\frac{kJ}{s})}$$

Entonces tenemos:

$$A = 0.20587 \frac{m^2}{(\frac{kJ}{s})} * 107 (\frac{kJ}{s})$$

$$A = 22.0281 m^2$$

Considerando según Tabla 4, el factor de tolerancia de calor es = 1.05

$$A = 22.0281 m^2 * 1.05$$

$$A = 23.1295 m^2$$

▪ **Embarcación en movimiento ($V_{\text{barco}} = 8$ nudos).**

Datos de referencia:

- $V_{\text{barco}} = 8 \text{ nudos}$
- $Q_{\text{rechazo}} = 107 \left(\frac{\text{kJ}}{\text{s}} \right)$
- $T_{\text{mar}} = 28 \text{ } ^\circ\text{C}$

Según la gráfica (ver Anexo 2), al ingresar con la temperatura del agua de mar y con la velocidad de 1 nudo, tenemos la constante de relación de área de enfriamiento:

$$R_{\text{postenfriador}} = 0.19233 \text{ m}^2 / \left(\frac{\text{kJ}}{\text{s}} \right)$$

Entonces tenemos:

$$A = 0.19233 \text{ m}^2 / \left(\frac{\text{kJ}}{\text{s}} \right) * 107 \left(\frac{\text{kJ}}{\text{s}} \right)$$

$$A = 20.5793 \text{ m}^2$$

Considerando según Tabla 4, el factor de tolerancia de calor es = 1.05

$$A = 20.5793 \text{ m}^2 * 1.05$$

$$A = 21.6083 \text{ m}^2$$

Según lo revisado mediante la metodología de Ferreyros para el cálculo del área de enfriamiento requerida para el post enfriador del motor podemos observar que, en la evaluación de la embarcación a 1 nudo, es la mayor área requerida, siendo un área mínima de **25.4102 m²**.

C. Cálculo de área de enfriamiento para caja reductora

Para fines del cálculo se considerará con una temperatura asumida de 28°C, como la temperatura más crítica del mar.

▪ Embarcación detenida ($V_{\text{barco}}=1\text{nudo}$).

Datos de referencia:

En este caso para fines de los cálculos consideraremos la velocidad igual a 1 nudo, como condición más crítica.

$$- Q_{\text{rechazo}} = 45 \left(\frac{\text{kJ}}{\text{s}} \right)$$

$$- T_{\text{mar}} = 28 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Según la gráfica (ver Anexo 3), al ingresar con la temperatura del agua de mar y con la velocidad de 1 nudo, tenemos la constante de relación de área de enfriamiento:

$$R_{\text{caja}} = 0.528 \text{ } \frac{\text{m}^2}{\left(\frac{\text{kJ}}{\text{s}} \right)}$$

Entonces tenemos:

$$A = R_{\text{caja}} * Q_{\text{rechazo}}$$

$$A = 0.528 \text{ } \frac{\text{m}^2}{\left(\frac{\text{kJ}}{\text{s}} \right)} * 45 \left(\frac{\text{kJ}}{\text{s}} \right)$$

$$A = 23.7616 \text{ } \text{m}^2$$

Considerando según Tabla 4, el factor de tolerancia de calor es = 1.2

$$A = 23.7616 \text{ } \text{m}^2 * 1.2$$

$$\mathbf{A = 28.5139 \text{ } m^2}$$

▪ Embarcación en movimiento ($V_{\text{barco}}= 3 \text{ nudos}$).

Datos de referencia:

$$- Q_{\text{rechazo}} = 45 \left(\frac{\text{kJ}}{\text{s}} \right)$$

$$- T_{mar} = 28^{\circ}C$$

Según la gráfica (ver Anexo 3), al ingresar con la temperatura del agua de mar y con la velocidad de 3 nudos, tenemos la constante de relación de área de enfriamiento:

$$R_{caja} = 0.458 \frac{m^2}{(\frac{kJ}{s})}$$

Entonces tenemos:

$$A = 0.458 \frac{m^2}{(\frac{kJ}{s})} * 45 (\frac{kJ}{s})$$

$$A = 20.6114 m^2$$

Considerando según Tabla 4, el factor de tolerancia de calor es = 1.2

$$A = 20.6114 m^2 * 1.2$$

$$A = 24.7336 m^2$$

▪ **Embarcación en movimiento ($V_{barco} = 8$ nudos).**

Datos de referencia:

$$- Q_{rechazo} = 45 (\frac{kJ}{s})$$

$$- T_{mar} = 28^{\circ}C$$

Según la gráfica (ver Anexo 3), al ingresar con la temperatura del agua de mar y con la velocidad de 8 nudos, tenemos la constante de relación de área de enfriamiento:

$$R_{caja} = 0.416 \frac{m^2}{(\frac{kJ}{s})}$$

Entonces tenemos:

$$A = 0.416 \frac{m^2}{(\frac{kJ}{s})} * 45 (\frac{kJ}{s})$$

$$A = 18.7212 m^2$$

Considerando según Tabla 4, el factor de tolerancia de calor es = 1.2

$$A = 18.7212 \text{ m}^2 * 1.2$$

$$A = 22.4655 \text{ m}^2$$

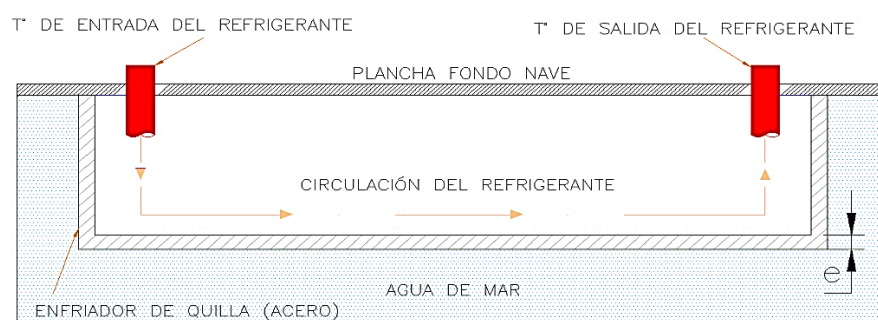
Según lo revisado mediante la metodología de Ferreyros para el cálculo del área de enfriamiento requerida para las camisas del motor podemos observar que, en la evaluación de la embarcación a 1 nudo, es la mayor área requerida, siendo un área mínima de **28.5139 m²**.

Cálculo según Método Teórico

Nos basamos en la teoría del calor que cede una sustancia hacia otra, este calor depende del coeficiente (U), de la sustancia que cede el calor, del área de contacto entre ambas sustancias o materiales y de la variación de temperaturas que sufrirá la sustancia que cede el calor.

Figura 8

Disposición de los flujos de entrada y salida del keel cooler



Nota. Se indica el flujo de refrigerante que circula por las canaletas en el fondo del casco y que son enfriados a través de la plancha de acero en contacto con el agua de mar. Fuente: (Servicios Industriales La Marina S.A (SIMA), 2017)

A. Cálculo de área de enfriamiento para Camisetas

Para fines del cálculo se considerará lo siguiente:

- La temperatura de salida del refrigerante (agua pura) de las camisetas es la misma que la de ingreso al circuito de enfriamiento ($T_{hi} = 90^{\circ}\text{C}$)
- La temperatura de ingreso del refrigerante (agua pura) de las camisetas es la misma que la de salida al circuito de enfriamiento ($T_{hs} = 82^{\circ}\text{C}$)
- La temperatura de ingreso del agua de mar ($T_{ci} = 28^{\circ}\text{C}$)
- El material usado para el enfriador de Keel Cooler es Acero ASTM A-131 con un espesor de $\frac{1}{4}$ ".

Datos de referencia:

- $Q_{rechazo} = 739 \text{ kJ/s}$
- $h1 = \text{Agua pura } 600 \left(\frac{\text{J/s}}{\text{m}^2\text{ }^{\circ}\text{C}} \right)$
- $h2 = \text{Agua de mar } 2000 \left(\frac{\text{J/s}}{\text{m}^2\text{ }^{\circ}\text{C}} \right)$
- $k1 = \text{Acero } 50.2 \left(\frac{\text{J/s}}{\text{m}^{\circ}\text{C}} \right)$
- $e = \frac{1}{4}" = 6.4 \text{ mm}$

■ Temperatura media logarítmica.

$$\Delta T_1 = T_{hi}^{\circ} - T_{cs}^{\circ}$$

$$\Delta T_2 = T_{hs}^{\circ} - T_{ci}^{\circ}$$

$$\Delta T_1 = 90^{\circ}\text{C} - 28^{\circ}\text{C}$$

$$\Delta T_2 = 82^{\circ}\text{C} - 28^{\circ}\text{C}$$

$$\Delta T_1 = 62^{\circ}\text{C}$$

$$\Delta T_2 = 54^{\circ}\text{C}$$

$$\Delta T_m = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)}$$

$$\Delta T_m = \frac{62^{\circ}\text{C} - 54^{\circ}\text{C}}{\ln\left(\frac{62^{\circ}\text{C}}{54^{\circ}\text{C}}\right)}$$

$$\Delta T_m = 57.9079^\circ\text{C}$$

- **Coeficiente global de transferencia de calor.**

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_1} + \frac{e}{k_1} + \frac{1}{h_2}}$$

$$U = \frac{1}{\frac{1}{600 \frac{\text{J/s}}{\text{m}^2\text{°C}}} + \frac{0.0064 \text{ m}}{50.2 \frac{\text{J/s}}{\text{m}^\circ\text{C}}} + \frac{1}{2000 \frac{\text{J/s}}{\text{m}^2\text{°C}}}}$$

$$U = 435.89 \left(\frac{\text{J/s}}{\text{m}^2\text{°C}} \right)$$

- **Área de enfriamiento necesario.**

Despejando la Ecuación general

$$A = \frac{Q}{U * \Delta T_m}$$

$$A = \frac{739 \text{ kJ/s}}{435.89 \left(\frac{\text{J/s}}{\text{m}^2\text{°C}} \right) * 57.9079^\circ\text{C}}$$

$$A = 29.2772 \text{ m}^2$$

B. Cálculo de área de enfriamiento para el Post enfriador

Para fines del cálculo se considerará lo siguiente:

- La temperatura de salida del refrigerante (agua pura) de las camisetas es la misma que la de ingreso al circuito de enfriamiento ($T_{hi} = 52^\circ\text{C}$)
- La temperatura de ingreso del refrigerante (agua pura) de las camisetas es la misma que la de salida al circuito de enfriamiento ($T_{hs} = 38^\circ\text{C}$)
- La temperatura de ingreso del agua de mar ($T_{ci} = 28^\circ\text{C}$)

- El material usado para el enfriador de Keel Cooler es Acero ASTM A-131 con un espesor de ¼".

▪ **Temperatura media logarítmica.**

$$\Delta T_1 = T_{hi}^{\circ} - T_{cs}^{\circ}$$

$$\Delta T_2 = T_{hs}^{\circ} - T_{ci}^{\circ}$$

$$\Delta T_1 = 52^{\circ}\text{C} - 28^{\circ}\text{C}$$

$$\Delta T_2 = 30^{\circ}\text{C} - 28^{\circ}\text{C}$$

$$\Delta T_1 = 24^{\circ}\text{C}$$

$$\Delta T_2 = 10^{\circ}\text{C}$$

$$\Delta T_m = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)}$$

$$\Delta T_m = \frac{24^{\circ}\text{C} - 10^{\circ}\text{C}}{\ln\left(\frac{24^{\circ}\text{C}}{10^{\circ}\text{C}}\right)}$$

$$\Delta T_m = 15.9914^{\circ}\text{C}$$

▪ **Coefficiente global de transferencia de calor.**

$$U = \frac{1}{\frac{1}{600 \frac{\text{J/s}}{\text{m}^2\text{C}}} + \frac{0.0064 \text{ m}}{50.2 \frac{\text{J/s}}{\text{m}^{\circ}\text{C}}} + \frac{1}{2000 \frac{\text{J/s}}{\text{m}^2\text{C}}}}$$

$$U = 435.79 \left(\frac{\text{J/s}}{\text{m}^2\text{C}} \right)$$

▪ **Área de enfriamiento necesario.**

$$A = \frac{107 \text{ kJ/s}}{435.89 \left(\frac{\text{J/s}}{\text{m}^2\text{C}} \right) * 15.9914^{\circ}\text{C}}$$

$$A = 15.3504 \text{ m}^2$$

C. Cálculo de área de enfriamiento para la Caja reductora

Para fines del cálculo se considerará lo siguiente:

- La temperatura de salida del refrigerante (agua pura) de las camisas es la misma que la de ingreso al circuito de enfriamiento ($T_{hi} = 50^{\circ}\text{C}$)
- La temperatura de ingreso del refrigerante (agua pura) de las camisas es la misma que la de salida al circuito de enfriamiento ($T_{hs} = 46^{\circ}\text{C}$)
- La temperatura de ingreso del agua de mar ($T_{ci} = 28^{\circ}\text{C}$)
- El material usado para el enfriador de Keel Cooler es Acero ASTM A-131 con un espesor de $\frac{1}{4}$ ".
-

■ Temperatura media logarítmica.

$$\Delta T_1 = T_{hi}^{\circ} - T_{cs}^{\circ}$$

$$\Delta T_2 = T_{hs}^{\circ} - T_{ci}^{\circ}$$

$$\Delta T_1 = 50^{\circ}\text{C} - 28^{\circ}\text{C}$$

$$\Delta T_2 = 46^{\circ}\text{C} - 28^{\circ}\text{C}$$

$$\Delta T_1 = 22^{\circ}\text{C}$$

$$\Delta T_2 = 18^{\circ}\text{C}$$

$$\Delta T_m = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)}$$

$$\Delta T_m = \frac{22^{\circ}\text{C} - 18^{\circ}\text{C}}{\ln\left(\frac{22^{\circ}\text{C}}{18^{\circ}\text{C}}\right)}$$

$$\Delta T_m = 19.9332^{\circ}\text{C}$$

■ Coeficiente global de transferencia de calor.

$$U = \frac{1}{\frac{1}{600 \frac{\text{J/s}}{\text{m}^2\text{C}}} + \frac{0.0064 \text{ m}}{50.2 \frac{\text{J/s}}{\text{m}^2\text{C}}} + \frac{1}{2000 \frac{\text{J/s}}{\text{m}^2\text{C}}}}$$

$$U = 435.89 \left(\frac{J/s}{m^2 \cdot ^\circ C} \right)$$

- **Área de enfriamiento necesario.**

$$A = \frac{27 \text{ kJ/s}}{435.89 \left(\frac{J/s}{m^2 \cdot ^\circ C} \right) * 19.9332 \text{ } ^\circ C}$$

$$A = 5.1795 \text{ m}^2$$

Cálculo con Método de Áreas Reales

Tomando las constantes de relación de área de enfriamiento del método de FERREYROS, en las condiciones más críticas:

A. Cálculo de calor de rechazo para camisetas:

En este caso para fines de los cálculos consideraremos la velocidad igual a 1 nudo, como condición más crítica.

- $V_{barco} = 1 \text{ nudo}$
- $A_{real} = 40.54 \text{ m}^2$
- $T_{mar} = 28 \text{ } ^\circ C$

Según la gráfica de Guía de aplicación e instalación de motores marinos de Caterpillar (anexo 1) al ingresar con la temperatura del agua de mar y con la velocidad de 1 nudo, tenemos la constante de relación de área de enfriamiento:

$$R_{camiseta} = 0.055 \text{ m}^2 / \left(\frac{kJ}{s} \right)$$

Entonces reemplazamos en la ecuación 10:

$$40.54 \text{ m}^2 = 0.055 \text{ m}^2 / \left(\frac{kJ}{s} \right) * Q_{rechazo}$$

$Q_{camisetas} = 737.1273 \text{ kJ/s}$ el valor es muy cercano al requerido, pero es menor.

B. Cálculo de calor de rechazo para Post enfriador:

En este caso para fines de los cálculos consideraremos la velocidad igual a 1 nudo, como condición más crítica.

- $V_{barco} = 1 \text{ nudo}$
- $A_{real} = 28 \text{ m}^2$
- $T_{mar} = 28 \text{ }^{\circ}\text{C}$

Según la gráfica de Guía de aplicación e instalación de motores marinos de Caterpillar (anexo 2) al ingresar con la temperatura del agua de mar y con la velocidad de 1 nudo, tenemos la constante de relación de área de enfriamiento:

$$R_{postenfriador} = 0.22617 \text{ m}^2 / \left(\frac{\text{kJ}}{\text{s}} \right)$$

Entonces tenemos:

$$A = R_{postenfriador} * Q_{rechazo}$$

$$28 \text{ m}^2 = 0.22617 \text{ m}^2 / \left(\frac{\text{kJ}}{\text{s}} \right) * Q_{rechazo}$$

$Q_{postenfriador} = 123.8 \text{ kJ/s}$ el valor si cumple con los requerimientos e incluso es superior al requerido.

C. Cálculo de calor de rechazo para caja reductora

En este caso para fines de los cálculos consideraremos la velocidad más crítica.

- $V_{barco} = 1 \text{ nudo}$
- $A_{real} = 24 \text{ m}^2$
- $T_{mar} = 28 \text{ }^{\circ}\text{C}$

Según la gráfica de Guía de aplicación e instalación de motores marinos de Caterpillar (anexo 3) al ingresar con la temperatura del agua de mar y con la velocidad de 1 nudo, tenemos la constante de relación de área de enfriamiento:

$$R_{caja} = 0.528 \, m^2 / \left(\frac{kJ}{s} \right)$$

Entonces tenemos:

$$A = R_{caja} * Q_{rechazo}$$

$$24 \, m^2 = 0.528 \, m^2 / \left(\frac{kJ}{s} \right) * Q_{rechazo}$$

$Q_{caja} = 45.4545 \, kJ/s$ el valor es muy cercano al requerido.

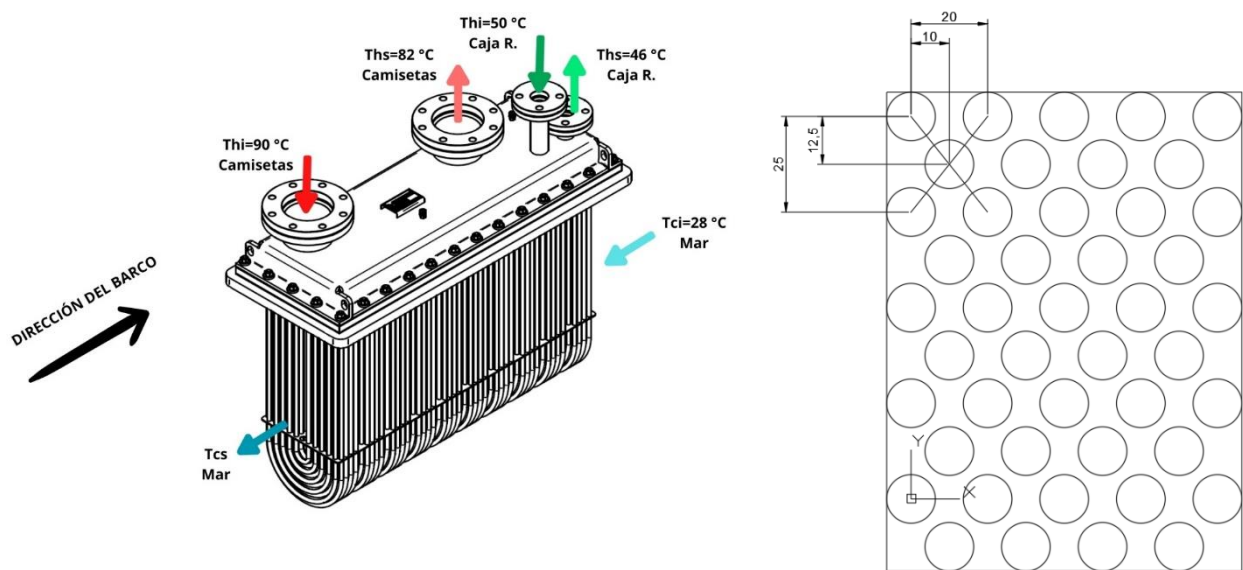
Debido a que la capacidad de rechazo de calor existente es menor a las de las condiciones más críticas, se recomienda evaluar un cambio del sistema de enfriamiento para la caja reductora.

4.1.1.2. Cálculos del enfriador Box Cooler

Para este caso podemos ver que la distribución del box cooler, es que al principio enfría al refrigerante para la caja reductora y posteriormente al refrigerante de las camisas del motor, por tal motivo, iniciaremos con el cálculo para el enfriamiento de la Caja Reductora y posteriormente con el enfriamiento de las Camisas del Motor.

Figura 9

Flujo de aguas en el box cooler y su configuración superior



Nota. Elaboración propia

Configuración superior del Box cooler, según equipo implementado. Usaremos las dimensiones para facilidad del cálculo y reducir las iteraciones.

Tomaremos como $L_c = 1.040 \text{ m}$, ya que según el equipo implementado como se mostró en las figuras anteriores. Solo tomaremos la parte recta de a configuración, excluyendo la parte de semicircunferencia en la parte inferior y asumiendo como un solo tramo.

Así mismo asumiremos como datos de cálculo la distribución geométrica de manera escalonada, con las dimensiones mostradas, así como el diámetro exterior y espesor de pared.

A. Cálculo térmico para caja reductora

El equipo Box Cooler puede experimentar un proceso de transferencia de calor a causa de la mezcla de convección natural y forzada. Para la convección natural, el Box Cooler opera bajo el principio del Termosifón. Esto significa que el flujo del agua a través de la coraza se produce debido a la variación de su densidad, producida por un gradiente de temperatura. Este fenómeno depende de la disposición geométrica, así como su dirección, la fluctuación de la temperatura en la superficie y las características termo físicas del fluido. (Servicios Industriales La Marina S.A (SIMA), 2017)

El criterio apropiado para determinar la magnitud de la convección natural en comparación de la forzada de acuerdo con Cengel & Ghajar (2011), es el indicador que vincula a los números adimensionales Grashof y Reynolds así: Gr/Re^2 , donde se establece que:

$$\begin{array}{ll}
 \text{Si } Gr/Re^2 < 1 & \text{Se desprecia la convección natural} \\
 \text{Si } Gr/Re^2 > 1 & \text{Se desprecia la convección forzada} \\
 \text{Si } Gr/Re^2 = 1 & \text{Se considera ambas}
 \end{array}$$

i. Cálculo térmico de caja, lado frío de la coraza – exterior

Teniendo en cuenta que el Box cooler está diseñado para estar sumergido en el agua ya sea de río o de mar, con una configuración escalonada, para aprovechar el inmenso flujo másico natural que estos proporcionan, el análisis térmico se realizará teniendo en cuenta tres condiciones:

- Considerando que el buque esta Fondeado, es decir $V_{\text{barco}}=1$ nudo
- Considerando que el buque se desplaza a $V_{\text{barco}}=3$ nudos
- Considerando que el buque se desplaza a $V_{\text{barco}}=8$ nudos

El análisis térmico para realizar será para un banco de tubos escalonados a contraflujo.

▪ **Embarcación detenida ($V_{\text{barco}}=1$ nudo).**

Determinaremos el tipo de convección existente, el cual partiremos, hallando la temperatura de película:

$$T_p = \frac{T_f + T_{\infty}}{2}$$

Donde:

T_f = Temperatura de la superficie, °C (T de ingreso al circuito de enfriamiento)

T_{∞} = Temperatura del fluido, suficientemente alejado de la superficie, °C

$$T_p = \frac{50^{\circ}\text{C} + 28^{\circ}\text{C}}{2}$$

$$T_p = 39^{\circ}\text{C}$$

Tabla 8*Propiedades del agua a T (39 °C)*

PROPIEDADES DEL AGUA	T (39 °C)
Presión de Sat. (KPa)	7.0328
Densidad ρ (Kg/m ³)	992.48
Cp., (frio) (J/Kg °K)	4178.8
Conductividad Térmica K (J/m°K.s)	0.6294
$\mu \times 10^{-3}$ (Kg/ms)	6.66E-04
Número de Prandtl (Pr)	4.422
Coeficiente volumétrico $\beta \times 10^{-3}$ (1/K)	3.69E-04
Viscosidad cinemática (m ² / s)	6.71E-07
Número de Prandtl (Pr) Sat	3.55

Nota. Datos seleccionados de temperatura de agua a 39 grados para realizar los cálculos.

Fuente: (Cengel & Ghajar, 2011)

Ahora determinaremos el Número de Grashof y Reynolds:

$$Gr_l = \frac{g * \beta * (T_f - T_\infty) * L_c^3}{\nu^2}$$

Donde:

- g : aceleración de la gravedad (m/s^2)
- β : coeficiente de expansión volumétrica ($1/^\circ C$)
- T_f : temperatura de la superficie de intercambio de calor ($^\circ C$)
- T_∞ : temperatura del fluido suficientemente lejos ($^\circ C$)
- L_c : Longitud característica de la configuración geométrica (m)

Reemplazando los datos:

$$Gr_l = \frac{(9.81) \frac{m}{s^2} * (3.6 * 10^{-4}) 1/C^\circ * (50 - 28)^\circ C * (1.040 m)^3}{(6.71 * 10^{-6} m^2/s)^2}$$

$$Gr_l = 1.98697 \times 10^{11}$$

Ahora determinaremos el valor del número de Reynolds:

$$Re = \frac{\rho * V_{max} * D}{\mu}$$

Donde:

- D : es el diámetro exterior del tubo (m)
- μ : viscosidad estática del fluido a la temperatura de análisis
(Kg/ms)
- ρ : densidad del fluido a la temperatura de análisis (Kg/m³)
- V_{max} : velocidad máxima actuante entre el banco de tubos (m/s)

La velocidad máxima se establece con base en el requisito de preservación de la masa para el flujo incompresible estacionario. Por lo tanto:

- $V_{max} = \frac{S_T}{S_T - D} * V_0$, si se cumple: $2A_D >$

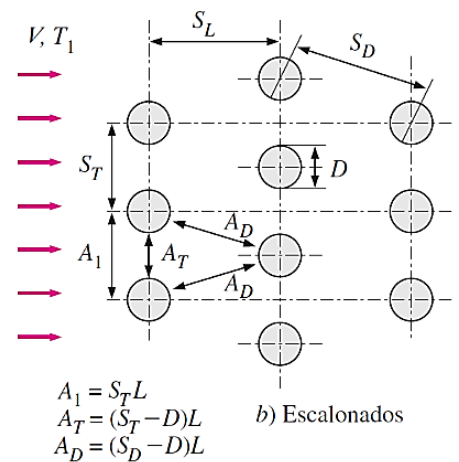
$$A_T$$

- $V_{max} = \frac{S_T}{2*(S_D - D)} * V_0$, si se cumple:

$$2A_D < A_T$$

Sabiendo que:

- $S_T = 25 \text{ mm}$
- $S_L = 10 \text{ mm}$
- $S_D = 16 \text{ mm}$
- $D = 12 \text{ mm}$



Como se cumple, la segunda condición:

$$2 * (16 - 12) * L_c < (25 - 12) * L_c$$

$$8 < 13$$

Tenemos que:

$$V_{max} = \frac{S_T}{2 * (S_D - D)} * V_0$$

$$V_{max} = \frac{25}{2 * (16 - 12)} * 1nudo * \frac{0.514 m/s}{nudo}$$

$$V_{max} = 1.6063 m/s$$

Remplazando en la (ecuación 11) de Reynolds:

$$Re = \frac{(992.48)Kg/m^3 * (1.6063) m/s * (0.012)m}{6.6640 * 10^{-4} kg/ms}$$

$$Re = 2.8707 \times 10^4$$

Aplicando en la relación de determinación de las convecciones exteriores:

$$Gr_L / Re^2 = \frac{1.98697 \times 10^{11}}{(2.8707 \times 10^4)^2}$$

$$Gr_L / Re^2 = 241.12 > 1$$

Por lo tanto, solo se considera la convección natural y despreciamos la convección forzada en el sistema.

$$Ra = Gr_L * Pr$$

Para hallar el número de Rayleigh (ecuación 15) tenemos:

$$Ra = 1.98697 \times 10^{11} * 4.422$$

$$Ra = 8.7864 \times 10^{11}$$

Para el análisis de la convección natural del sistema, usaremos correlaciones empíricas del número promedio de Nusselt para convecciones naturales sobre superficies con $N_L > 16$, para el cual no será necesario la aplicación de un factor correctivo. Para este caso, como la relación entre la Longitud característica y el diámetro de la tubería, es un número elevado, Asumiremos un comportamiento como una placa vertical.

Donde se cumple que:

$$D \geq \frac{35L_c}{Gr_L^{1/4}}$$

$$0.012 \geq 0.0006291$$

Entonces:

$$Nu_{placa} = \left\{ 0.825 + \frac{0.387 Ra_L^{1/6}}{\left[1 + \left(\frac{0.492}{Pr} \right)^{9/16} \right]^{8/27}} \right\}^2$$

Remplazando los datos:

$$Nu_{placa} = \left\{ 0.825 + \frac{0.387 * (8.7864 \times 10^{11})^{1/6}}{\left[1 + \left(\frac{0.492}{4.422} \right)^{9/16} \right]^{8/27}} \right\}^2$$

$$Nu_{placa} = 1291.7295$$

Como el valor de D/LT_c es demasiado pequeño, el factor de corrección propuesto por White, F. M., Heat Transfer, Addison-Wesley, Reading, MA, 1984. Es:

$$Nu_{cilindro} = Nu_{placa} * \left[1 + 1.43 \left(\frac{L_c}{D * Gr_L^{0.25}} \right)^{0.9} \right]$$

Tenemos entonces:

$$Nu_{cilindro} = 1291.7295 * \left[1 + 1.43 \left(\frac{(1.040) m}{(0.012) m * (1.98697 \times 10^{11})^{0.25}} \right)^{0.9} \right]$$

$$Nu_{cilindro} = 1585.8202$$

Sabiendo que;

$$Nu = \frac{h * L_c}{k}$$

Donde:

- h : Coeficiente convectivo ($J/s.m^2.C$)
- k : Conductividad térmica ($J/s.m.C$)

Remplazando, en la ecuación 18 de la convección natural externa:

$$h_{ext} = \frac{1585.8202 * (0.6294)^{J/m^2.C}}{1.040 m}$$

$$h_{ext} = 959.7262 J/s.m^2.C$$

Hallando el área de enfriamiento exterior a partir de los datos asumidos:

$$A_{ext} = N * \pi * D * L_c$$

Donde:

- $N = N_L * N_T$
- N_L : Dato asumido para beneficios del cálculo igual a 5
- N_T : Dato asumido para beneficios del cálculo igual a 18

Reemplazamos:

$$A_{ext} = 5 * 18 * \pi * 0.012m * 1.040m$$

$$A_{ext} = 3.5286 m^2$$

Hallando el flujo másico exterior de la coraza:

$$\dot{m}_{ext} = \rho * V_0 * N_T * S_T * L_c$$

$$\dot{m}_{ext} = (992.48)Kg/m^3 * (0.514)m/s * 5 * (0.025)m * (1.040)m$$

$$\dot{m}_{ext} = 66.3175 \text{ Kg/s}$$

Ahora determinaremos la temperatura de salida del agua de mar para flujo a través de banco de tubos, donde aplicaremos la ecuación:

$$T_e = T_f - (T_f - T_{\infty}) * e^{\left[\frac{A_{ext} * h_{ext}}{\dot{m}_{ext} * C_p} \right]}$$

$$T_{cs} = T_e = 50^{\circ}C - (50^{\circ}C - 28^{\circ}C) * e^{\left[\frac{3.5286 m^2 * 959.7262 J/m^2^{\circ}C}{66.3175 Kg/s * 4178 J/Kg^{\circ}C} \right]}$$

$$T_{cs} = 28.267^{\circ}C$$

Ahora determinaremos diferencia media logarítmica de temperaturas:

$$\Delta T_{Ln} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)}$$

Donde:

$$\Delta T_1 = T_{hi} - T_{cs}$$

$$\Delta T_2 = T_{hs} - T_{ci}$$

$$\Delta T_1 = 50^{\circ}C - 28.267^{\circ}C$$

$$\Delta T_2 = 46^{\circ}C - 28^{\circ}C$$

$$\Delta T_1 = 21.733^{\circ}C$$

$$\Delta T_2 = 18^{\circ}C$$

Remplazando:

$$\Delta T_{Ln} = \frac{21.733^{\circ}C - 18^{\circ}C}{\ln\left(\frac{21.733^{\circ}C}{18^{\circ}C}\right)}$$

$$\Delta T_{Ln} = 19.8078^{\circ}C$$

▪ **Embarcación en movimiento ($V_{\text{barco}} = 3$ nudos).**

Determinaremos el tipo de convección existente, el cual partiremos, hallando la temperatura de película:

$$T_p = \frac{T_f + T_\infty}{2}$$

$$T_p = \frac{50^\circ\text{C} + 28^\circ\text{C}}{2}$$

$$T_p = 39^\circ\text{C}$$

Ahora determinaremos el Número de Grashof (ecuación 13):

$$Gr_l = \frac{g * \beta * (T_f - T_\infty) * L_c^3}{\nu^2}$$

Reemplazando los datos:

$$Gr_l = \frac{(9.81) \text{ m/s}^2 * (3.6 * 10^{-4}) 1/\text{C}^\circ * (50 - 28)^\circ\text{C} * (1.040 \text{ m})^3}{(6.71 * 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s})^2}$$

$$Gr_l = 1.98697 \times 10^{11}$$

Ahora determinaremos el número de Reynolds mediante la ecuación 14.

La velocidad máxima se establece calculando en el requisito de preservación

de la masa para el flujo incompresible estacionario.

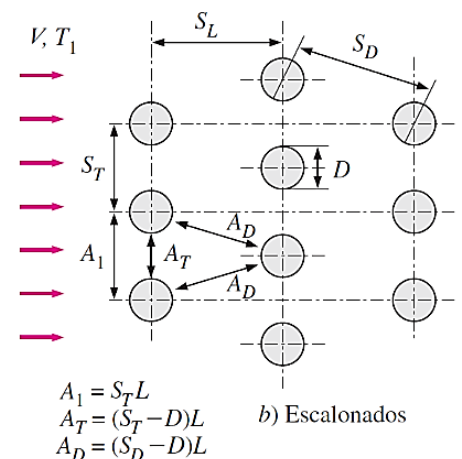
Por lo tanto:

$$- V_{max} = \frac{S_T}{S_T - D} * V_0, \text{ si se cumple: } 2A_D >$$

$$A_T$$

$$- V_{max} = \frac{S_T}{2*(S_D - D)} * V_0, \text{ si se cumple:}$$

$$2A_D < A_T$$



Sabiendo que:

- $S_T = 25 \text{ mm}$
- $S_L = 10 \text{ mm}$
- $S_D = 16 \text{ mm}$
- $D = 12 \text{ mm}$

Como se cumple, la segunda condición:

$$2 * (16 - 12) * L_c < (25 - 12) * L_c$$

$$8 < 13$$

Tenemos que:

$$V_{max} = \frac{S_T}{2 * (S_D - D)} * V_0$$

$$V_{max} = \frac{25}{2 * (16 - 12)} * 3 \text{ nudo} * \frac{0.514 \text{ m/s}}{\text{nudo}}$$

$$V_{max} = 4.8188 \text{ m/s}$$

Remplazando en la (ecuación 14) de Reynolds:

$$Re = \frac{(992.48) \text{ Kg/m}^3 * (4.8188) \text{ m/s} * (0.012) \text{ m}}{6.664 * 10^{-4} \text{ kg/ms}}$$

$$Re = 8.612 \times 10^4$$

Aplicando en la relación de determinación de las convecciones exteriores:

$$Gr_L / Re^2 = \frac{1.98697 \times 10^{11}}{(8.612 \times 10^4)^2}$$

$$Gr_L / Re^2 = 26.79$$

Por lo tanto, solo se considera la convección natural y despreciamos la convección forzada en el sistema.

Para hallar el número de Rayleigh (ecuación 15) tenemos:

$$Ra = 1.98697 \times 10^{11} * 4.422$$

$$\mathbf{Ra = 8.7864 \times 10^{11}}$$

Para el análisis de la convección natural del sistema, usaremos correlaciones empíricas del número promedio de Nusselt para convecciones naturales sobre superficies con $N_L > 16$, para el cual no será necesario la aplicación de un factor correctivo. Para este caso, como la relación entre la Longitud característica y el diámetro de la tubería, es un número elevado, Asumiremos un comportamiento como una placa vertical.

Donde se cumple que:

$$D \geq \frac{35L_c}{Gr_L^{1/4}}$$

$$0.012 \geq 0.00063$$

Entonces:

$$Nu_{placa} = \left\{ 0.825 + \frac{0.387 Ra_L^{1/6}}{\left[1 + \left(\frac{0.492}{Pr} \right)^{9/16} \right]^{8/27}} \right\}^2$$

Remplazando los datos:

$$Nu_{placa} = \left\{ 0.825 + \frac{0.387 * (8.7864 \times 10^{11})^{1/6}}{\left[1 + \left(\frac{0.492}{4.422} \right)^{9/16} \right]^{8/27}} \right\}^2$$

$$\mathbf{Nu_{placa} = 1291.7295}$$

Como el valor de D/LT_c es muy pequeño, el factor de corrección propuesto por White, F. M., Heat Transfer, Addison-Wesley, Reading, MA, 1984. Es:

$$Nu_{cilindro} = Nu_{placa} * \left[1 + 1.43 \left(\frac{L_c}{D * Gr_L^{0.25}} \right)^{0.9} \right]$$

Tenemos entonces:

$$Nu_{cilindro} = 1291.7295 * \left[1 + 1.43 \left(\frac{(1.040) m}{(0.012) m * (1.98697 \times 10^{11})^{0.25}} \right)^{0.9} \right]$$

$$Nu_{cilindro} = 1585.8202$$

Remplazando, para la convección natural externa:

$$h = \frac{Nu * k}{L_c}$$

$$h_{ext} = \frac{1585.8202 * (0.6294) J/s.m^{\circ}C}{1.040 m}$$

$$h_{ext} = 959.7262 J/s.m^2^{\circ}C$$

Hallando el área de enfriamiento exterior a partir de los datos asumidos:

$$A_{ext} = N * \pi * D * L_c$$

Donde:

- $N = N_L * N_T$
- N_L : Dato asumido para beneficios del cálculo 5
- N_T : Dato asumido para beneficios del cálculo 18

Reemplazamos:

$$A_{ext} = 5 * 18 * \pi * 0.012 m * 1.040 m$$

$$A_{ext} = 3.5286 m^2$$

Hallando el flujo másico exterior de la coraza (ecuación 20):

$$\dot{m}_{ext} = (992.48) Kg/m^3 * (1,542) m/s * 5 * (0.025) m * (1.040) m$$

$$\dot{m}_{ext} = 198.9525 Kg/s$$

Ahora determinaremos la temperatura de salida del agua de mar para flujo a través de banco de tubos, donde aplicaremos la ecuación:

$$T_e = T_f - (T_f - T_\infty) * e^{\left[\frac{A_{ext} * h_{ext}}{\dot{m}_{ext} * C_p} \right]}$$

$$T_{cs} = T_e = 50^\circ C - (50^\circ C - 28^\circ C) * e^{\left[\frac{3.5286 \text{ m}^2 * 959.7262 \text{ W/m}^2 \cdot \text{C}}{198.9525 \text{ Kg/s} * 4178 \text{ J/Kg} \cdot \text{C}} \right]}$$

$$T_{cs} = 28.089^\circ C$$

Ahora determinaremos diferencia media logarítmica de temperaturas:

$$\Delta T_{Ln} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)}$$

Donde:

$$\Delta T_1 = T_{hi} - T_{cs}$$

$$\Delta T_2 = T_{hs} - T_{ce}$$

$$\Delta T_1 = 50^\circ C - 28.089^\circ C$$

$$\Delta T_1 = 46^\circ C - 28^\circ C$$

$$\Delta T_1 = 21.911^\circ C$$

$$\Delta T_1 = 18^\circ C$$

Remplazando:

$$\Delta T_{Ln} = \frac{21.911^\circ C - 18^\circ C}{\ln\left(\frac{21.911^\circ C}{18^\circ C}\right)}$$

$$\Delta T_{Ln} = 19.8913^\circ C$$

▪ **Embarcación en movimiento ($V_{barco} = 8$ nudos).**

Determinaremos el tipo de convección existente, el cual partiremos, hallando la temperatura de película:

$$T_p = \frac{T_f + T_\infty}{2}$$

$$T_p = \frac{50^\circ\text{C} + 28^\circ\text{C}}{2}$$

$$T_p = 39^\circ\text{C}$$

Ahora determinaremos el Número de Grashof y Reynolds:

$$Gr_l = \frac{g * \beta * (T_f - T_\infty) * L_c^3}{\nu^2}$$

Reemplazando los datos:

$$Gr_l = \frac{(9.81) \text{ m/s}^2 * (3.6 * 10^{-4}) 1/\text{K}^\circ * (50 - 28)^\circ\text{K} * (1.040 \text{ m})^3}{(6.664 * 10^{-4} \text{ m}^2/\text{s})^2}$$

$$Gr_l = 1.98697 \times 10^{11}$$

Ahora determinaremos el valor del número de Reynolds.

La velocidad máxima se determina con base en el requisito de conservación de la masa para el flujo incompresible estacionario. Por lo tanto:

$$- V_{max} = \frac{S_T}{S_T - D} * V_0, \text{ si se cumple: } 2A_D >$$

$$A_T$$

$$- V_{max} = \frac{S_T}{2*(S_D - D)} * V_0, \text{ si se cumple:}$$

$$2A_D < A_T$$

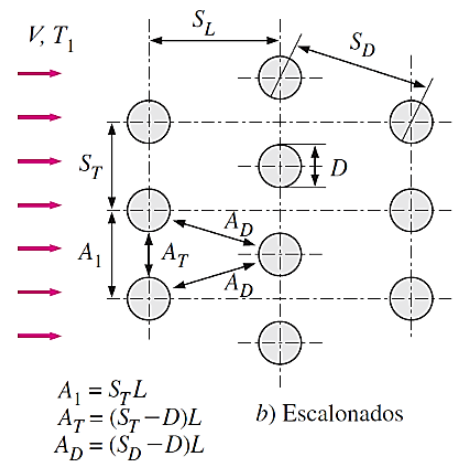
Sabiendo que:

$$- S_T = 25 \text{ mm}$$

$$- S_L = 10 \text{ mm}$$

$$- S_D = 16 \text{ mm}$$

$$- D = 12 \text{ mm}$$



Como se cumple, la segunda condición:

$$2 * (16 - 12) * L_c < (25 - 12) * L_c$$

$$8 < 13$$

Tenemos que:

$$V_{max} = \frac{S_T}{2 * (S_D - D)} * V_0$$

$$V_{max} = \frac{25}{2 * (16 - 12)} * 8 \text{ nudo} * \frac{0.514 \text{ m/s}}{\text{nudo}}$$

$$V_{max} = 12.85 \text{ m/s}$$

Remplazando en la (ecuación 14) de Reynolds:

$$Re = \frac{(992.48)Kg/m^3 * (12.85) \text{ m/s} * (0.012)m}{6.664 * 10^{-4} kg/ms}$$

$$Re = 2.2965 \times 10^5$$

Aplicando en la relación de determinación de las convecciones exteriores:

$$Gr_L / Re^2 = \frac{1.98697 \times 10^{11}}{(2.2985 \times 10^5)^2}$$

$$Gr_L / Re^2 = 3.77 > 1$$

Por lo tanto, solo se considera la convección natural y despreciamos la convección forzada en el sistema.

Para hallar el número de Rayleigh (ecuación 15) tenemos:

$$Ra = 1.98697 \times 10^{11} * 4.422$$

$$Ra = 8.7864 \times 10^{11}$$

Para el análisis de la convección natural del sistema, usaremos correlaciones empíricas del número promedio de Nusselt para convecciones naturales sobre superficies con $N_L > 16$, para el cual no será necesario la aplicación de un factor

correctivo. Para este caso, como la relación entre la Longitud característica y el diámetro de la tubería, es un número elevado, Asumiremos un comportamiento como una placa vertical.

Donde se cumple que:

$$D \geq \frac{35L_c}{Gr_L^{1/4}}$$

$$0.012 \geq 0.00063$$

Entonces:

$$Nu_{placa} = \left\{ 0.825 + \frac{0.387 Ra_L^{1/6}}{\left[1 + \left(\frac{0.492}{Pr} \right)^{9/16} \right]^{8/27}} \right\}^2$$

Remplazando los datos:

$$Nu_{placa} = \left\{ 0.825 + \frac{0.387 * (8.7864 \times 10^{11})^{1/6}}{\left[1 + \left(\frac{0.492}{4.422} \right)^{9/16} \right]^{8/27}} \right\}^2$$

$$Nu_{placa} = 1291.7295$$

Como el valor de D/LT_c es muy pequeño, el factor de corrección propuesto por White, F. M., Heat Transfer, Addison-Wesley, Reading, MA, 1984. Es:

$$Nu_{cilindro} = Nu_{placa} * \left[1 + 1.43 \left(\frac{L_c}{D * Gr_L^{0.25}} \right)^{0.9} \right]$$

Tenemos entonces:

$$Nu_{cilindro} = 1291.7295 * \left[1 + 1.43 \left(\frac{(1.040) m}{(0.012) m * (1.98697 \times 10^{11})^{0.25}} \right)^{0.9} \right]$$

$$Nu_{cilindro} = 1585.8202$$

Remplazando, para la convección natural externa:

$$h = \frac{Nu * k}{L_c}$$

$$h_{ext} = \frac{1585.8202 * (0.6294)^J / s.m^{\circ}C}{1.040 m}$$

$$h_{ext} = 959.7262 J / s.m^2^{\circ}C$$

Hallando el área de enfriamiento exterior (ecuación 19) a partir de los datos asumidos, reemplazamos:

$$A_{ext} = 5 * 18 * \pi * 0.012m * 1.040m$$

$$A_{ext} = 3.5286 m^2$$

Hallando el flujo másico exterior (ecuación 20) de la coraza:

$$\dot{m}_{ext} = (992.48)Kg/m^3 * (4,112) m/s * 5 * (0.025)m * (1.040)m$$

$$\dot{m}_{ext} = 530.5401 Kg/s$$

Ahora determinaremos la temperatura de salida del agua de mar para flujo a través de banco de tubos, donde aplicaremos la ecuación:

$$T_e = T_f - (T_f - T_{\infty}) * e^{\left[\frac{A_{ext} * h_{ext}}{\dot{m}_{ext} * C_p} \right]}$$

$$T_{cs} = T_e = 50^{\circ}C - (50^{\circ}C - 28^{\circ}C) * e^{\left[\frac{3.5286 m^2 * 959.7262 J / s.m^2^{\circ}C}{530.5401 Kg/s * 4178 J / Kg^{\circ}C} \right]}$$

$$T_{cs} = 28.034^{\circ}C$$

Ahora determinaremos diferencia media logarítmica de temperaturas:

$$\Delta T_{Ln} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{Ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)}$$

Donde:

$$\Delta T_1 = T_{hi} - T_{cs}$$

$$\Delta T_2 = T_{hs} - T_{ce}$$

$$\Delta T_1 = 50^\circ C - 28.034^\circ C$$

$$\Delta T_2 = 46^\circ C - 28^\circ C$$

$$\Delta T_1 = 21.966^\circ C$$

$$\Delta T_2 = 18^\circ C$$

Remplazando:

$$\Delta T_{Ln} = \frac{21.966^\circ C - 18^\circ C}{\ln\left(\frac{21.966^\circ C}{18^\circ C}\right)}$$

$$\Delta T_{Ln} = 19.9174^\circ C$$

Si realizamos la iteración para mayores velocidades, encontramos que, a partir de 16 nudos, existe la convección forzada externa. Pero a la vez, se sabe que las embarcaciones pesqueras nacionales, no superan la velocidad de 14 nudos.

ii. Cálculo térmico de caja, lado caliente de la coraza – interior

Teniendo en cuenta que para la circulación del refrigerante por el interior del Box cooler, se usa una bomba propia del equipo, se considera convección forzada.

Para analizar desde el interior de la coraza, iniciaremos desde la determinación de la temperatura media o promedio, del agua de enfriamiento o refrigerante:

$$T_m = \frac{T_{hi} + T_{hs}}{2}$$

$$T_m = \frac{50^\circ C + 46^\circ C}{2}$$

$$T_m = 48^\circ C$$

Tabla 9*Propiedades del agua a T (48°C)*

PROPIEDADES DEL AGUA	T (48 °C)
Presión de Sat. (KPa)	11.2472
Densidad ρ (Kg/m ³)	988.9
Cp., (frio) (J/Kg °C)	4180.6
Conductividad Térmica K (J/s.m°C)	0.6412
$\mu \times 10^{-3}$ (Kg/ms)	5.67E-04
Número de Prandtl (Pr)	3.694
Coeficiente volumétrico $\beta \times 10^{-3}$ (1/°C)	4.37E-04
Viscosidad cinemática (m ² / s)	5.73E-07
Número de Prandtl (Pr) Sat	3.55

Nota. Datos tomados de (Cengel & Ghajar, 2011)

Considerando a partir de las recomendaciones de la Guía de aplicación e instalación de motores marinos de Caterpillar, la velocidad de flujo:

$$V_f = 0.65 \text{ m/s}$$

Ahora determinaremos el valor del número de Reynolds:

$$Re = \frac{\rho * V_{int} * D}{\mu}$$

Donde:

- D : es el diámetro interior del tubo (m)
- μ : viscosidad estática del fluido (Kg/ms)
- ρ : densidad del fluido a la temperatura de análisis (Kg/m³)
- V_{int} : velocidad interior en el banco de tubos (m/s)

Hallando el área de enfriamiento interior a partir de los datos asumidos:

$$A_{int} = N * \pi * D_{int} * L_c$$

Donde:

- $N = N_L * N_T$
- N_L : Dato asumido para beneficios del cálculo 5
- N_T : Dato asumido para beneficios del cálculo 18

Reemplazamos:

$$A_{int} = 5 * 18 * \pi * 0.0104m * 1.040m$$

$$A_{int} = 3.0582 m^2$$

Determinaremos el flujo másico interior:

$$\dot{m}_{int} = \rho * V_f * A_{transversal}$$

$$\dot{m}_{int} = (988.9)Kg/m^3 * (0.65) m/s * (\pi * \frac{(0.0104m)^2}{4} * 5 * 18)/2$$

$$\dot{m}_{int} = 2.46 Kg/s$$

Determinando el flujo volumétrico del interior:

$$\dot{V}_{int} = \frac{\dot{m}_{int}}{A_{int} * \rho}$$

$$\dot{V}_{int} = \frac{(2.46) Kg/s}{\frac{(\pi * \frac{(0.0104)m^2}{4} * 5 * 18)}{2} * (988.9)Kg/m^3}$$

$$\dot{V}_{int} = 8.945 m^3/s$$

Remplazando en la ecuación de Reynolds:

$$Re = \frac{(989.9)Kg/m^3 * (0.65) m/s * (0.0104)m}{5.67 * 10^{-4} kg/ms}$$

$$Re = 1.1798 \times 10^4$$

Con este número de Reynold podemos decir que este es un flujo turbulento, usaremos la ecuación debida a Sieder y Tate (1936). Para poder determinar el número de Nusselt, ya que se trata de un flujo turbulento con convección forzada:

$$Nu = 0.027 * Re^{0.8} * Pr^{1/3} * \left[\frac{\mu}{\mu_{saturación}} \right]^{0.14}$$

Ya que se cumplen las condiciones:

$$0.5 \leq Pr \leq 17600$$

$$Re \geq 10000$$

Reemplazando los datos en la ecuación para determinar el número de Nusselt:

$$Nu = 0.027 * 1.1798 \times 10^4^{0.8} * 3.694^{1/3} * \left[\frac{5.67 * 10^{-4} \text{ kg/ms}}{5.47 * 10^{-4} \text{ kg/ms}_{T=50^{\circ}\text{C}}} \right]^{0.14}$$

$$Nu = 75.88$$

Remplazando, para la convección natural externa:

$$h_{int} = \frac{85.88 * (0.6412) \text{ J/s.m}^{\circ}\text{C}}{0.0104 \text{ m}}$$

$$h_{int} = 4678.2999 \text{ J/s.m}^2\text{C}$$

iii. Cálculo de coeficiente global de transferencia de calor “U” de caja reductora

Para calcular el coeficiente global de transferencia de calor entre los dos flujos, uno caliente con temperatura T_h y otro frío con temperatura T_c , se realizará un análisis inicial tomando en cuenta el intercambiador limpio, es decir sin incrustaciones y luego con ellas.

▪ Sin Incrustaciones (Box cooler de Calor Limpio)

$$U = \frac{1}{A * R_{total}}$$

Donde:

$$R_{total} = \frac{1}{h_{int} * A_{int}} + \frac{\ln(D_{ext}/D_{int})}{2 * \pi * K_{material} * L_C} + \frac{1}{h_{ext} * A_{ext}}$$

Entonces:

$$U = \frac{1}{A * \left(\frac{1}{h_{int} * A_{int}} + \frac{\ln(D_{ext}/D_{int})}{2 * \pi * K_{material} * L_C} + \frac{1}{h_{ext} * A_{ext}} \right)}$$

En este caso usaremos una aleación de CuZn20Al2As, el cual es un latón especial con excelente resistencia a la corrosión debido a la adición de aluminio y arsénico. Este material se utiliza principalmente para tubos de condensadores y tubos de enfriadores para aplicaciones de agua doméstica y de río.

De la ficha técnica de este material se sabe que: $K_{material} = 100 \frac{J/s}{m^{\circ}C}$

Además, se pudo comprobar de que, durante la evaluación en diferentes velocidades consideradas para la embarcación, el valor de la convección Natural se mantiene constante. $h_{ext} = 959.7262 J/s.m^2^{\circ}C$ y este dato se mantiene constante mientras la embarcación no supere los 15 nudos.

Entonces tenemos los siguientes datos:

- $h_{int} = 4678.2999 J/s.m^2^{\circ}C$
- $A_{ext} = 3.5286 m^2$
- $A_{int} = 3.0582 m^2$
- $D_{ext} = 0.012 m$
- $D_{int} = 0.0104 m$
- $L_C = 1.040 m$

Reemplazando en la ecuación:

$$U_{limpio} = \frac{1}{A * \left(\frac{1}{h_{int} * A_{int}} + \frac{\ln(D_{ext}/D_{int})}{2 * \pi * K_{material} * L_C} + \frac{1}{h_{ext} * A_{ext}} \right)}$$

Reemplazando datos obtenemos:

$$U_{diseño} = 889.4928 \frac{J/s}{m^2 \cdot ^\circ C}$$

▪ **Con Incrustaciones (Box cooler de Calor sucio)**

$$U = \frac{1}{A * R_{total}}$$

Donde:

$$R_{total} = \frac{1}{h_{int} * A_{int}} + \frac{R_{int}}{A_{int}} + \frac{\ln(D_{ext}/D_{int})}{2 * \pi * K_{material} * L_C} + \frac{1}{h_{ext} * A_{ext}} + \frac{R_{ext}}{A_{ext}}$$

Entonces:

$$U_{incrus} = \frac{1}{A * \left(\frac{1}{h_{int} * A_{int}} + \frac{R_{int}}{A_{int}} + \frac{\ln(D_{ext}/D_{int})}{2 * \pi * K_{material} * L_C} + \frac{1}{h_{ext} * A_{ext}} + \frac{R_{ext}}{A_{ext}} \right)}$$

Entonces tenemos los siguientes datos:

- $R_{int} = 0.0002 \frac{m^2 \cdot ^\circ C}{J/s}$ Agua destilada con temperatura $>50^\circ C$
- $R_{ext} = 0.0001 \frac{m^2 \cdot ^\circ C}{J/s}$ Agua de mar con temperatura $<50^\circ C$

Reemplazando datos se tiene el coeficiente global de transferencia de calor con incrustaciones:

$$U_{incrus} = U_{real de caja} = 708.7694 \frac{J/s}{m^2 \cdot ^\circ C}$$

▪ **Diferencia de temperatura media logarítmica ΔT_{ml} de caja reductora**

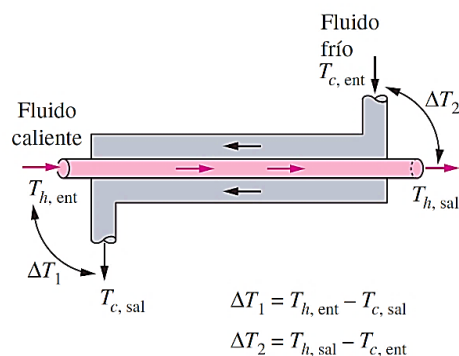
Para poder hallar el flujo de calor del Box cooler, usaremos la diferencia de temperatura media logarítmica, que es el método adecuado para la variación de temperatura media que debe emplear en el estudio de los intercambiadores de calor.

La cual está dispuesta en:

$$\Delta T_{ml} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \left[\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2} \right]}$$

$$\Delta T_1 = T_{he} - T_{cs}$$

$$\Delta T_2 = T_{hs} - T_{ce}$$



Aplicando las fórmulas para encontrar la diferencia de temperatura media

logarítmica y los datos obtenidos anteriormente, obtenemos la siguiente tabla:

Tabla 10

Datos obtenidos del para cálculo de transferencia de calor de la caja reductora

CONDICIÓN DE OPERACIÓN	<i>V</i> = 1 nudo	<i>V</i> = 3 nudos	<i>V</i> = 8 nudos
T_{hi} (°C)	50	50	50
T_{hs} (°C)	46	46	46
T_{ci} (°C)	28	28	28
T_{cs} (°C)	28.267	28.089	28.034
A_s (m ²)		3.52864	
h_{ext} (J/s.m ² °C)		959.7262	
h_{int} (J/s.m ² °C)		4678.2999	
U_{limpio} (J/s.m ² °C)		889.4982	
U_{real} (J/s.m ² °C)		708.7694	

$\Delta T_{ml} (^{\circ}C)$	19.878	19.8913	19.9174
$Q (kJ/s)$	49.54	49.75	49.81

Nota. Elaboración propia

▪ **Factor de corrección para intercambiador de calor de pasos múltiples y de flujo cruzado**

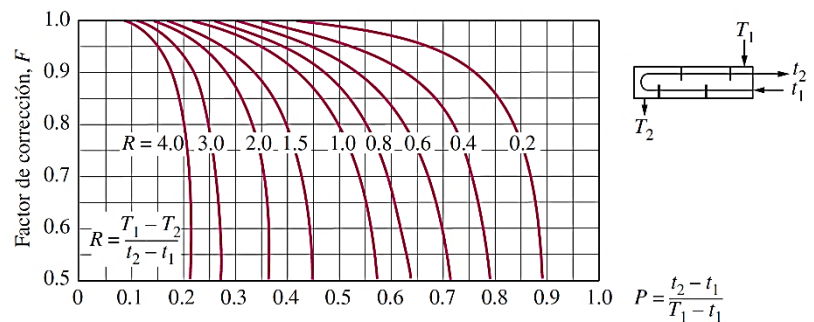
La relación para la diferencia de temperatura media logarítmica ΔT_{ml} establecida previamente solo es aplicable a los intercambiadores de flujo paralelo o a contraflujo. Además, se forman relaciones parecidas para los intercambiadores de flujo cruzado y de tubos y coraza de varios pasos, sin embargo, las expresiones derivadas resultan excesivamente complejas debido a las complejas condiciones de flujo.

Por tal motivo se da el factor de corrección F para las configuraciones comunes de los intercambiadores de flujo cruzado y de casco y tubos en función de las razones P y R entre dos temperaturas.

Y para nuestro caso en particular, aplica las curvas de un paso por la coraza de múltiplos de 2 de los tubos.

$$P = \frac{T_{hs} - T_{hi}}{T_{ci} - T_{hi}}$$

$$R = \frac{T_{ci} - T_{cs}}{T_{hs} - T_{hi}}$$



a) Un paso por la coraza y 2, 4, 6, etc. (cualquier múltiplo de 2) pasos por los tubos

Reemplazando en las fórmulas anteriores, tenemos los siguientes factores P y R para la caja reductora:

Para $V=1$ nudo obtenemos $P = 0.1818$, $R = 0.0138$ y $F = 1$

Para $V=3$ nudos obtenemos $P = 0.1818$, $R = 0.0464$ y $F = 1$

Para $V=8$ nudos obtenemos $P = 0.1818$, $R = 0.0175$ y $F = 1$

Así mismo para determinar la tasa transferencia de calor de la caja reductora por el Box cooler se aplica la ecuación 12:

$$\dot{Q} = U_{real} * A_s * \Delta T_{ml} * F$$

Reemplazando datos de la Tabla 10 obtenemos la transferencia de calor para las 3 velocidades de la embarcación:

Para $V=1$ nudo obtenemos el calor transferido igual a $\dot{Q} = 49.539 \text{ kJ/s}$

Para $V=3$ nudos obtenemos el calor transferido igual a $\dot{Q} = 49.748 \text{ kJ/s}$

Para $V=8$ nudos obtenemos el calor transferido igual a $\dot{Q} = 49.813 \text{ kJ/s}$

Consideramos el valor $\dot{Q} = 49.539 \text{ kJ/s}$ ya que se considera la situación más crítica, cuando el desplazamiento del barco es el mínimo.

B. Cálculo térmico para Camisetas del motor

A partir de lo evaluado, se pudo determinar que existe una mínima variación en cuanto a la temperatura de salida del agua de mar, de la coraza, de manera posterior a enfriar al circuito de enfriamiento de la caja reductora, por lo que consideraremos de igual manera para las camisetas del motor principal, es decir que la temperatura de criticidad del mar = 28°C.

i. Cálculo térmico de camisetas, lado frio de la coraza – exterior

Considerando que el Box cooler está concebido para mantenerse sumergido en el agua ya sea de río o mar, con una configuración escalonada, para aprovechar el enorme flujo másico natural que estos ofrecen, se llevará a cabo el análisis térmico considerando estas condiciones:

- Considerando que el buque esta Fondeado, es decir $V_{\text{barco}}=1$ nudo
- Considerando que el buque se desplaza a $V_{\text{barco}}=3$ nudos
- Considerando que el buque se desplaza a $V_{\text{barco}}=8$ nudos

El análisis térmico para realizar será para un banco de tubos escalonados a contraflujo.

▪ Embarcación detenida ($V_{\text{barco}}=1$ nudo).

Determinaremos el tipo de convección existente, el cual partiremos, hallando la temperatura de película:

$$T_p = \frac{T_f + T_\infty}{2}$$

Donde:

T_f = Temperatura de la superficie, °C (T de ingreso al circuito de enfriamiento)

T_{∞} = Temperatura del fluido, suficientemente lejos de la superficie, °C

$$T_p = \frac{90^{\circ}\text{C} + 28^{\circ}\text{C}}{2}$$

$$T_p = 59^{\circ}\text{C}$$

Tabla 11

Propiedades del agua a T (59 °C)

PROPIEDADES DEL AGUA	T (59 °C)
Presión de Sat. (KPa)	19.104
Densidad ρ (Kg/m ³)	983.68
Cp., (frio) (J/Kg °C)	4184.6
Conductividad Térmica K (J/s.m°C)	0.653
$\mu \times 10^{-3}$ (Kg/ms)	4.74E-04
Número de Prandtl (Pr)	3.042
Coeficiente volumétrico $\beta \times 10^{-3}$ (1/°C)	5.10E-04
Viscosidad cinemática (m ² / s)	4.82E-07
Número de Prandtl (Pr) Sat	1.96

Nota. Datos tomados de (Cengel & Ghajar, 2011)

Ahora determinaremos el Número de Grashof y Reynolds:

$$Gr_l = \frac{g * \beta * (T_f - T_{\infty}) * L_c^3}{\nu^2}$$

Reemplazando los datos:

$$Gr_l = \frac{(9.81) \text{ m/s}^2 * (5.1 * 10^{-4}) 1/^{\circ}\text{C} * (90 - 28)^{\circ}\text{C} * (1.040 \text{ m})^3}{(4.82 * 10^{-7} \text{ m}^2/\text{s})^2}$$

$$Gr_l = 1.50138 \times 10^{12}$$

Ahora determinaremos el valor del número de Reynolds

La velocidad máxima se determina con base en el requisito de conservación de la masa para el flujo incompresible estacionario. Por lo tanto:

$$- V_{max} = \frac{S_T}{S_T - D} * V_0, \text{ si se cumple: } 2A_D >$$

$$A_T$$

$$- V_{max} = \frac{S_T}{2*(S_D - D)} * V_0, \text{ si se cumple:}$$

$$2A_D < A_T$$

Sabiendo que:

$$- S_T = 25 \text{ mm}$$

$$- S_L = 10 \text{ mm}$$

$$- S_D = 16 \text{ mm}$$

$$- D = 12 \text{ mm}$$

Como se cumple, la segunda condición:

$$2 * (16 - 12) * L_c < (25 - 12) * L_c$$

$$8 < 13$$

Tenemos que:

$$V_{max} = \frac{S_T}{2 * (S_D - D)} * V_0$$

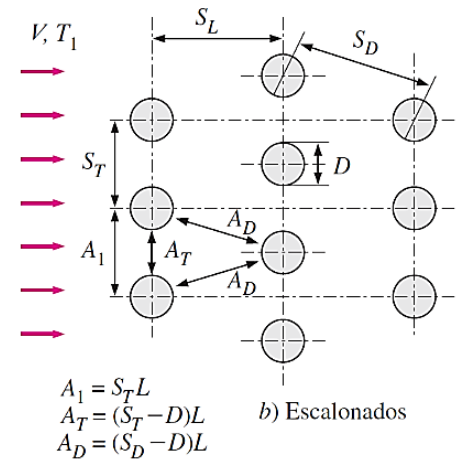
$$V_{max} = \frac{25}{2 * (16 - 12)} * 1 \text{ nudo} * \frac{0.514 \text{ m/s}}{\text{nudo}}$$

$$V_{max} = 1.6013 \text{ m/s}$$

Remplazando en la ecuación 14 de Reynolds:

$$Re = \frac{(983.68) \text{ Kg/m}^3 * (1.613) \text{ m/s} * (0.012) \text{ m}}{4.74 * 10^{-4} \text{ kg/ms}}$$

$$Re = 3.9967 \times 10^4$$



Aplicando en la relación de determinación de las convecciones exteriores:

$$Gr_L/Re^2 = \frac{1.50138 \times 10^{12}}{(3.9967 \times 10^4)^2}$$

$$Gr_L/Re^2 = 939.90 > 1$$

Por lo tanto, solo se considera la convección natural y despreciamos la convección forzada en el sistema.

Para hallar el número de Rayleigh (ecuación 15) tenemos:

$$Ra = 1.50138 \times 10^{12} * 3.042$$

$$Ra = 4.5672 \times 10^{12}$$

Para el análisis de la convección natural del sistema, usaremos correlaciones empíricas del número promedio de Nusselt para convecciones naturales sobre superficies con $N_L > 16$, para el cual no será necesario la aplicación de un factor correctivo. Para este caso, como la relación entre la Longitud característica y el diámetro de la tubería, es un número elevado, Asumiremos un comportamiento como una placa vertical.

Donde se cumple que:

$$D \geq \frac{35L_c}{Gr_L^{1/4}}$$

$$0.012 \geq 0.003794$$

Entonces:

$$Nu_{placa} = \left\{ 0.825 + \frac{0.387Ra_L^{1/6}}{\left[1 + \left(\frac{0.492}{Pr} \right)^{9/16} \right]^{8/27}} \right\}^2$$

Remplazando los datos:

$$Nu_{placa} = \left\{ 0.825 + \frac{0.387 * (4.5672 \times 10^{12})^{1/6}}{\left[1 + \left(\frac{0.492}{3.042} \right)^{9/16} \right]^{8/27}} \right\}^2$$

$$Nu_{placa} = 2147.7503$$

Como el valor de D/LT_c es muy pequeño, el factor de corrección propuesto por White, F. M., Heat Transfer, Addison-Wesley, Reading, MA, 1984. Es:

$$Nu_{cilindro} = Nu_{placa} * \left[1 + 1.43 \left(\frac{L_c}{D * Gr_L^{0.25}} \right)^{0.9} \right]$$

Tenemos entonces:

$$Nu_{cilindro} = 2147.7503 * \left[1 + 1.43 \left(\frac{(1.040) m}{(0.012) m * (1.5014 \times 10^{12})^{0.25}} \right)^{0.9} \right]$$

$$Nu_{cilindro} = 2457.9751$$

Remplazando, para la convección natural externa:

$$h_{ext} = \frac{2457.9751 * (0.653)^J / s.m^{\circ}C}{1.040 m}$$

$$h_{ext} = 1543.3248^J / s.m^2^{\circ}C$$

Hallando el área de enfriamiento exterior (ecuación 19) a partir de los datos asumidos:

$$A_{ext} = N * \pi * D * L_c$$

Donde:

- $N = N_L * N_T$
- N_L : Dato asumido para beneficios del cálculo igual a 5

- N_T : Dato asumido para beneficios del cálculo igual a 72

Reemplazamos:

$$A_{ext} = 5 * 72 * \pi * 0.012m * 1.040m$$

$$A_{ext} = 14.1145 m^2$$

Hallando el flujo másico exterior de la coraza:

$$\dot{m}_{ext} = \rho * V_0 * N_T * S_T * L_c$$

$$\dot{m}_{ext} = (983.68)Kg/m^3 * (0.514)m/s * 5 * (0.025)m * (1.040)m$$

$$\dot{m}_{ext} = 65.73 Kg/s$$

Ahora determinaremos la temperatura de salida del agua de mar para flujo a través de banco de tubos, donde aplicaremos la ecuación:

$$T_e = T_f - (T_f - T_\infty) * e^{\left[\frac{A_{ext} * h_{ext}}{\dot{m}_{ext} * C_p} \right]}$$

$$T_{cs} = T_e = 90^\circ C - (90^\circ C - 28^\circ C) * e^{\left[\frac{14.1145 m^2 * 1543.3248 J/s.m^2^\circ C}{65.73 Kg/s * 4184.6 J/Kg^\circ C} \right]}$$

$$T_{cs} = T_e = 32.721^\circ C$$

Ahora determinaremos diferencia media logarítmica de temperaturas:

$$\Delta T_{Ln} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{Ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)}$$

Donde:

$$\Delta T_1 = T_{hi} - T_{cs}$$

$$\Delta T_2 = T_{hs} - T_{ci}$$

$$\Delta T_1 = 90^\circ C - 32.721^\circ C$$

$$\Delta T_2 = 82^\circ C - 28^\circ C$$

$$\Delta T_1 = 57.279^\circ C$$

$$\Delta T_2 = 54^\circ C$$

Remplazando:

$$\Delta T_{Ln} = \frac{57.279^{\circ}\text{C} - 54^{\circ}\text{C}}{\ln\left(\frac{57.279^{\circ}\text{C}}{54^{\circ}\text{C}}\right)}$$

$$\Delta T_{Ln} = 55.6235^{\circ}\text{C}$$

▪ **Embarcación en movimiento ($V_{\text{barco}} = 3$ nudos).**

Determinaremos el tipo de convección existente, el cual partiremos, hallando la temperatura de película:

$$T_p = \frac{T_f + T_{\infty}}{2}$$

$$T_p = \frac{90^{\circ}\text{C} + 28^{\circ}\text{C}}{2}$$

$$T_p = 59^{\circ}\text{C}$$

Con los datos de la Tabla 12 de las propiedades del agua a T (59 °C), reemplazamos valores.

Ahora determinaremos el Número de Grashof y Reynolds:

$$Gr_l = \frac{g * \beta * (T_f - T_{\infty}) * L_c^3}{\nu^2}$$

Reemplazando los datos:

$$Gr_l = \frac{(9.81) \text{ m/s}^2 * (5.1 * 10^{-4}) 1/^{\circ}\text{C} * (90 - 28)^{\circ}\text{C} * (1.040 \text{ m})^3}{(4.82 * 10^{-7} \text{ kg/ms})^2}$$

$$Gr_l = 1.50138 \times 10^{12}$$

Ahora determinaremos el valor del número de Reynolds

La velocidad máxima se determina con base en el requisito de conservación

de la masa para el flujo incompresible estacionario. Por lo tanto:

Como se cumple, la segunda condición:

$$2 * (16 - 12) * L_c < (25 - 12) * L_c$$

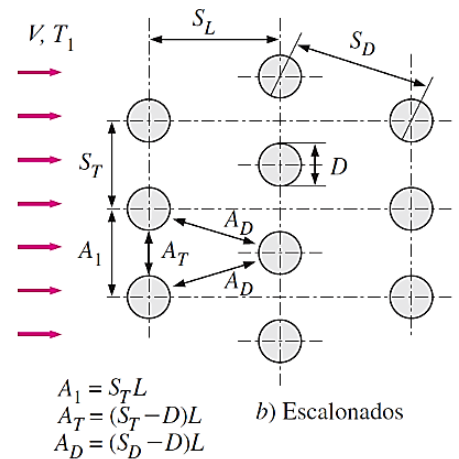
$$8 < 13$$

Tenemos que:

$$V_{max} = \frac{S_T}{2 * (S_D - D)} * V_0$$

$$V_{max} = \frac{25}{2 * (16 - 12)} * 3 \text{ nudo} * \frac{0.514 \text{ m/s}}{\text{nudo}}$$

$$V_{max} = 4.8188 \text{ m/s}$$



Remplazando en la (ecuación 14) de Reynolds:

$$Re = \frac{(983.68) Kg/m^3 * (4.8188) \text{ m/s} * (0.012)m}{4.74 * 10^{-4} kg/ms}$$

$$Re = 1.199 \times 10^5$$

Aplicando en la relación de determinación de las convecciones exteriores:

$$Gr_L / Re^2 = \frac{1.50138 \times 10^{12}}{(1.199 \times 10^5)^2}$$

$$Gr_L / Re^2 = 104.43 > 1$$

Por lo tanto, solo se considera la convección natural y despreciamos la convección forzada en el sistema.

Para hallar el número de Rayleigh (ecuación 15) tenemos:

$$Ra = 1.50138 \times 10^{12} * 3.042$$

$$Ra = 4.5672 \times 10^{12}$$

Para el análisis de la convección natural del sistema, usaremos correlaciones empíricas del número promedio de Nusselt para convecciones naturales sobre superficies con $N_L > 16$, para el cual no será necesario la aplicación de un factor correctivo. Para este caso, como la relación entre la Longitud característica y el

diámetro de la tubería, es un número elevado, Asumiremos un comportamiento como una placa vertical.

Donde se cumple que:

$$D \geq \frac{35L_c}{Gr_L^{1/4}}$$

$$0.012 \geq 0.0003794$$

Entonces:

$$Nu_{placa} = \left\{ 0.825 + \frac{0.387Ra_L^{1/6}}{\left[1 + \left(\frac{0.492}{Pr} \right)^{9/16} \right]^{8/27}} \right\}^2$$

Remplazando los datos:

$$Nu_{placa} = \left\{ 0.825 + \frac{0.387 * (4.5672 \times 10^{12})^{1/6}}{\left[1 + \left(\frac{0.492}{3.042} \right)^{9/16} \right]^{8/27}} \right\}^2$$

$$Nu_{placa} = 2147.7503$$

Como el valor de D/LT_c es muy pequeño, el factor de corrección propuesto por White, F. M., Heat Transfer, Addison-Wesley, Reading, MA, 1984. Es:

$$Nu_{cilindro} = Nu_{placa} * \left[1 + 1.43 \left(\frac{L_c}{D * Gr_L^{0.25}} \right)^{0.9} \right]$$

Tenemos entonces:

$$Nu_{cilindro} = 2147.7503 * \left[1 + 1.43 \left(\frac{(1.040) m}{(0.012) m * (1.50138 \times 10^{12})^{0.25}} \right)^{0.9} \right]$$

$$Nu_{cilindro} = 2457.9751$$

Remplazando, para la convección natural externa:

$$h = \frac{Nu * k}{L_c}$$

$$h_{ext} = \frac{2457.9751 * (0.653) J / s.m^{\circ}C}{1.040 m}$$

$$h_{ext} = 1543.3248 J / s.m^2^{\circ}C$$

Hallando el área de enfriamiento exterior a partir de los datos asumidos, reemplazamos:

$$A_{ext} = 5 * 72 * \pi * 0.012m * 1.040m$$

$$A_{ext} = 14.1145 m^2$$

Hallando el flujo másico exterior de la coraza:

$$\dot{m}_{ext} = \rho * V_0 * N_T * S_T * L_c$$

$$\dot{m}_{ext} = (983.68)Kg/m^3 * (4.8188) m/s * 5 * (0.025)m * (1.040)m$$

$$\dot{m}_{ext} = 197.3588 Kg/s$$

Ahora determinaremos la temperatura de salida del agua de mar para flujo a través de banco de tubos, donde aplicaremos la ecuación:

$$T_e = T_f - (T_f - T_{\infty}) * e^{\left[\frac{A_{ext} * h_{ext}}{\dot{m}_{ext} * C_p} \right]}$$

$$T_{cs} = T_e = 90^{\circ}C - (90^{\circ}C - 28^{\circ}C) * e^{\left[\frac{14.1145 m^2 * 1543.3248 J / s.m^2^{\circ}C}{197.3588 Kg/s * 4184.6 J / Kg^{\circ}C} \right]}$$

$$T_{cs} = 29.615^{\circ}C$$

Ahora determinaremos diferencia media logarítmica de temperaturas:

$$\Delta T_{Ln} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{Ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)}$$

Donde:

$$\Delta T_1 = T_{hi} - T_{cs}$$

$$\Delta T_2 = T_{hs} - T_{ce}$$

$$\Delta T_1 = 90^\circ C - 29.615^\circ C$$

$$\Delta T_2 = 82^\circ C - 28^\circ C$$

$$\Delta T_1 = 60.385^\circ C$$

$$\Delta T_2 = 54^\circ C$$

Remplazando:

$$\Delta T_{Ln} = \frac{60.385^\circ C - 54^\circ C}{\ln\left(\frac{60.385^\circ C}{54^\circ C}\right)}$$

$$\Delta T_{Ln} = 57.1329^\circ C$$

▪ **Embarcación en movimiento ($V_{barco} = 8$ nudos).**

Determinaremos el tipo de convección existente, el cual partiremos, hallando la temperatura de película:

$$T_p = \frac{T_f + T_\infty}{2}$$

$$T_p = \frac{90^\circ C + 28^\circ C}{2}$$

$$T_p = 59^\circ C$$

Con los datos de la Tabla 12 de las propiedades del agua a T (59 °C), reemplazamos valores.

Ahora determinaremos el Número de Grashof y Reynolds:

$$Gr_l = \frac{g * \beta * (T_f - T_\infty) * L_c^3}{\nu^2}$$

Reemplazando los datos:

$$Gr_l = \frac{(9.81) \, m/s^2 * (5.1 * 10^{-4}) 1/^\circ C * (90 - 28)^\circ C * (1.040 \, m)^3}{(4.82 * 10^{-7} \, kg/ms)^2}$$

$$Gr_L = 1.50138 \times 10^{12}$$

Ahora determinaremos el valor del número de Reynolds.

La velocidad máxima se establece calculando con base en el requisito de conservación de la masa para el flujo estacionario incompresible. Por lo tanto:

Como se cumple, la segunda condición:

$$2 * (16 - 12) * L_c < (25 - 12) * L_c$$

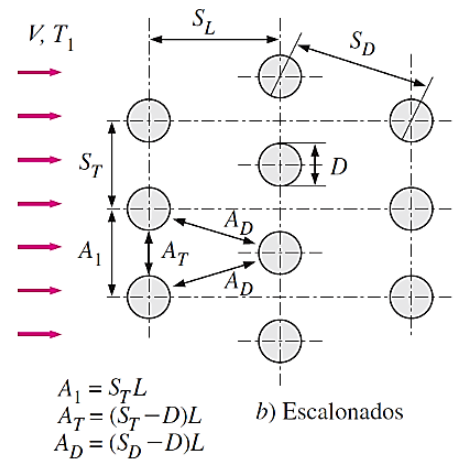
$$8 < 13$$

Tenemos que:

$$V_{max} = \frac{S_T}{2 * (S_D - D)} * V_0$$

$$V_{max} = \frac{25}{2 * (16 - 12)} * 8 \text{ nudo} * \frac{0.514 \text{ m/s}}{\text{nudo}}$$

$$V_{max} = 12.850 \text{ m/s}$$



Remplazando en la (ecuación 14) de Reynolds:

$$Re = \frac{(983.68)Kg/m^3 * (12.850) \text{ m/s} * (0.012)m}{4.74 * 10^{-4} kg/ms}$$

$$Re = 3.1974 \times 10^5$$

Aplicando en la relación de determinación de las convecciones exteriores:

$$Gr_L / Re^2 = \frac{1.50138 \times 10^{12}}{(3.1974 \times 10^5)^2}$$

$$Gr_L / Re^2 = 14.69 > 1$$

Por lo tanto, solo se considera la convección natural y despreciamos la convección forzada en el sistema.

Para hallar el número de Rayleigh (ecuación 15) tenemos:

$$Ra = 1.50138 \times 10^{12} * 3.042$$

$$Ra = 4.56719 \times 10^{12}$$

Para el análisis de la convección natural del sistema, usaremos correlaciones empíricas del número promedio de Nusselt para convecciones naturales sobre superficies con $N_L > 16$, para el cual no será necesario la aplicación de un factor correctivo. Para este caso, como la relación entre la Longitud característica y el diámetro de la tubería, es un número elevado, Asumiremos un comportamiento como una placa vertical.

Donde se cumple que:

$$D \geq \frac{35L_c}{Gr_L^{1/4}}$$

$$0.012 \geq 0.0003794$$

Entonces:

$$Nu_{placa} = \left\{ 0.825 + \frac{0.387 Ra_L^{1/6}}{\left[1 + \left(\frac{0.492}{Pr} \right)^{9/16} \right]^{8/27}} \right\}^2$$

Remplazando los datos:

$$Nu_{placa} = \left\{ 0.825 + \frac{0.387 * (4.56719 \times 10^{12})^{1/6}}{\left[1 + \left(\frac{0.492}{3.042} \right)^{9/16} \right]^{8/27}} \right\}^2$$

$$Nu_{placa} = 2147.7503$$

Como el valor de D/LT_c es muy pequeño, el factor de corrección propuesto por White, F. M., Heat Transfer, Addison-Wesley, Reading, MA, 1984. Es:

$$Nu_{cilindro} = Nu_{placa} * \left[1 + 1.43 \left(\frac{L_c}{D * Gr_L^{0.25}} \right)^{0.9} \right]$$

Tenemos entonces:

$$Nu_{cilindro} = 2147.7503 * \left[1 + 1.43 \left(\frac{(1.040) m}{(0.012) m * (1.50138 \times 10^{12})^{0.25}} \right)^{0.9} \right]$$

$$Nu_{cilindro} = 2457.9751$$

Remplazando, para la convección natural externa:

$$h = \frac{Nu * k}{L_c}$$

$$h_{ext} = \frac{2457.9751 * (0.653) J/s.m^{\circ}C}{1.040 m}$$

$$h_{ext} = 1543.3248 J/s.m^2^{\circ}C$$

Hallando el área de enfriamiento exterior a partir de los datos asumidos, reemplazamos:

$$A_{ext} = 5 * 72 * \pi * 0.012m * 1.040m$$

$$A_{ext} = 14.1145 m^2$$

Hallando el flujo másico exterior de la coraza (ecuación 20):

$$\dot{m}_{ext} = (983.68)Kg/m^3 * (12.85) m/s * 5 * (0.025)m * (1.040)m$$

$$\dot{m}_{ext} = 525.84 Kg/s$$

Ahora determinaremos la temperatura de salida del agua de mar para flujo a través de banco de tubos, donde aplicaremos la ecuación:

$$T_e = T_f - (T_f - T_{\infty}) * e^{\left[\frac{A_{ext} * h_{ext}}{\dot{m}_{ext} * C_p} \right]}$$

$$T_{cs} = T_e = 90^{\circ}C - (90^{\circ}C - 28^{\circ}C) * e^{\left[\frac{14.1145 m^2 * 1543.3248 J/s.m^2^{\circ}C}{525.84 Kg/s * 4184.6 J/Kg^{\circ}C} \right]}$$

$$T_{cs} = T_e = 28.611^{\circ}\text{C}$$

Ahora determinaremos diferencia media logarítmica de temperaturas:

$$\Delta T_{Ln} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)}$$

Donde:

$$\Delta T_1 = T_{hi} - T_{cs} \qquad \Delta T_2 = T_{hs} - T_{ci}$$

$$\Delta T_1 = 90^{\circ}\text{C} - 28.611^{\circ}\text{C} \qquad \Delta T_2 = 82^{\circ}\text{C} - 28^{\circ}\text{C}$$

$$\Delta T_1 = 61.389^{\circ}\text{C} \qquad \Delta T_2 = 54^{\circ}\text{C}$$

Remplazando:

$$\Delta T_{Ln} = \frac{61.389^{\circ}\text{C} - 54^{\circ}\text{C}}{\ln\left(\frac{61.389^{\circ}\text{C}}{54^{\circ}\text{C}}\right)}$$

$$\Delta T_{Ln} = 57.62^{\circ}\text{C}$$

Si realizamos la iteración para mayores velocidades, encontramos que, a partir de 16 nudos, existe la convección forzada externa. Pero a la vez, se sabe que las embarcaciones pesqueras nacionales, no superan la velocidad de 14 nudos.

ii. Cálculo térmico de camisas, lado caliente de la coraza – interior

Teniendo en cuenta que para la circulación del refrigerante por el interior del box cooler, se usa una bomba propia del equipo, se considera convección forzada.

Para analizar des el interior de la coraza, iniciaremos desde la determinación de la temperatura media o promedio, del agua de enfriamiento o refrigerante:

$$T_m = \frac{T_{hi} + T_{hs}}{2}$$

$$T_m = \frac{90^{\circ}\text{C} + 82^{\circ}\text{C}}{2}$$

$$T_m = 86^{\circ}\text{C}$$

Tabla 12

Propiedades del agua a T (86 °C)

PROPIEDADES DEL AGUA	T (86 °C)
Presión de Sat. (KPa)	60.292
Densidad ρ (Kg/m ³)	967.54
Cp., (frio) (J/Kg °C)	4202
Conductividad Térmica K (J/s.m°C)	0.6734
$\mu \times 10^{-3}$ (Kg/ms)	3.29E-04
Número de Prandt (Pr)	2.056
Coefficiente volumétrico $\beta \times 10^{-3}$ (1/°C)	6.76E-04
Viscosidad cinemática (m ² / s)	3.40E-07
Número de Prandt (Pr) Sat	1.96

Nota. Datos tomados de (Cengel & Ghajar, 2011)

Considerando a partir de las recomendaciones de la Guía de aplicación e instalación de motores marinos de Caterpillar (2017), la velocidad de flujo:

$$V_f = 1.33 \text{ m/s}$$

Ahora determinaremos el valor del número de Reynolds.

Hallando el área de enfriamiento interior a partir de los datos asumidos, reemplazamos:

$$A_{int} = 5 * 72 * \pi * 0.0104m * 1.040m$$

$$\mathbf{A_{int} = 12.2361\ m^2}$$

Determinaremos el flujo másico interior:

$$\dot{m}_{int} = \rho * V_f * A_{transversal}$$

$$\dot{m}_{int} = (967.54)Kg/m^3 * (1.33)\ m/s * (\pi * \frac{(0.0104m)^2}{4} * 5 * 72)/2$$

$$\mathbf{\dot{m}_{int} = 19.68\ Kg/s}$$

Determinando el flujo volumétrico del interior:

$$\dot{V}_{int} = \frac{\dot{m}_{int}}{A_{int} * \rho}$$

$$\dot{V}_{int} = \frac{(19.68)Kg/s}{\frac{(\pi * \frac{(0.0104)m^2}{4} * 5 * 72)}{2} * (967.54)Kg/m^3}$$

$$\mathbf{\dot{V}_{int} = 73.21\ m^3/s}$$

Remplazando en la (ecuación 14) de Reynolds:

$$Re = \frac{(967.54)Kg/m^3 * (1.33)\ m/s * (0.0104)m}{3.29 * 10^{-4}\ kg/ms}$$

$$\mathbf{Re = 4.06 \times 10^4}$$

Con este número de Reynolds podemos decir que este es un flujo turbulento, usaremos la ecuación debida a Sieder y Tate (1936). Para poder determinar el número de Nusselt, ya que se trata de un flujo turbulento con convección forzada:

$$Nu = 0.027 * Re^{0.8} * Pr^{1/3} * \left[\frac{\mu}{\mu_{saturación}} \right]^{0.14}$$

Ya que se cumplen las condiciones:

$$0.5 \leq Pr \leq 17600$$

$$Re \geq 10000$$

Reemplazando los datos en la ecuación para determinar el número de Nusselt:

$$Nu = 0.027 * (4.062 \times 10^4)^{0.8} * (2.056)^{1/3} * \left[\frac{3.29 * 10^{-4} \text{ kg/ms}}{3.15 * 10^{-4} \text{ kg/ms}_{T=90^\circ\text{C}}} \right]^{0.14}$$

$$Nu = 168.0687$$

Remplazando, para la convección natural externa:

$$h_{int} = \frac{168.0687 * (0.6734)^{1/4}}{0.0104 \text{ m}}$$

$$h_{int} = 10882.4493 \text{ J/s.m}^2\text{C}$$

iii. Cálculo de coeficiente global de transferencia de calor “U” de camisetas

Para calcular el coeficiente global de transferencia de calor entre dos flujos, uno caliente a temperatura T_h y otro fría a temperatura T_c , se realizará un análisis inicial tomando en cuenta el intercambiador limpio, es decir sin incrustaciones y luego con ellas.

▪ Sin Incrustaciones (Box cooler de Calor Limpio)

$$U = \frac{1}{A * (\frac{1}{h_{int} * A_{int}} + \frac{\ln(D_{ext}/D_{int})}{2 * \pi * K_{material} * L_C} + \frac{1}{h_{ext} * A_{ext}})}$$

Se pudo comprobar de que, durante la evaluación en diferentes velocidades consideradas para la embarcación, el valor de la convección Natural se mantiene constante. $h_{ext} = 1543.3248 J/s.m^2°C$ y este dato se mantiene constante mientras la embarcación no supere los 15 nudos.

Entonces tenemos los siguientes datos:

- $h_{ext} = 1543.3248 J/s.m^2°C$
- $h_{int} = 10882.4493 J/s.m^2°C$
- $A_{ext} = 14.1145 m^2$
- $A_{int} = 12.2326 m^2$
- $D_{ext} = 0.012 m$
- $D_{int} = 0.0104 m$
- $L_C = 1.040 m$

Reemplazando en la ecuación:

$$U_{limpio} = \frac{1}{A * (\frac{1}{h_{int} * A_{int}} + \frac{\ln(D_{ext}/D_{int})}{2 * \pi * K_{material} * L_C} + \frac{1}{h_{ext} * A_{ext}})}$$

$$U_{limpio} = 1513.1099 \frac{J/s}{m^2°C}$$

▪ Con Incrustaciones (Box cooler de Calor sucio)

$$U_{incrus} = \frac{1}{A * (\frac{1}{h_{int} * A_{int}} + \frac{R_{int}}{A_{int}} + \frac{\ln(D_{ext}/D_{int})}{2 * \pi * K_{material} * L_C} + \frac{1}{h_{ext} * A_{ext}} + \frac{R_{ext}}{A_{ext}})}$$

Entonces tenemos los siguientes datos:

- $R_{int} = 0.0002 \frac{m^2 \cdot ^\circ C}{J/s}$ Agua destilada con temperatura $>50^\circ C$
- $R_{ext} = 0.0001 \frac{m^2 \cdot ^\circ C}{J/s}$ Agua de mar con temperatura $<50^\circ C$
- $A_{ext} = 14.1145 m^2$
- $A_{int} = 11.2326 m^2$
- $D_{ext} = 0.012 m$
- $D_{int} = 0.0104 m$
- $L_C = 1.040 m$

Reemplazando en la ecuación:

$$U_{incrus} = \frac{1}{A * \left(\frac{1}{h_{int} * A_{int}} + \frac{R_{int}}{A_{int}} + \frac{\ln(D_{ext}/D_{int})}{2 * \pi * K_{material} * L_C} + \frac{1}{h_{ext} * A_{ext}} + \frac{R_{ext}}{A_{ext}} \right)}$$

$$U_{incrus} = U_{real camisetas} = 1055.3453 \frac{J/s}{m^2 \cdot ^\circ C}$$

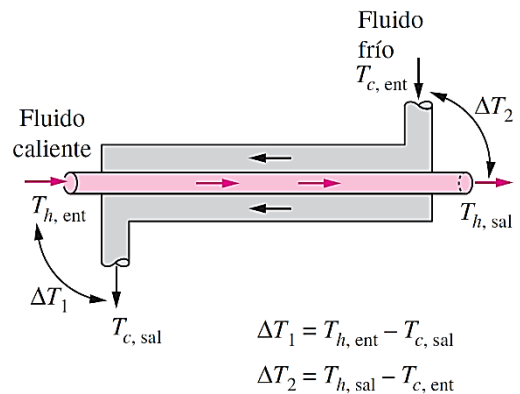
▪ Diferencia de temperatura media logarítmica ΔT_{ml} de camisetas

Para poder hallar el flujo de calor del Box cooler, usaremos la diferencia de temperatura media logarítmica, la cual es el método adecuado para calcular la diferencia de temperatura media que debe aplicar en el estudio de los intercambiadores de calor. La cual está dispuesta en:

$$\Delta T_{ml} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \left[\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2} \right]}$$

$$\Delta T_1 = T_{he} - T_{cs}$$

$$\Delta T_2 = T_{hs} - T_{ce}$$



Aplicando las fórmulas para hallar la diferencia de temperatura media logarítmica

y los datos obtenidos anteriormente, obtenemos la siguiente tabla:

Tabla 13

Datos obtenidos para cálculo de transferencia de las camisas del motor

CONDICIÓN DE OPERACIÓN	<i>V</i> = 1 <i>nudo</i>	<i>V</i> = 3 <i>nudos</i>	<i>V</i> = 8 <i>nudos</i>
T_{hi} (°C)	90	90	90
T_{hs} (°C)	82	82	82
T_{ci} (°C)	28	28	28
T_{cs} (°C)	32.721	29.615	28.611
A_s (m ²)		14.1145	
h_{ext} (J/s.m ² °C)		1543.3248	
h_{int} (J/s.m ² °C)		10882.4493	
U_{limpio} (J/s.m ² °C)		1513.1099	
U_{real} (J/s.m ² °C)		1055.3453	
ΔT_{ml} (°C)	55.6235	57.1329	57.6157
(<i>Q</i> (kJ/s))	828.552	851.036	858.227

Nota. Elaboración propia

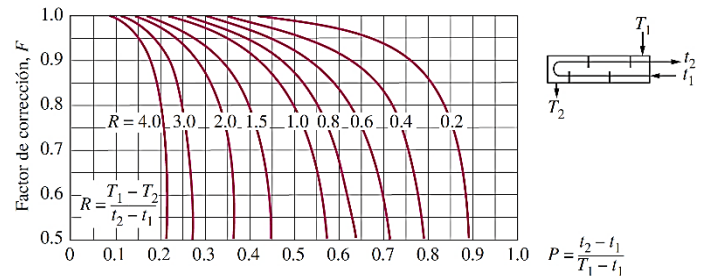
▪ **Factor de corrección para intercambiador de calor de pasos múltiples y de flujo cruzado**

La relación para la diferencia de temperatura media logarítmica ΔT_{ml} descrita previamente, solo es aplicable a los intercambiadores de flujo paralelo o a contraflujo. Además, se desarrollan relaciones parecidas para los intercambiadores de flujo cruzado y de tubos y coraza de pasos múltiples, aunque las expresiones derivadas resultan demasiado complejas debido a las complejas condiciones de flujo.

Por tal motivo se da el factor de corrección F para las configuraciones comunes de los intercambiadores de flujo cruzado y de casco y tubos en función de las razones P y R entre dos temperaturas, definidas como

$$P = \frac{T_{hs} - T_{hi}}{T_{ci} - T_{hi}}$$

$$R = \frac{T_{ci} - T_{cs}}{T_{hs} - T_{hi}}$$



a) Un paso por la coraza y 2, 4, 6, etc. (cualquier múltiplo de 2) pasos por los tubos

Y para nuestro caso en particular, aplica las curvas de un paso por la coraza de múltiplos de 2 de los tubos

Reemplazando en las fórmulas anteriores, tenemos:

Para $V=1$ nudo obtenemos $P = 0.1290$, $R = 0.0763$ y $F = 1$

Para $V=3$ nudos obtenemos $P = 0.1290$, $R = 0.2017$ y $F = 1$

Para $V=8$ nudos obtenemos $P = 0.1290$, $R = 0.0049$ y $F = 1$

Así mismo para determinar la tasa de calor disipados (ecuación 12) de las camisetas por el Box cooler se tiene:

$$\dot{Q} = U_{real\ camisetas} * A_s * \Delta T_{ml} * F$$

Reemplazando datos de la Tabla 13 obtenemos la transferencia de calor para las 3 velocidades de la embarcación:

Para $V=1$ nudo obtenemos el calor transferido igual a $\dot{Q} = 828.552 \text{ kJ/s}$

Para $V=3$ nudos obtenemos el calor transferido igual a $\dot{Q} = 851.036 \text{ kJ/s}$

Para $V=8$ nudos obtenemos el calor transferido igual a $\dot{Q} = 858.227 \text{ kJ/s}$

4.1.2. *Efectos de mejora*

Los efectos de mejora tras la implementación del sistema de refrigeración tipo box cooler fueron evidentes y cuantificables, tanto en el comportamiento térmico del motor como en el desempeño general del sistema de enfriamiento de la embarcación pesquera TASA 413. Esta sección presenta un análisis comparativo entre el sistema tradicional (keel cooler) y el sistema optimizado, permitiendo evaluar los beneficios técnicos, económicos y operacionales alcanzados.

En primer lugar, se destaca el incremento del 12.40% en la capacidad de enfriamiento de las camisas del motor, pasando de una disipación térmica de 737 kJ/s con el sistema keel cooler a 828 kJ/s con el box cooler. Esta mejora no solo representa una mayor eficiencia en la transferencia de calor, sino que también contribuye a una mejor estabilidad térmica del motor Caterpillar 3512 DITA durante operaciones prolongadas en alta mar, reduciendo el estrés térmico sobre componentes clave como cilindros, pistones y válvulas.

Asimismo, la caja reductora, que opera en condiciones de alta fricción y carga térmica, experimentó una mejora significativa. Bajo condiciones operativas críticas (alta carga y baja velocidad de navegación), el sistema box cooler logró aumentar en un 9% la capacidad de enfriamiento de este componente, lo cual garantiza una mayor vida útil del aceite lubricante, disminuye el desgaste mecánico y contribuye a una operación más eficiente del sistema de propulsión.

Desde una perspectiva técnica y de mantenimiento, el box cooler demostró ser un sistema más robusto frente a condiciones marinas variables. A diferencia del keel cooler, cuya eficiencia depende de la velocidad de avance del barco y puede verse afectada cuando la embarcación está detenida o en faena, el box cooler mantiene su

capacidad de disipación de calor aun en condiciones de bajo movimiento de agua externa, gracias a su diseño que favorece la convección natural y forzada.

En términos económicos, estos efectos de mejora repercuten directamente en una reducción de los costos operativos y de mantenimiento, dado que el motor opera dentro de rangos térmicos ideales, reduciendo la frecuencia de intervenciones técnicas. Además, se minimizan los riesgos de sobrecalentamiento, lo cual evita paradas no programadas y garantiza la continuidad operativa de las faenas pesqueras.

Finalmente, los efectos de mejora observados en este estudio confirman plenamente la hipótesis principal planteada, que proponía un aumento del 10% al 20% en la eficiencia del sistema de refrigeración con la implementación del box cooler. También se alinean con las justificaciones técnica, económica y ambiental descritas en el Capítulo I, así como con las conclusiones generales, las cuales respaldan la viabilidad de adoptar esta tecnología en otras embarcaciones pesqueras que aún operan con sistemas tradicionales.

4.1.3. Análisis Económico

A consecuencia de la identificación y discernimiento de las actividades que corresponden para la Implementación y Mantenimiento de los sistemas de enfriamiento de motor central tipo keel cooler (Anexo 11) y box cooler (Anexo 12), se obtuvo los costos para cada sistema.

Tabla 14

Parámetros iniciales de evaluación económica

PARÁMETROS	Keel Cooler	Box Cooler	UNIDAD
Tiempo instalado	6	0	Años
Costo inicial	24'890.00	33'670.00	USD
Vida útil considerada	12	24	Años
Mantenimiento I cada 3 años	9'370.00	3'200.00	USD
Mantenimiento II cada 6 años	-	3'800.00	USD
Tasa de descuento estimada	10%	10%	

Nota. Datos de costos de implementación y mantenimiento en embarcación TASA 413 por SIMACH.

Teniendo en cuenta que el sistema de refrigeración existente es el Keel cooler con 6 años desde su fabricación, los gastos son ya previstos para tal según su necesidad, se tiene el siguiente flujo de caja:

Tabla 15

Flujo de caja con Keel Cooler

Actividad	Mant. I	Mant. I	Nueva Instal.	Mant. I	Mant. I	Mant. I	Nueva Instal.	Mant. I	Mant. I
Años	0	3	6	9	12	15	18	21	24
Costos	-9370	-9370	-24890	-9370	-9370	-9370	-24890	-9370	-9370

Nota. Los datos son presupuestos ya destinados para su ejecución con sistema keel cooler

Determinación del Valor Actual Neto (ecuación 6) con el sistema keel cooler

$$VAN_{keel\ cooler} = \frac{-9370}{(1+0.1)^0} + \frac{-9370}{(1+0.1)^3} + \frac{-24890}{(1+0.1)^6} + \frac{-9370}{(1+0.1)^9} + \frac{-9370}{(1+0.1)^{12}}$$

$$+ \frac{-9370}{(1+0.1)^{15}} + \frac{-24890}{(1+0.1)^{18}} + \frac{-9370}{(1+0.1)^{21}} + \frac{-9370}{(1+0.1)^{24}}$$

$$VAN_{keel\ cooler} = -46'356.20$$

Los gastos previstos para la implementación y mantenimiento con sistema box cooler están dados de la siguiente manera:

Tabla 16

Flujo de caja de Box Cooler

Actividad	Nueva Instal.	Mant. I	Mant. II	Mant. I	Mant. II	Mant. I	Mant. II	Mant. I	Mant. II
Años	0	3	6	9	12	15	18	21	24
Costos	-33670	-3200	-3800	-3200	-3800	-3200	-3800	-3200	-3800

Nota. Datos considerados como nueva implementación

Como se desea comparar la viabilidad económica del cambio de equipo y considerando los costos regulares de mantenimiento del Keel Cooler, se genera el nuevo flujo de caja para el Box Cooler:

Tabla 17

Flujo de caja comparativo

Años	0	3	6	9	12	15	18	21	24
Flujo Caja	-24300	6170	21090	6170	5570	6170	21090	6170	5570
Acumulado	-24300	-18130	2960	9130	14700	20870	41960	48130	53700

Determinación del Valor Actual Neto (VAN) mediante la (ecuación 6) antes mencionada a partir del nuevo flujo de caja realizado para el box cooler:

$$\begin{aligned}
 VAN_{box\ cooler} &= \frac{-24300}{(1 + 0.1)^0} + \frac{6170}{(1 + 0.1)^3} + \frac{21090}{(1 + 0.1)^6} + \frac{6170}{(1 + 0.1)^9} + \frac{5570}{(1 + 0.1)^{12}} \\
 &\quad + \frac{6170}{(1 + 0.1)^{15}} + \frac{21090}{(1 + 0.1)^{18}} + \frac{6170}{(1 + 0.1)^{21}} + \frac{5570}{(1 + 0.1)^{24}} \\
 VAN_{box\ cooler} &= 3301.05
 \end{aligned}$$

Para poder encontrar el valor de TIR (ecuación 7), del cambio del sistema del Keel Cooler al Box cooler, se trabaja con el desarrollo del nuevo flujo de caja (Tabla 17).

$$\begin{aligned}
 \frac{-24300}{(1 + TIR)^0} + \frac{6170}{(1 + TIR)^3} + \frac{21090}{(1 + TIR)^6} + \frac{6170}{(1 + TIR)^9} + \frac{5570}{(1 + TIR)^{12}} + \frac{6170}{(1 + TIR)^{15}} \\
 + \frac{21090}{(1 + TIR)^{18}} + \frac{6170}{(1 + TIR)^{21}} + \frac{5570}{(1 + TIR)^{24}} = 3301.05 \\
 TIR = 11.587\%
 \end{aligned}$$

Se determina un valor de Tasa Interna de Retorno igual a **11.587%**, siendo este un porcentaje mayor a la tasa de descuento asumida (10%), por lo que lo califica como un proyecto viable.

Para determinar el periodo de recuperación podemos identificar que en la tabla 17, entre los años 3 y 6 se obtiene valores acumulados positivos, indicativo de que en estos años se recuperará la inversión adicional que se realiza para poder reemplazar el sistema de enfriamiento del Keel cooler al Box cooler.

A partir de todo lo evaluado podemos decir que, económicamente es viable poder realizar el cambio del sistema de enfriamiento.

4.1.4. Modelado y Simulación

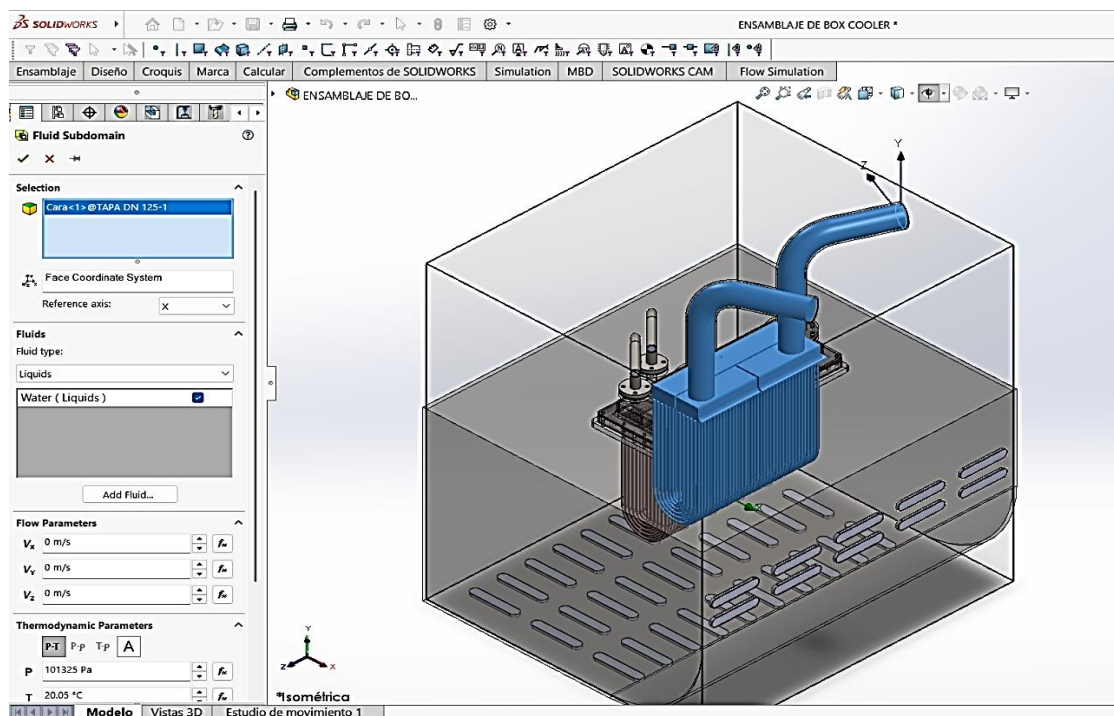
El programa SOLIDWORKS® es una herramienta de automatización para diseño mecánico que facilita a los diseñadores el trazo de ideas rápidamente, la experimentación con operaciones y cotas, y la elaboración de modelos y dibujos detallados. (Solidworks, 2024)

Pasos desarrollados:

1. Creación del ensamblaje total de equipo box cooler

Figura 10

Box cooler diseño en SolidWorks

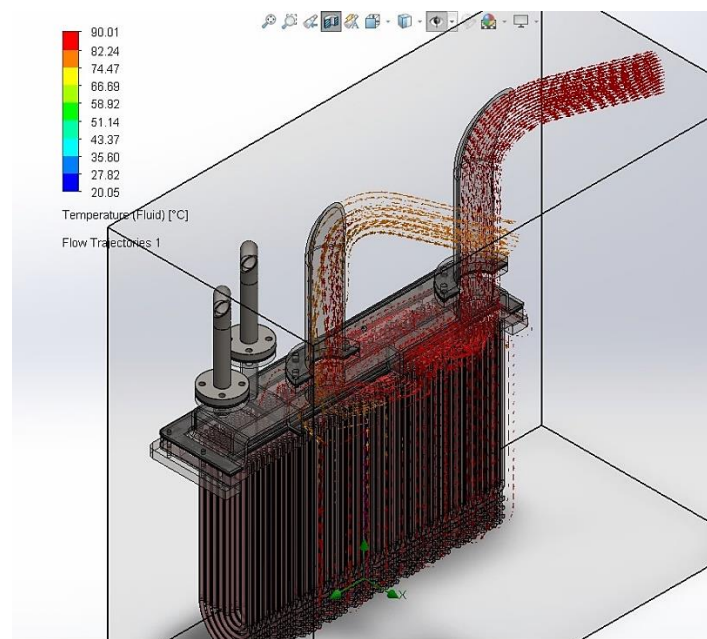
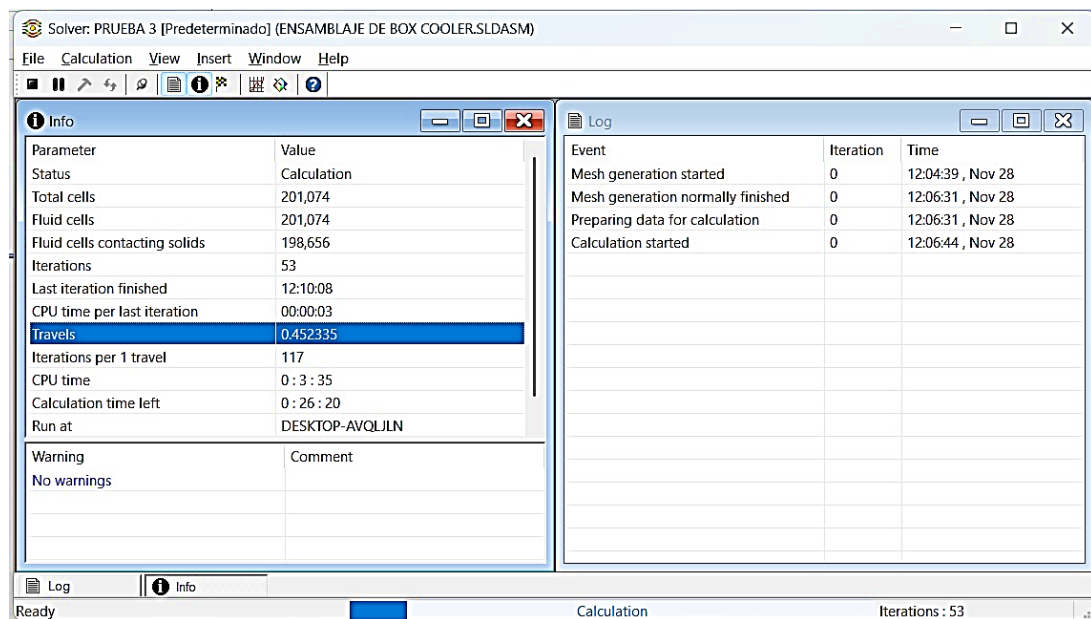


Nota. Elaborado por los tesistas

2. Simulación de flujos solo dentro del box cooler, se realiza una pre-simulación del sistema para apreciar el diagrama de colores en las entradas y salidas de las tuberías con dato inicial de temperatura de ingreso 90 °C.

Figura 11

Pre-simulación de flujo de agua caliente en el box cooler



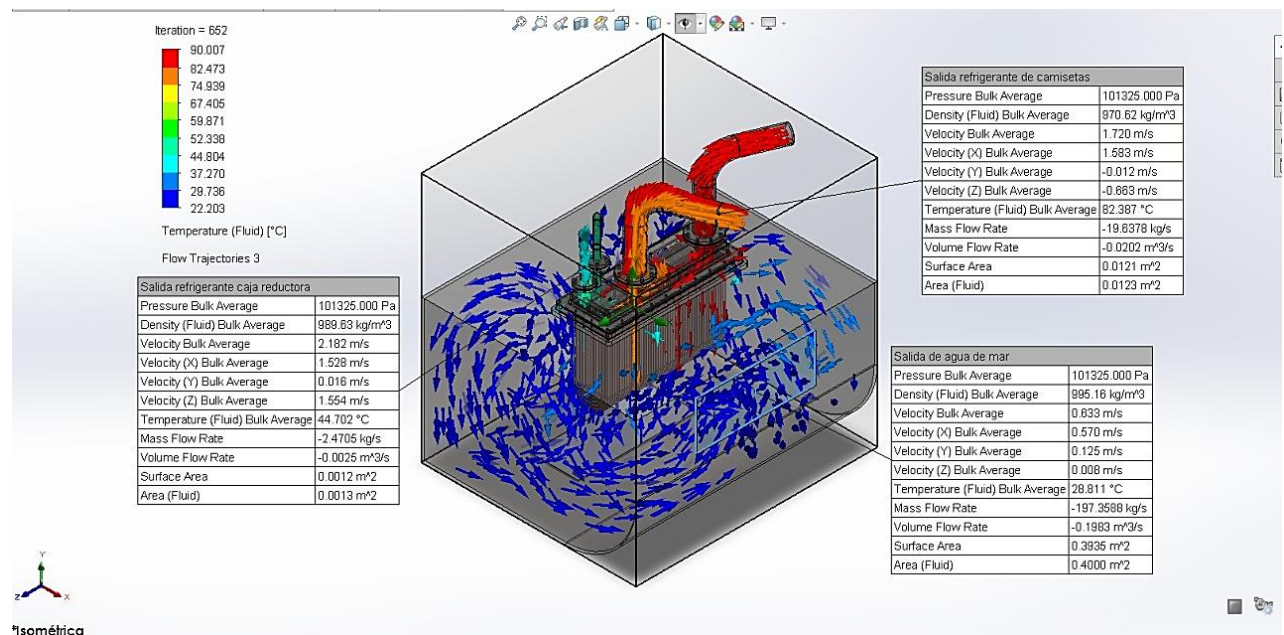
Nota. Elaborado por los tesisas

3. Simulación completa de todo el sistema de enfriamiento y flujo circundante de agua de mar dentro de la ubicación del box cooler, se toma los datos más críticos según

los cálculos realizados previamente, velocidad de embarcación 1 nudo, temperatura de agua de mar 28 °C.

Figura 12

Simulación de equipo box cooler con parámetros de evaluación más críticos



Nota. Elaborado por los tesisas

Se obtiene de acuerdo con la evaluación por software Solidworks los siguientes datos:

Camisetas:

Densidad promedio del fluido igual a 970.62 kg/m³

Temperatura promedio del fluido igual a 82.387 °C

Caja:

Densidad promedio del fluido igual a 989.63 kg/m³

Temperatura promedio del fluido igual a 44.702 °C

4.2. Discusiones

- Inicialmente se planteó como objetivo calcular un balance de energía para el sistema de enfriamiento del motor CAT 3512 DITA para una embarcación de 400 Tn de capacidad de bodegas, lo cual fue fundamental para conocer la distribución de calor generado por el motor y así poder establecer una base comparativa entre el sistema tradicional de Keel Cooler y el propuesto de Box Cooler. Investigaciones previas como la de (Lloret, 2011) donde han demostrado de que el sistema Keel Cooler presenta deficiencias en la disipación de calor cuando el área disponible es insuficiente, lo cual ocurre cuando la embarcación está en baja velocidad o detenida, lo cual incrementa la temperatura del motor, reduciendo su eficiencia y aumentando el riesgo de fallas mecánicas. Con Base a los cálculos realizados se determinó que el sistema debía disipar 739 kJ/s provenientes de las camisas del motor, 107 kJ/s del aftercooler y 45 kJ/s de la caja reductora; según los datos de los fabricantes y cálculos realizados. Esta cuantificación de energía se convirtió en el fundamento técnico para el rediseño o cambio a un nuevo sistema de enfriamiento, lo cual confirma que el primer objetivo es alcanzado satisfactoriamente, al analizar mediante su comportamiento térmico del motor y sustentar la implementación de un sistema más eficiente.

- Seguidamente, se estableció como objetivo determinar los efectos de mejora por la implementación del box cooler, comparándolo con otros sistemas de refrigeración utilizados en embarcaciones pesqueras. Antecedentes, como (Otero, 2021) y (Torres, 2020), demuestran que el Box Cooler presentan una mayor eficiencia, además de ser más compactos y requerir menor mantenimiento que el sistema Keel Cooler. Otero, por ejemplo, demuestra una reducción de temperatura promedio de 14.1 °C en su estudio de simulación, mientras que Torres evidenció un incremento del 12.5% en la disipación de

calor. En el caso de esta embarcación en estudio de nuestra tesis, los resultados mostraron un aumento del 12.40% en la capacidad de enfriamiento de las camisetas del motor, alcanzando una disipación de 828 kJ/s, frente a los 737 kJ/s del sistema Keel Cooler. Asimismo, la caja reductora mejoró su capacidad de enfriamiento en un 9% bajo condiciones de operación crítica. Mediante estos resultados se confirma el cumplimiento del objetivo, ya que se logró evidenciar que la implementación del Box Cooler genera una mejora térmica significativa en comparación con el sistema anterior, siendo una solución más eficiente, confiable y de mayor desempeño para el entorno operativo marino.

- Asimismo, se formuló como objetivo el determinar la viabilidad del proyecto mediante un análisis económico de la implementación del sistema box cooler, comparándolo con el sistema tradicional. En estudios similares, como el desarrollado por (Ramos, 2019), se concluyó que el uso de intercambiadores de calor puede reducir los costos de mantenimiento y mejorar la eficiencia operativa a largo plazo. Así como, Flores (2023) demostró que una mejora en la eficiencia térmica se traduce en un menor consumo de combustible, impactando directamente en los costos operativos. Mientras que, en esta investigación, los indicadores económicos fueron concluyentes: partiendo desde un presupuesto de 9370 USD para el Keel Cooler y 3800 USD para el Box Cooler, el Valor Actual Neto (VAN) del sistema Box Cooler alcanzó los \$3,301.35, mientras que el del sistema Keel cooler fue negativo, con -\$43,054.85, considerando un periodo de evaluación de 24 años. Esta diferencia sustancial valida que el sistema propuesto no solo mejora el rendimiento térmico, sino que representa una inversión rentable a largo plazo. Por tanto, se demuestra que este objetivo fue logrado, ya que se evidenció una base financiera que respalda la implementación del box cooler como una solución económica y técnicamente sustentable en el tiempo. convirtiéndose en un proyecto

viable y con de recuperación de gastos por la implementación del nuevo sistema en un periodo de tiempo de 3 a 6 años.

- Finalmente, se propuso como objetivo modelar y simular un Box Cooler óptimo para el enfriamiento de las camisas del motor marino en estudio, utilizando herramientas de dinámica de fluidos computacional. Investigaciones como las de (Torres, 2020) y (Ramos, 2019) han recurrido al uso de software como ANSYS y SolidWorks para validar sus diseños, mediante simulaciones de transferencia de calor en condiciones operativas reales. Dichas herramientas permiten simular el sistema sin incurrir en costos de fabricación iniciales. En el presente estudio se empleó SolidWorks y su extensión Flow Simulation para modelar el diseño del Box Cooler. Se simularon condiciones críticas de temperatura y velocidad de flujo, obteniendo resultados que confirmaron una adecuada disipación térmica y validando las condiciones de operación del equipo. Esta simulación permitió verificar que el diseño cumplía con los requisitos térmicos definidos previamente en el balance de energía desarrollado. Por lo tanto, este objetivo también fue alcanzado, ya que se logró desarrollar un modelo computacional que optimiza el diseño del sistema propuesto, y que, además, constituye una herramienta predictiva útil para futuras implementaciones en embarcaciones similares.

CAPÍTULO V: CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

5.1. Conclusiones

a. Se realizó un balance de energía para el sistema de enfriamiento de un motor CAT 3512 DITA para una embarcación pesquera de 400 toneladas métricas de capacidad de bodega, el cual comprende la evaluación del sistema de enfriamiento keel cooler y el sistema de enfriamiento implementado de tipo box cooler, obteniendo al final de los cálculos realizados un cuadro comparativo de capacidades de transferencia de calor resultante en: calor rechazado por keel cooler de 737.12 kJ/s para las camisas del motor y 45.45 kJ/s para la caja reductora, mientras que con el box cooler se obtuvo 828.55 kJ/s para camisas y 49.54 kJ/s para caja reductora, concluyendo que estos últimos datos reflejan una mejor disipación de calor del motor.

b. Se determinó los efectos de mejora por la implementación del box cooler en comparación con el sistema keel cooler obteniendo una tasa de mejora aproximada del 12.4% para enfriamiento de camisas y 9% para enfriamiento de caja reductora. Así mismo el box cooler al ser un sistema de enfriamiento más compacto, permite una mejor maniobrabilidad para su instalación y mantenimiento, lo cual también se ve reflejado en la disminución de costos de operación en la embarcación.

c. Se desarrolló el análisis económico no solo del equipamiento y mantenimiento del equipo box cooler, sino también del enfriador Keel cooler que tenía instalada la embarcación antes de realizar el cambio a enfriador box cooler; de acuerdo con los datos recolectados de trabajos realizados con anterioridad, por el astillero SIMA Chimbote a similares características, se concluyó en un cuadro comparativo donde el mayor beneficio a la hora de instalar el box cooler era su mantenimiento presupuestado en 3800 dólares americanos y enfriador Keel cooler con 9370 dólares americanos aproximadamente, lo cual

representa un ahorro considerable de 5570 dólares americanos, por cada carena realizada (mantenimiento periódico de cada 3 años)

d. Se logró modelar y simular el Box Cooler óptimo para el enfriamiento de camisas del motor marino en estudio mediante el programa Solid Works y su extensión Flow Simulation en el cual se aprecia el comportamiento del fluido de cada uno de los circuitos dentro del box cooler, así como la simulación del equipo en sus condiciones más críticas, obteniendo los valores de la temperatura de agua de salida de las camisas del motor a 82.4 °C y temperatura de agua de salida de la caja reductora de 44.7 °C.

5.2. Recomendaciones

a. El enfriador box cooler al mantenerse siempre en contacto con el agua de mar, esta acumula organismos incrustantes como mejillones, percebes entre otros, los que deterioran las tuberías del box cooler, por lo tanto, el box cooler utiliza un sistema catódico anti-incrustaciones de forma periférica, este es un equipo que amerita una evaluación a parte ya que nos permitirá eliminar dichos organismos marinos y ayudará a incrementar la vida útil de nuestro equipo. Este equipo consiste en la instalación de ánodos de cobre debajo del box cooler que manda una descarga controlada de electrones en el agua, eliminando organismos vivos que se adhieren a las tuberías del equipo.

b. Se debería realizar un cálculo del sistema de refrigeración del barco con velocidad crucero a su máxima capacidad carga en bodega al momento de retorno de pesca y considerando que el equipo de enfriamiento se encuentre próximo al periodo de mantenimiento en carena, para evaluar las variaciones reales de temperaturas en el box cooler al inicio de la primera labor de pesca (equipo limpio) y en la última (3 años de uso), así también con esto poder analizar el deterioro de las paredes del serpentín de tuberías cupro – níquel del sistema box cooler y verificar si los periodos de carena de la embarcación son los adecuados para cumplir con la vida útil del equipo de refrigeración de motor central.

c. Es recomendable la instalación de un panel de control de temperaturas en sala de máquinas, el cual mediante termostatos en la entrada y salida de agua en el box cooler se pueda medir la variación de temperaturas, conjuntamente a esto el equipamiento de tanques de expansión y compensación en la parte elevada del motor para evitar que los gases de evaporación circulen dentro del box cooler. Con esto el motorista de la embarcación pueda visualizar la variación de las temperaturas en tiempo real del motor central y pueda mantener controlada y monitoreada la temperatura de trabajo del motor para evitar posibles casos de sobrecalentamientos por falla del sistema de refrigeración.

d. El mantenimiento adecuado del sistema de refrigeración por box cooler depende mucho del uso de aditivos o líquidos refrigerantes en el box cooler, esto incrementa la capacidad de enfriamiento del sistema y también disminuye la corrosión interna de las tuberías, por lo que lo más recomendable es el uso netamente de líquidos refrigerantes y evitar rellenar el box cooler con agua no tratada, ya que debido a las altas temperatura de trabajo del motor, el agua no tratada podría causar una ebullición temprana y generar sarro en las paredes de las tubería del sistema de refrigeración.

REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- Barreto, W., & Jiménez, J. (2013). Análisis del tren alternativo del motor que funciona a hidrógeno versus el motor a gasolina. Consultado el 10 de Noviembre de 2024, de <https://repositorio.espe.edu.ec/bitstream/21000/7016/1/T-ESPEL-MAI-0430.pdf>
- Boat Diesel. (2024). *Marine Engine Performance*. Consultado el 26 de Abril de 2024, de <https://boatdiesel.com/Search/index.cfm#&Page=2>
- Castro, R. (2024). *Transferencia de calor, conducción, convección y radiación*. Consultado el 26 de Septiembre de 2024, de <https://es.slideshare.net/slideshow/transferencia-d-e-calor-conduccion-conveccion-y-radiacion/272042596>
- Caterpillar. (1989). *Manual Técnico- Motores Marinos 3508, 3512 y 3516*. Consultado el 28 de Agosto de 2024, de <https://www.studocu.com/es/document/colegio-inmaculada-enpetrol/montaje-y-mantenimiento-de-equipos/caterpillar-3508-3512-3516-motores-marinos-manual-tecnico-ssbu6100/131911320>
- Caterpillar. (2017). *Guía de aplicación e instalación de motores marinos de Caterpillar*. Consultado el 26 de Septiembre de 2024, de <https://es.scribd.com/doc/95888761/Manual-de-Instalacion-de-Motores-Marinos-Cat>
- Caterpillar. (2024). *Grupos electrógenos CAT*. Consultado de <https://www.caterpillar.com/>
- Caterpillar Inc. (2021). *Manual de operación y mantenimiento de motores de propulsión marina: 3508B, 3512B y 3516B*. Consultado el 24 de Septiembre de 2024, de <https://es.scribd.com/document/365462525/Caterpillar-3508-3512-3516-Motores-Marinos-Manual-Tecnico-SSBU6100-Spanish>
- Cengel, Y. A., & Ghajar, A. J. (2011). *Transferencia de calor y masa. Fundamentos y aplicaciones*. McGraw - Hill/ Consultado el 26 de Septiembre de 2024, de

https://www.academia.edu/38408494/Transferencia_De_Calor_y_Masa_4ta_ed_Cengel_McGraw_Hill

De Gracia, F. (2006). *Principales consideraciones en la selección e instalación de un circuito de enfriamiento por agua de mar a bordo*. Consultado el 28 de Agosto de 2024, de <http://cybertesis.uach.cl/tesis/uach/2006/bmficg731p/sources/bmficg731p.pdf>

De la Puente, S., López, R., Llerena, C., Martínez, B., Rey, G., Christensen, V., . . . Valdés, A. (2022). Adoption of sustainable low-impact fishing practices is not enough to secure sustainable livelihoods and social wellbeing in small-scale fishing communities, 146. Consultado de <https://doi.org/10.1016/j.marpol.2022.105321>.

DEPCO POWER SYSTEMS. (2024). *Cómo elegir el mejor motor diésel marino*. Consultado el 10 de Diciembre de 2024, de <https://www.depco.com/blog/how-to-choose-the-best-marine-diesel-engine/>

DEPCO POWER SYSTEMS. (2024). *Motores de propulsión marina Caterpillar 3512*. Consultado el 10 de Diciembre de 2024, de <https://www.depco.com/caterpillar-3512b-marine-propulsion-engines/>

Dirección de Hidrografía y Navegación. (2024). *Boletín diario de las condiciones oceanográficas*. Consultado de <https://www.dhn.mil.pe/portal/>

Emil Müller Metallwerk. (2024). *EMH - Brass Tubess in CuZn20Al2As*. Consultado de <https://www.mueller-hespert.de/en>

Flores, C. (2023). *Efecto de la instalación de un keel cooler en el desempeño de un motor marino para una embarcación pesquera artesanal*. Consultado el 15 de Noviembre de 2024, de <https://repositorio.uns.edu.pe/handle/20.500.14278/4332>

- Kelvion. (2024). *Soluciones industriales*. Consultado de <https://www.kelvion.com/industry-solutions/transportation/marine-on-board-systems>
- Llalco. (24 de noviembre de 2024). *División naval Llalco Fluid Technology*. Consultado de <https://www.llalco.com/division-naval/boxcoolers/>
- Llalco Fluid technology. (2013). *Instrucciones de instalación y mantenimiento de refrigeradores Blokland*. Consultado el 12 de Diciembre de 2024, de www.bloklandnonferro.nl
- Llalco Fluid Technology. (2021). *Manual de instalación y funcionamiento del sistema antiincrustante*. Madrid, España. Consultado de www.llalco.com
- Lloret, A. (2011). *Análisis y cálculo del sistema de refrigeración de agua dulce de un remolcador*. Barcelona, España. Consultado el 16 de Noviembre de 2024, de https://books.google.com.pe/books/about/An%C3%A1lisis_y_c%C3%A1lculo_del_sistema_de_refr.html?id=4hoHywEACAAJ&redir_esc=y
- Martinez, J., & Palacios, G. (2023). *Guía para la Revisión y el Análisis Documental: Propuesta desde el Enfoque Investigativo*. Consultado el 10 de Diciembre de 2024, de <https://dialnet.unirioja.es/servlet/articulo?codigo=8851658>
- Navales S.A.C. (2024). *EQUIPAMIENTO PARA BARCOS – DURAMAX INTERNATIONAL*. Consultado de <https://navales.net/>
- Núñez, R. (2016). *Motores Diesel Marinos*. [Tesis de pregrado, Universidad Nacional de Ingeniería].
- Otero, J. (2021). *Estudio de los sistemas de refrigeración de un buque por enfriadores de caja*. Consultado de

https://ruc.udc.es/dspace/bitstream/handle/2183/28877/Otero_Carballal_Jonatan_TFG_2021.pdf?sequence=1&isAllowed=y

Ramos, E. (2019). *Diseño de un sistema de refrigeración mediante intercambiadores de calor en motores marinos para embarcaciones pesqueras*. Lima.

Servicios Industriales La Marina S.A (SIMA). (2017). *Cálculo de área de un enfriador de quilla*. Plan de Proyecto, Chimbote.

Servicios Industriales la Marina S.A. (2018). *Informe de prácticas de la División Diseño y Desarrollo del Astillero*. Chimbote.

SIMACH. (2021). *PRESUPUESTOS DE VENTAS - EMBARCACIÓN TASA 413*. Chimbote.

Solidworks. (2024). *Introducción a Solidwork*. Consultado el 24 de Noviembre de 2024, de https://my.solidworks.com/solidworks/guide/SOLIDWORKS_Introduction_ES.pdf

Sun, Y., Lian, F., & Yang, Z. (2023). Analysis of the activities of high sea fishing vessels from China, Japan, and Korea via AIS data mining. *Ocean & Coastal Management*, 242. Consultado de <https://doi.org/10.1016/j.ocecoaman.2023.106690>.

Torres, L. (2020). *Estudio de transferencia térmica en motores marinos mediante la implementación de box coolers*. Trujillo.

Utrilla, D. (2021). *Sistema de refrigeración de un vehículo*. Consultado de Blog de espaciocoche: <https://espaciocoche.com/sistema-de-refrigeracion-de-un-vehiculo/>

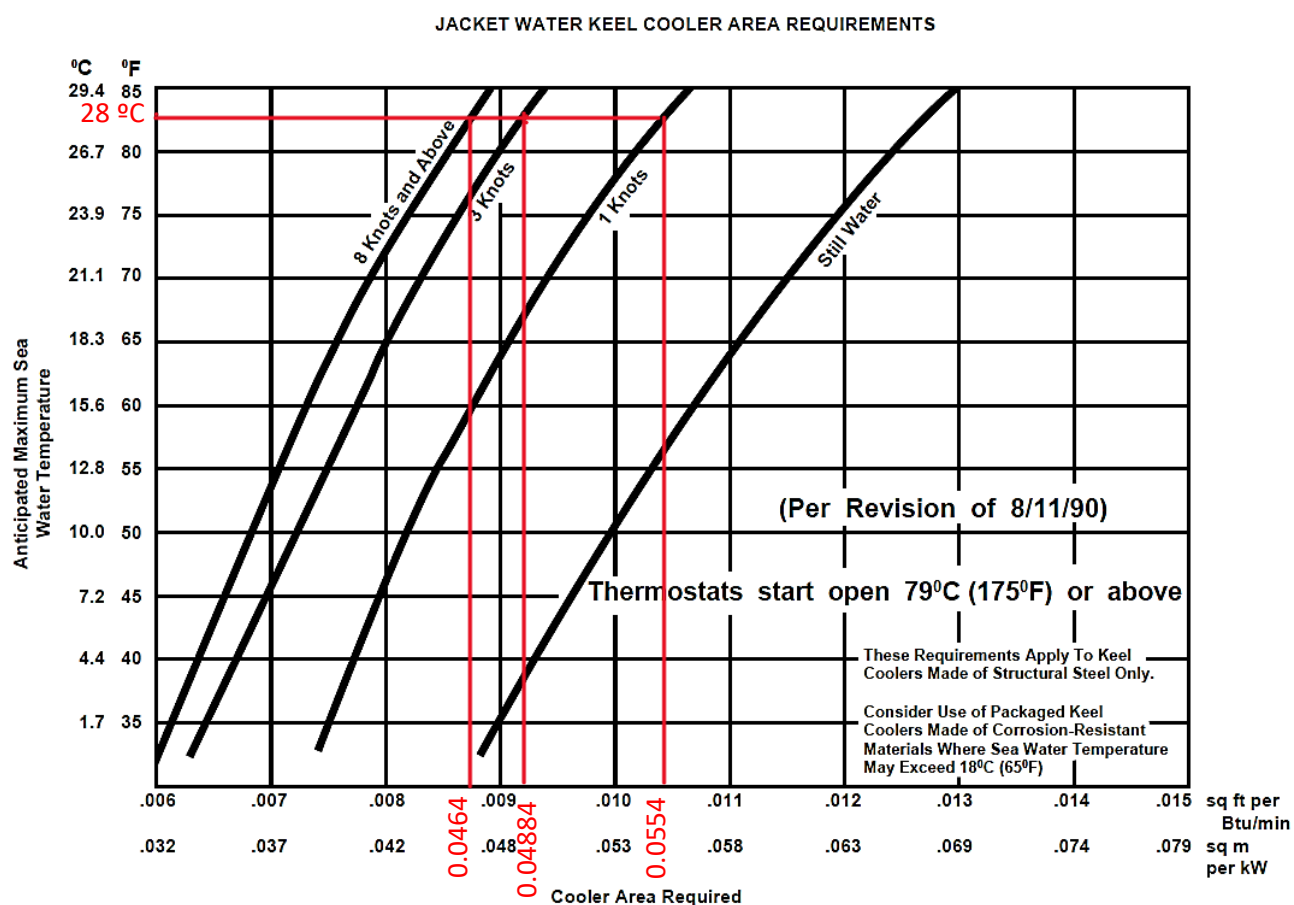
Vergara, E. (2015). *Caracterización termo-hidrodinámica del intercambiador tipo bayoneta aplicado en el sistema de propulsión y generación de las embarcaciones navales*. Consultado el 10 de Noviembre de 2024, de <https://manglar.uninorte.edu.co/handle/10584/9022#page=1>

Virreira, M. (2020). *Evaluacion financiera de proyectos de inversión*. Santa Cruz. Consultado el 14 de Diciembre de 2024, de https://issuu.com/upsasantacruzbolivia/docs/libro_evaluacion_financiera_de_proyectos_de_invers

ANEXOS

Anexo 1

Gráfico de Camisetas en keel cooler para relación de área requerida de enfriamiento

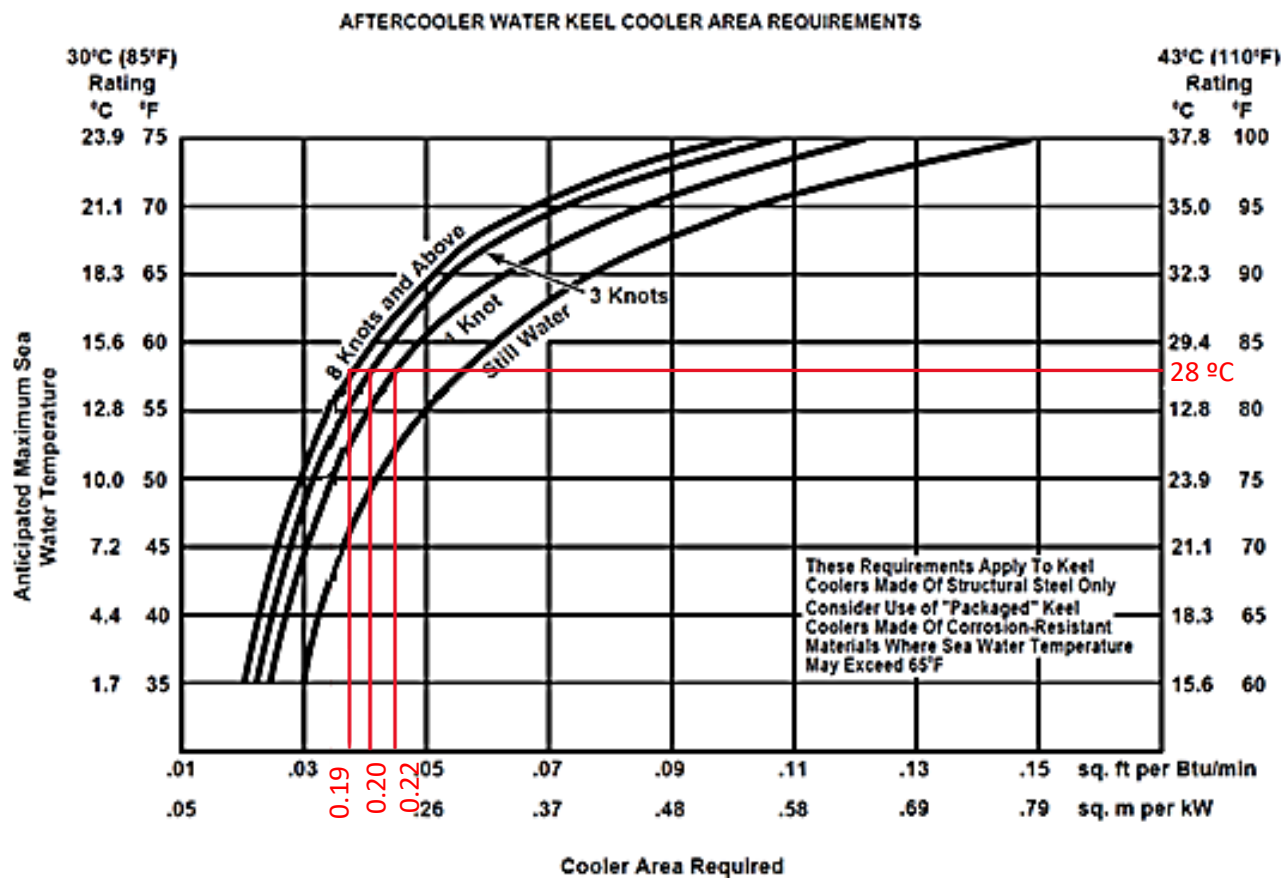


Nota. Gráfico según ASSEMBLY AND INSTALLATION GUIDE FERREYROS

para hallar constante de relación de área de enfriamiento. Fuente: (Caterpillar, 2017)

Anexo 2

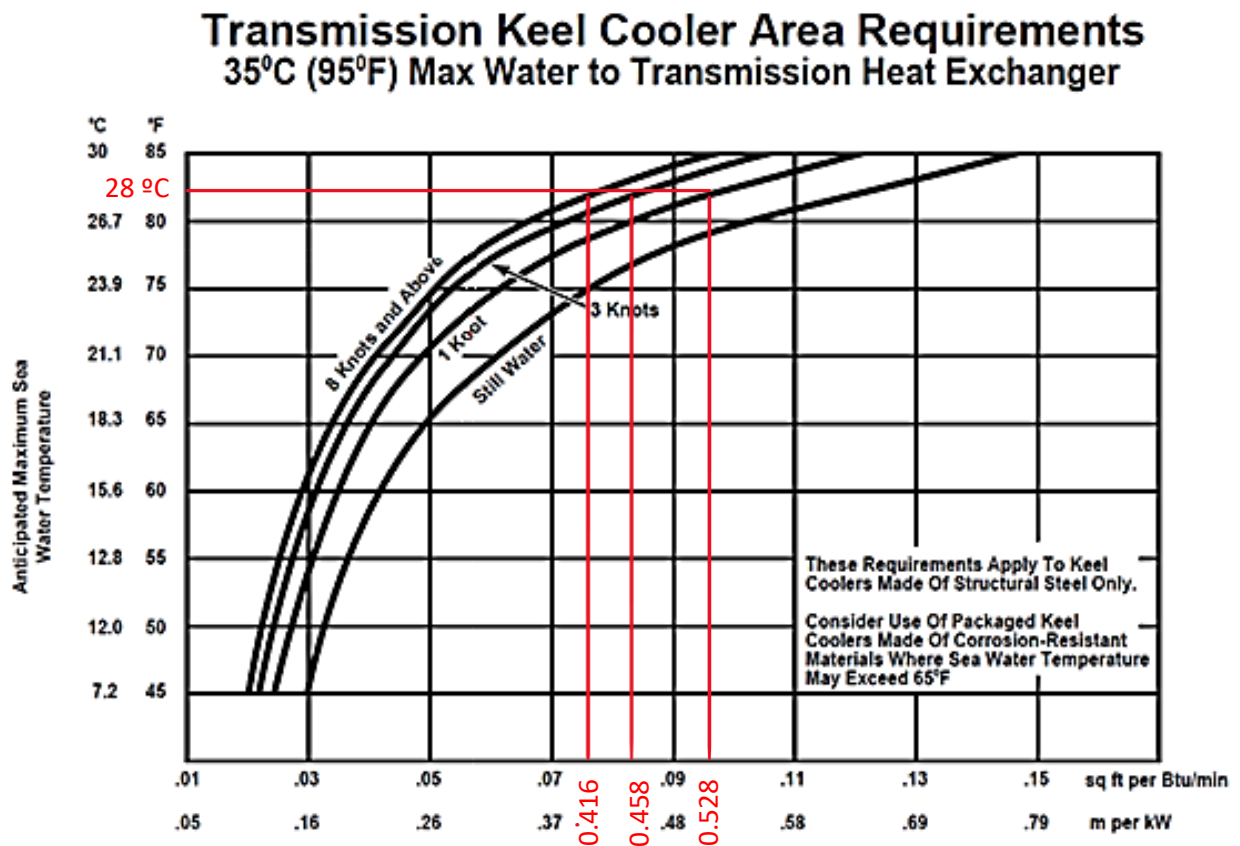
Gráfico Postenfriador en keel cooler para relación de área requerida de enfriamiento



Nota. Gráfico según ASSEMBLY AND INSTALLATION GUIDE FERREYROS para hallar constante de relación de área de enfriamiento. Fuente: (Caterpillar, 2017)

Anexo 3

Gráfico de Caja reductora en keel cooler para relación de área requerida de enfriamiento



Nota. Gráfico según ASSEMBLY AND INSTALLATION GUIDE FERREYROS

para hallar constante de relación de área de enfriamiento. Fuente: (Caterpillar, 2017)

Anexo 4

Ficha técnica motor CAT 3512 DITA



3512

MARINE PROPULSION

1224 mhp (1207 bhp) 900 kW



Image shown may not reflect actual Engine

SPECIFICATIONS

V-12, 4-Stroke-Cycle-Diesel

Displacement..... 51.8 L (3,161.03 in³)

Rated Engine Speed..... 1200

Bore..... 170.0 mm (6.69 in)

Stroke..... 190.0 mm (7.48 in)

Aspiration..... Turbocharged-Aftercooled

Governor..... Mechanical

Cooling System..... Heat Exchanger

Weight, Net Dry (approx.)..... 6,532 kg (14,401 lb)

Refill Capacity

Cooling System..... 156.8 L (41.4 gal)

Lube Oil System..... 613.2 L (162.0 gal)

Oil Change Interval..... 1000 hrs

Caterpillar Diesel Engine Oil 10W30 or 15W40

Deep Sump Oil Pan

Rotation (from flywheel end)..... Counterclockwise

Flywheel and Flywheel Housing..... SAE NO. 00

Flywheel Teeth..... 183

STANDARD ENGINE EQUIPMENT

Air Inlet System

Corrosion resistant coated jacket water aftercooler core, regular duty air cleaners with service indicator, dual turbochargers

Control System

3161 governor, air-fuel ratio control, remote positive locking governor control

Cooling System

Centrifugal non-self-priming auxiliary sea water pump, gear driven centrifugal jacket water pump, expansion tank, engine oil cooler, thermostats and housing

Exhaust System

Air-shielded watercooled exhaust manifold and turbocharger, round flanged outlet

Fuel System

RH fuel filter with service indicators, transfer pump

Instrumentation

RH instrument panel with gauges for engine oil pressure, engine water temperature, fuel pressure, oil filter differential pressure, service meter, tachometer

Lube System

Top mounted crankcase breather, RH oil filter with service indicators, RH oil level gauge, RH oil filler, gear type oil pump, deep oil pan

Mounting System

Ledge type engine mounting rails

Power Take-Offs

Accessory drive on upper RH and lower LH, two-sided front housing

Protection System

Oil pressure and water temperature alarm contactors, RH manual shutoff

General

Vibration damper and guard, Caterpillar yellow paint, lifting eyes (Engines for heat exchanger cooling do NOT include heat exchanger. Keel cooling conversion available.)

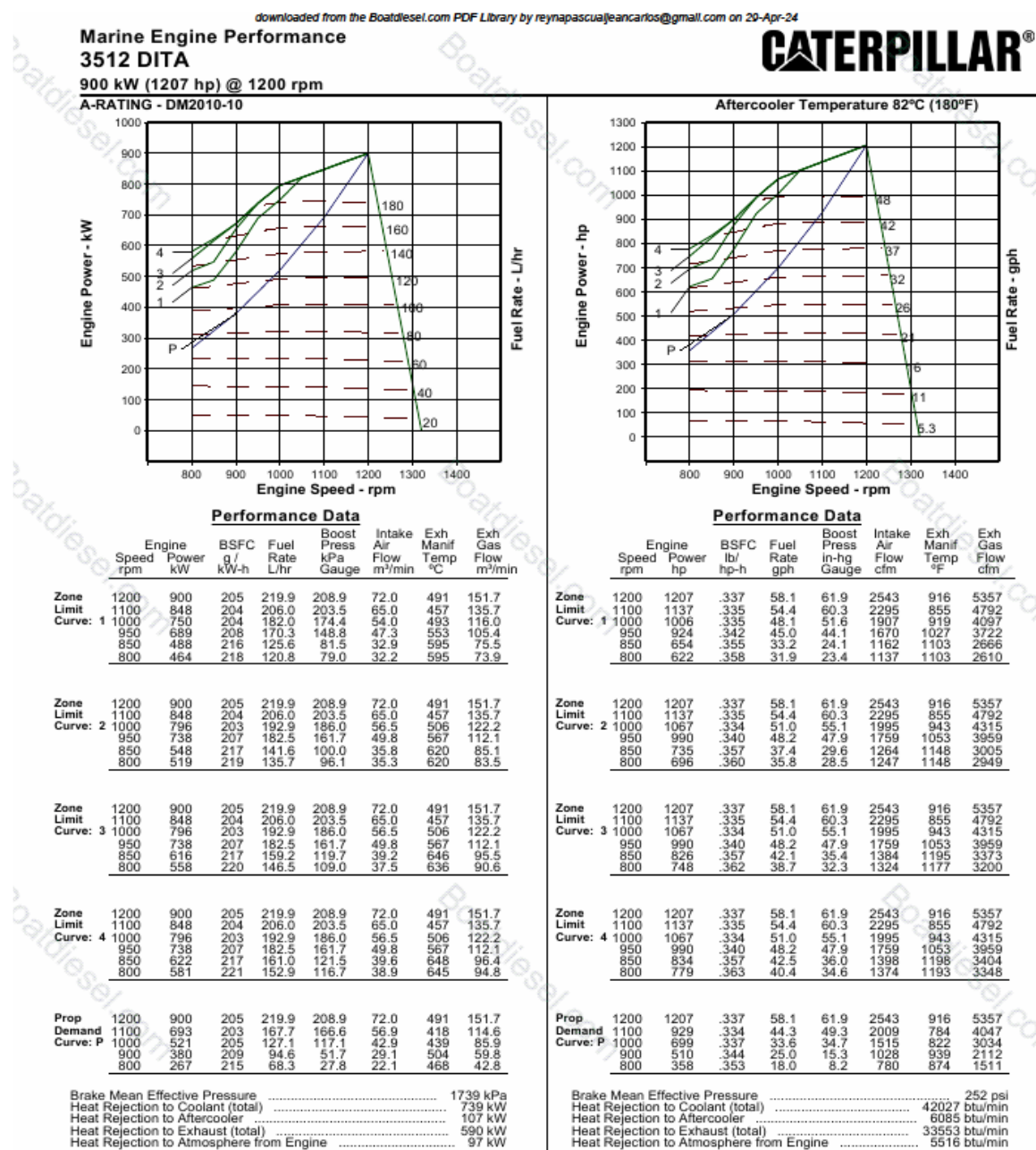
ISO Certification

Factory-designed systems built at Caterpillar ISO 9001:2000 certified facilities

Nota. Ficha consultada en (Boat Diesel, 2024)

Anexo 5

Curvas de rendimiento motor CAT 3512 DITA



PD-DM2010-10.pdf

Created on 04/28/2005 07:11

© 2005 Caterpillar All Rights Reserved

downloaded from the Boatdiesel.com PDF Library by reynapascualjeancarlos@gmail.com on 20-Apr-24

Nota. De esta tabla se toma los datos teóricos para los cálculos del informe. Consultado en (Boat Diesel, 2024)

Anexo 6

Especificaciones Técnicas de los tubos de cobre en el box cooler



**Emil Müller GmbH
Metallwerk – Hespert**
Tubes in Copper
and Copper-Alloys

EMH-Brass Tubes in CuZn20Al2As

CuZn20Al2As is a special brass with excellent corrosion resistance due to the addition of aluminium and arsenic. This material is primarily used for condenser tubes and finned tubes for river and domestic water applications.

Chemical Composition *	
Cu	78 %
Zn	Rest
Al	2 %
As	0.04 %

* Standard values in % by weight

Material Description	
EN	CuZn20Al2As, CW702R
UNS	C68700
DIN*	CuZn20Al, 2.0460
BS*	CZ110
NF*	Cu-Zn22Al

* former national standards

Physical Properties *	
Electrical conductivity	
MS/m	12.5
% IACS	22
Thermal conductivity	
W/(m·K)	100
Thermal expansion coefficient	
(0 – 300 °C) 10 ⁻⁶ /K	19.0
Density	
g/cm ³	8.3
Modulus of elasticity	
GPa	103

* Standard values at room temperature
1 GPa = 1 kN/mm²
1 MS/m = 1 mΩ · mm

Processing Properties	
Forming	
Machinability (CuZn36Pb3 = 100%)	30 %
Cold forming	fair
Hot forming	fair
Joining	
Resistance welding	fair
Inert gas shielded arc welding	good
Hard soldering	fair
Soft soldering	poor

Surface Treatment	
Polishing	
mechanical	excellent
electrolytical	excellent
Electroplating	
	excellent

Heat Treatment	
Melting point	930 – 970 °C
Hot forming	750 – 820 °C
Soft annealing	700 – 750 °C, 1-3h
Thermal stress-relieving	550 – 600 °C, 1-3h

Corrosion Resistance	
Special brass alloys have in general an excellent resistance to corrosion. This alloy has an excellent resistance as far as sea water is concerned and is also not prone to dezincification.	

Mechanical Properties (obtainable values, depending on the dimension and form)		
Standard values	from (soft)	to (hard)
R _m [MPa]	340	430
R _{p0.2} [MPa]	120	200
A ₅ [%]	45	50
HB	65	95



Emil Müller GmbH Metallwerk – Hespert • An der Autobahn 1 • 51580 Reichshof-Hespert • Germany
Phone +49 - 2263 - 993 - 0 • Fax +49-2263-99 33 99 • info@mueller-hespert.de • www.mueller-hespert.de

Nota. De este apartado se toma la conductividad térmica del material. Consultado en (Emil Müller Metallwerk, 2024)

Anexo 7

Tabla de propiedades del agua saturada

TABLA A-9

Propiedades del agua saturada

Temp., T °C	Presión de saturación, P _{sat} , kPa	Densidad, ρ , kg/m ³		Entalpia de vaporización, h _{fg} , kJ/kg	Calor específico, c _p , J/kg · K		Conductividad térmica, k W/m · K		Viscosidad dinámica, μ , kg/m · s		Número de Prandtl, Pr		Coeficiente de expansión volumétrica, β 1/K
		Líquido	Vapor		Líquido	Vapor	Líquido	Vapor	Líquido	Vapor	Líquido	Vapor	
0.01	0.6113	999.8	0.0048	2 501	4 217	1 854	0.561	0.0171	1.792 × 10 ⁻³	0.922 × 10 ⁻⁶	13.5	1.00	-0.068 × 10 ⁻³
5	0.8721	999.9	0.0068	2 490	4 205	1 857	0.571	0.0173	1.519 × 10 ⁻³	0.934 × 10 ⁻⁶	11.2	1.00	0.015 × 10 ⁻³
10	1.2276	999.7	0.0094	2 478	4 194	1 862	0.580	0.0176	1.307 × 10 ⁻³	0.946 × 10 ⁻⁶	9.45	1.00	0.733 × 10 ⁻³
15	1.7051	999.1	0.0128	2 466	4 186	1 863	0.589	0.0179	1.138 × 10 ⁻³	0.959 × 10 ⁻⁶	8.09	1.00	0.138 × 10 ⁻³
20	2.339	998.0	0.0173	2 454	4 182	1 867	0.598	0.0182	1.002 × 10 ⁻³	0.973 × 10 ⁻⁶	7.01	1.00	0.195 × 10 ⁻³
25	3.169	997.0	0.0231	2 442	4 180	1 870	0.607	0.0186	0.891 × 10 ⁻³	0.987 × 10 ⁻⁶	6.14	1.00	0.247 × 10 ⁻³
30	4.246	996.0	0.0304	2 431	4 178	1 875	0.615	0.0189	0.798 × 10 ⁻³	1.001 × 10 ⁻⁶	5.42	1.00	0.294 × 10 ⁻³
35	5.628	994.0	0.0397	2 419	4 178	1 880	0.623	0.0192	0.720 × 10 ⁻³	1.016 × 10 ⁻⁶	4.83	1.00	0.337 × 10 ⁻³
40	7.384	992.1	0.0512	2 407	4 179	1 885	0.631	0.0196	0.653 × 10 ⁻³	1.031 × 10 ⁻⁶	4.32	1.00	0.377 × 10 ⁻³
45	9.593	990.1	0.0655	2 395	4 180	1 892	0.637	0.0200	0.596 × 10 ⁻³	1.046 × 10 ⁻⁶	3.91	1.00	0.415 × 10 ⁻³
50	12.35	988.1	0.0831	2 383	4 181	1 900	0.644	0.0204	0.547 × 10 ⁻³	1.062 × 10 ⁻⁶	3.55	1.00	0.451 × 10 ⁻³
55	15.76	985.2	0.1045	2 371	4 183	1 908	0.649	0.0208	0.504 × 10 ⁻³	1.077 × 10 ⁻⁶	3.25	1.00	0.484 × 10 ⁻³
60	19.94	983.3	0.1304	2 359	4 185	1 916	0.654	0.0212	0.467 × 10 ⁻³	1.093 × 10 ⁻⁶	2.99	1.00	0.517 × 10 ⁻³
65	25.03	980.4	0.1614	2 346	4 187	1 926	0.659	0.0216	0.433 × 10 ⁻³	1.110 × 10 ⁻⁶	2.75	1.00	0.548 × 10 ⁻³
70	31.19	977.5	0.1983	2 334	4 190	1 936	0.663	0.0221	0.404 × 10 ⁻³	1.126 × 10 ⁻⁶	2.55	1.00	0.578 × 10 ⁻³
75	38.58	974.7	0.2421	2 321	4 193	1 948	0.667	0.0225	0.378 × 10 ⁻³	1.142 × 10 ⁻⁶	2.38	1.00	0.607 × 10 ⁻³
80	47.39	971.8	0.2935	2 309	4 197	1 962	0.670	0.0230	0.355 × 10 ⁻³	1.159 × 10 ⁻⁶	2.22	1.00	0.633 × 10 ⁻³
85	57.83	968.1	0.3536	2 296	4 201	1 977	0.673	0.0235	0.333 × 10 ⁻³	1.176 × 10 ⁻⁶	2.08	1.00	0.670 × 10 ⁻³
90	70.14	965.3	0.4235	2 283	4 206	1 993	0.675	0.0240	0.315 × 10 ⁻³	1.193 × 10 ⁻⁶	1.96	1.00	0.702 × 10 ⁻³
95	84.55	961.5	0.5045	2 270	4 212	2 010	0.677	0.0246	0.297 × 10 ⁻³	1.210 × 10 ⁻⁶	1.85	1.00	0.716 × 10 ⁻³
100	101.33	957.9	0.5978	2 257	4 217	2 029	0.679	0.0251	0.282 × 10 ⁻³	1.227 × 10 ⁻⁶	1.75	1.00	0.750 × 10 ⁻³
110	143.27	950.6	0.8263	2 230	4 229	2 071	0.682	0.0262	0.255 × 10 ⁻³	1.261 × 10 ⁻⁶	1.58	1.00	0.798 × 10 ⁻³
120	198.53	943.4	1.121	2 203	4 244	2 120	0.683	0.0275	0.232 × 10 ⁻³	1.296 × 10 ⁻⁶	1.44	1.00	0.858 × 10 ⁻³
130	270.1	934.6	1.496	2 174	4 263	2 177	0.684	0.0288	0.213 × 10 ⁻³	1.330 × 10 ⁻⁶	1.33	1.01	0.913 × 10 ⁻³
140	361.3	921.7	1.965	2 145	4 286	2 244	0.683	0.0301	0.197 × 10 ⁻³	1.365 × 10 ⁻⁶	1.24	1.02	0.970 × 10 ⁻³
150	475.8	916.6	2.546	2 114	4 311	2 314	0.682	0.0316	0.183 × 10 ⁻³	1.399 × 10 ⁻⁶	1.16	1.02	1.025 × 10 ⁻³
160	617.8	907.4	3.256	2 083	4 340	2 420	0.680	0.0331	0.170 × 10 ⁻³	1.434 × 10 ⁻⁶	1.09	1.05	1.145 × 10 ⁻³
170	791.7	897.7	4.119	2 050	4 370	2 490	0.677	0.0347	0.160 × 10 ⁻³	1.468 × 10 ⁻⁶	1.03	1.05	1.178 × 10 ⁻³
180	1 002.1	887.3	5.153	2 015	4 410	2 590	0.673	0.0364	0.150 × 10 ⁻³	1.502 × 10 ⁻⁶	0.983	1.07	1.210 × 10 ⁻³
190	1 254.4	876.4	6.388	1 979	4 460	2 710	0.669	0.0382	0.142 × 10 ⁻³	1.537 × 10 ⁻⁶	0.947	1.09	1.280 × 10 ⁻³
200	1 553.8	864.3	7.852	1 941	4 500	2 840	0.663	0.0401	0.134 × 10 ⁻³	1.571 × 10 ⁻⁶	0.910	1.11	1.350 × 10 ⁻³
220	2 318	840.3	11.60	1 859	4 610	3 110	0.650	0.0442	0.122 × 10 ⁻³	1.641 × 10 ⁻⁶	0.865	1.15	1.520 × 10 ⁻³
240	3 344	813.7	16.73	1 767	4 760	3 520	0.632	0.0487	0.111 × 10 ⁻³	1.712 × 10 ⁻⁶	0.836	1.24	1.720 × 10 ⁻³
260	4 688	783.7	23.69	1 663	4 970	4 070	0.609	0.0540	0.102 × 10 ⁻³	1.788 × 10 ⁻⁶	0.832	1.35	2.000 × 10 ⁻³
280	6 412	750.8	33.15	1 544	5 280	4 835	0.581	0.0605	0.094 × 10 ⁻³	1.870 × 10 ⁻⁶	0.854	1.49	2.380 × 10 ⁻³
300	8 581	713.8	46.15	1 405	5 750	5 980	0.548	0.0695	0.086 × 10 ⁻³	1.965 × 10 ⁻⁶	0.902	1.69	2.950 × 10 ⁻³
320	11 274	667.1	64.57	1 239	6 540	7 900	0.509	0.0836	0.078 × 10 ⁻³	2.084 × 10 ⁻⁶	1.00	1.97	—
340	14 586	610.5	92.62	1 028	8 240	11 870	0.469	0.110	0.070 × 10 ⁻³	2.255 × 10 ⁻⁶	1.23	2.43	—
360	18 651	528.3	144.0	720	14 690	25 800	0.427	0.178	0.060 × 10 ⁻³	2.571 × 10 ⁻⁶	2.06	3.73	—
374.14	22 090	317.0	317.0	0	—	—	—	—	0.043 × 10 ⁻³	4.313 × 10 ⁻⁶	—	—	—

Nota. Tabla de propiedades del agua saturada Apéndice 1, Tabla A – 9. Consultado en (Cengel & Ghajar, 2011)

Anexo 8

Datos tomados en labores de faena embarcación TASA 413

FAENA 29 DE MAYO DEL 2024			FAENA 01 DE JUNIO DEL 2024		
PARÁMETRO	SALIDA	RETORNO	PARÁMETRO	SALIDA	RETORNO
RPM	1222	1222	RPM	1105	1220
Velocidad	10.5 nudos	10.5 nudos	Velocidad	11 nudos	11 nudos
Presión de aceite	60 PSI	60 PSI	Presión de aceite	59 PSI	58 PSI
Presión en la caja	330 PSI	330 PSI	Presión en la caja	330 PSI	330 PSI
Presión del combustible	72 PSI	70 PSI	Presión del combustible	73 PSI	78 PSI
Temperatura Box cooler motor	64 °C	65 °C	Temperatura Box cooler motor	56 °C	60 °C
Temperatura box cooler caja	33 °C	34 °C	Temperatura box cooler caja	34 °C	37 °C
Temperatura agua	80 °C	80 °C	Temperatura agua	77 °C	79 °C
Temperatura aire	80 °C	80 °C	Temperatura aire	75 °C	80 °C
Temperatura aceite	85 °C	85 °C	Temperatura aceite	80 °C	82 °C
Temperatura caja	58 °C	59 °C	Temperatura caja	55 °C	55 °C
Temperatura combustible	46 °C	41 °C	Temperatura combustible	43 °C	46 °C
Carga de bodega	0 TN	280 TN	Carga de bodega	0 TN	200 TN

FAENA 03 DE JUNIO DEL 2024			FAENA 02 DE JUNIO DEL 2024		
PARÁMETRO	SALIDA	RETORNO	PARÁMETRO	SALIDA	RETORNO
RPM	1231	1222	RPM	1243	1240
Velocidad	11.4 nudos	11.5 nudos	Velocidad	10 nudos	12 nudos
Presión de aceite	59 PSI	58 PSI	Presión de aceite	60 PSI	59 PSI
Presión en la caja	330 PSI	330 PSI	Presión en la caja	330 PSI	330 PSI
Presión del combustible	75 PSI	75 PSI	Presión del combustible	73 PSI	75 PSI
Temperatura Box cooler motor	71 °C	64 °C	Temperatura Box cooler motor	63 °C	66 °C
Temperatura box cooler caja	42 °C	37 °C	Temperatura box cooler caja	31 °C	39 °C
Temperatura agua	82 °C	79 °C	Temperatura agua	77 °C	79 °C
Temperatura aire	83 °C	81 °C	Temperatura aire	79 °C	87 °C
Temperatura aceite	88 °C	87 °C	Temperatura aceite	80 °C	82 °C
Temperatura caja	62 °C	62 °C	Temperatura caja	55 °C	60 °C
Temperatura combustible	47 °C	46 °C	Temperatura combustible	45 °C	48 °C
Carga de bodega	0 TN	220 TN	Carga de bodega	0 TN	220 TN

Nota. Datos tomados por operario motorista en labores de pesca. Fuente: Motorista de embarcación TASA 413

Anexo 9

Ficha técnica de equipo box cooler de doble circuito Blokland



Calculation boxcooler double circuit

Date 20-11-2020

Customer : TECNOLÓGICA DE ALIMENTOS, S.A.
Project : CAT 3512 895 kW/1200 hp@1200 rpm-JW / Gearbox

Engine

Engine : CAT
Type : 3512
Output : 895 kW/1200 hp
Speed : 1200 rpm

Engine specification :

Application : propulsion

Boxcooler type : 1000B10-700-(800-5"DIN-4K/200-1½"DIN-4K)

Materials

Cover : S235JRG2
Tubeplate : CuZn38SnAl
Tubes : CuZn20Al2 ø12x0.8
Coating : Red Phenol based
Welding frame : S235JRG2
Flanges : S235JRG2
Class : -

Data

	HT	LT
Inlet temperature boxcooler	: 90.00 °C	48.26 °C
Flow coolant through boxcooler	: 73.20 m³/h	9.00 m³/h
Coolant	: Water	Water
Density (p)	: 968.62 kg/m³	988.05 kg/m³
Spec. heat capacity (c)	: 4.20 kJ/kgK	4.18 kJ/kgK
Ship speed	: 1 knots	1 knots
Rawwater temperature	: 28.00 °C	28.00 °C
Connections	: 5 inch	1½ inch
Heat rejection	: 747.00 kW	23.30 kW
Outlet temperature boxcooler	: 80.95 °C	46.00 °C
Cooling surface	: 18.80 m²	4.70 m²
Coolant speed in boxcooler	: 1.33 m/s	0.65 m/s
Extra surface	: 47.35 %	113.84 %
Pressure drop	: 0.10 bar	0.03 bar
Content boxcooler	: 54.76 dm³	13.69 dm³
Weight (empty)	: According to drawing	

Nota. Datos de ficha técnica consultado en (Lhalco Fluid technology, 2013)

Anexo 10*Cotización de equipo box cooler Duramax marine***COTIZACION 3852-24**

Lima, 18 de Mayo del 2024

Sres.-
SIMA CHIMBOTE
 Presente.-

Ref.: TASA 413

Por medio de la presente y en relación a vuestros requerimiento, adjunto encontrará nuestra cotización, de acuerdo a:

It	Cant	Und.	DESCRIPCION	V.Unit US\$	TOTAL US\$
1	25	Pz	<u>COATED BOX COOLER</u> MARCA: DURAMAX - CIRCUITO: HT/LT MODELO: 1000-B10-700 (800-5" DIN4K/200-1-1/2" DIN4K) INCLUYE: SISTEMA ICAF PARA LA ELIMINACION DE LAS INCRUSTACIONES MARINAS	17,750.00	443,750.00

CONDICIONES

Valor : Expresado en Dolares Americanos.
 I.G.V. : Agregar el 18%.
 Entrega : En almacenes de Lima o Callao.
 Plazo : 12 a 14 semanas.
 Pago : A tratar.
 Validez : 60 días.
 Garantía : 12 meses.

Agradecidos por la atención de la presente,
 Atentamente,

John Mayhuay**NAVALES S.A.C.**

RUC: 20498752234

Los Halcones 424 - Surquillo, Lima, Perú

Telf.: +51 (1) 421-7412 / +51 (1) 421-7466

Nota. Datos de cotización consultada en (Navales S.A.C, 2024)

Anexo 11

Presupuestos de Ventas SIMACH - Instalación y mantenimiento de keel cooler

	FORMATO	Código :	F-04-JDP-03-SCH
		Versión :	03
	PRESUPUESTO DE VENTAS SCH-JDP-AS-2024-0290	Fecha :	08-04-09
		Página :	1 - 2

REPARACION NAVAL

Embarcación : TASA-413	Cliente : TECNOLOGICA DE ALIMENTOS S.A.
Eslora : 150.69 Pies	R.U.C : 20100971772
Matrícula : PS-10850-PM	Dirección: JR.VITTORE SCARPAZZA CARPACCIO N°
Fabricante : ANDESA	250 URB. SAN BORJA NORTE (PISO 11
Rep.Legal : GONZALO DE ROMAÑA REY DE CASTRO	INT.1,2,3,4) LIMA-LIMA
Cod.Embarcac.: 28660	Teléfono : 01-6111400 Telefax :
	E-mail : ebuenanc@tasa.com.pe

ITEM	DESCRIPCION DEL TRABAJO	IMPORTE DOLARES (\$)
ARENADO Y PINTADO		3,040.00
ARENADO AL BLANCO		
020522	ARENADO AL BLANCO Y PINTADO (02) CAPAS EN ZONA INTERIOR DE INSTALACIÓN DEL KEEL COOLER.	480.00
020522	ARENADO AL BLANCO Y PINTADO (02) CAPAS EN ZONA DE INSTALACIÓN DE CANALETAS.	320.00
020522	ARENADO AL BLANCO Y PINTADO DE (01) CAPA DE PLANCHAS NUEVAS, PARA INSTALACIÓN DE KEEL COOLER Y CANALETAS.	640.00
PINTADO		
020627	PINTADO DE ZONAS QUEMADAS POR INSTALACIÓN DE KEEL COOLER Y CANALETAS.	320.00
020627	PINTADO DE 4 CAPAS DE KEEL COOLER Y CANALETAS DE ENFRIAMIENTO.	1,280.00
CALDERERIA Y SOLDADURA ESTRUCTURAS		20,350.00
CASCO REPARACION		
040301	HABILITADO, INSTALACIÓN Y SOLDEO DE PLANCHA PARA KEEL COOLER. 1. INCLUYE INSTALACIÓN DE QUILLOTES.	10,500.00
ADITAMENTOS CASCO EXTERIOR		
040607	HABILITADO, INSTALACIÓN Y SOLDEO DE PLANCHA PARA CANALETA DE ENFRIAMIENTO. 1. INCLUYE EL PLEGADO DE PLANCHA.	3,400.00
040607	HABILITADO, INSTALACIÓN Y SOLDEO TUBERÍAS DE VENTEO DE CANALETAS Y KEEL COOLER.	450.00
040607	CONFECCIÓN, INSTALACIÓN Y SOLDEO DE CARRETES DE INGRESO Y SALIDA DE LOS CIRCUITOS DE ENFRIAMIENTO.	600.00
040612	LAVADO POR RECIRCULACIÓN FLUSHING DE LOS (02) CIRCUITOS DE ENFRIAMIENTO, PARA LA LIMPIEZA INTERIOR DEL MISMO.	4,400.00
040612	CAMBIO Y LLENADO DE AGUA TRATADA DE LOS CIRCUITOS DE ENFRIAMIENTO.	600.00
040612	SUMINISTRO DE AGUA TRATADA PARA LOS CIRCUITOS DE ENFRIAMIENTO.	400.00

 SIMA	FORMATO	Código :	F-04-JDP-03-SCH
		Versión :	03
	PRESUPUESTO DE VENTAS SCH-JDP-AS-2024-0290	Fecha :	08-04-09
		Página :	2 - 2

REPARACION NAVAL

ITEM	DESCRIPCION DEL TRABAJO	IMPORTE DOLARES (\$)
PRUEBAS EN GENERAL		300.00
PRUEBA DE ESTANQUEIDAD		
170201	PRUEBAS ESTANQUEIDAD DE LOS (02) CIRCUITOS DE ENFRIAMIENTO.	300.00
ENSAYOS DE CONTROL DE CALIDAD		1,200.00
CALIBRACION DE ESPESORES		
190202	ENSAYOS NO DESTRUCTIVOS POR LÍQUIDOS PENETRANTES.	1,200.00

SUBTOTAL	US :	24,890.00
MAS 18.00 % I.G.V	US :	4,480.20
TOTAL :	US :	29,370.20

Son:

CHIMBOTE 18 Julio 2021

Capitán de Fragata
Alfonso NIETO Delgado
Jefe Departamento de Producción Astillero
SIMA CHIMBOTE

NOTA : Forman parte del presente presupuesto, las condiciones generales y económicas que se adjuntan.

 SIMA	FORMATO	Código :	F-04-JDP-03-SCH
		Versión :	03
	PRESUPUESTO DE VENTAS SCH-JDP-AS-2024-0290	Fecha :	08-04-09
		Página :	1 - 2

REPARACION NAVAL

Embarcación : TASA-413	Cliente : TECNOLOGICA DE ALIMENTOS S.A.
Eslora : 150.69 Pies	R.U.C : 20100971772
Matrícula : PS-10850-PM	Dirección: JR.VITTORE SCARPAZZA CARPACCIO N°
Fabricante : ANDESA	250 URB. SAN BORJA NORTE (PISO 11
Rep.Legal : GONZALO DE ROMAÑA REY DE CASTRO	INT.1,2,3,4) LIMA-LIMA
Cod.Embarcac.: 28660	Teléfono : 01-6111400 Telefax :
	E-mail : ebuenanc@tasa.com.pe

ITEM	DESCRIPCION DEL TRABAJO	IMPORTE DOLARES (\$)
ARENADO Y PINTADO		850.00
LIMPIEZA DE FONDO		
020103	DESENGRASADO E HIDROLAVADO DEL KEEL COOLER.	230.00
020103	DESENGRASADO E HIDROLAVADO DE CANALETA DE ENFRIAMIENTO.	150.00
ARENADO AL BLANCO		
020522	ARENADO AL BLANCO Y PINTADO DE (01) CAPA DE PLANCHAS NUEVAS, PARA LAS VENTANAS DEL KEEL COOLER Y CANALETA.	120.00
020522	ARENADO PUNTUAL Y PINTADO DE ZONAS QUEMADAS POR INSTALACIÓN DE VENTANAS DEL KEEL COOLER Y CANALETAS.	350.00
CALDERERIA Y SOLDADURA ESTRUCTURAS		6,920.00
CASCO REPARACION		
040301	POSIBLE CAMBIO DE PLANCHA POR DAÑO	600.00
ADITAMENTOS CASCO EXTERIOR		
040612	LAVADO POR RECIRCULACIÓN FLUSHING DE LOS (02) CIRCUITOS DE ENFRIAMIENTO, PARA LA LIMPIEZA INTERIOR DEL MISMO.	3,200.00
040612	CAMBIO Y LLENADO DE AGUA TRATADA DE LOS CIRCUITOS DE ENFRIAMIENTO.	600.00
040612	SUMINISTRO DE AGUA TRATADA PARA LOS CIRCUITOS DE ENFRIAMIENTO.	400.00
040630	APERTURA Y CIERRE DE (12) VENTANAS EN EL KEEL COOLER PARA EVACUACIÓN DE AGUA.	1,200.00
040630	APERTURA Y CIERRE DE (04) VENTANAS EN CANALETAS PARA EVACUACIÓN DE AGUA.	400.00
040630	EVACUACIÓN DE AGUA DEL KEEL COOLER. CANALETAS PARA EVACUACIÓN DE AGUA.	320.00
040630	EVACUACIÓN DE AGUA DE CANALETA DE ENFRIAMIENTO.	200.00
PRUEBAS EN GENERAL		300.00
PRUEBA DE ESTANQUEIDAD		
170201	PRUEBAS ESTANQUEIDAD DE LOS (02) CIRCUITOS DE ENFRIAMIENTO.	300.00
ENSAYOS DE CONTROL DE CALIDAD		300.00
CALIBRACION DE ESPESORES		
190201	CALIBRACIÓN DE ESPESOR DE PLANCHA DE KEEL COOLER Y CANALETA DE ENFRIAMIENTO.	180.00

Av. Los Pescadores N° 151 Zona Industrial "27 de Octubre" - Chimbote
 Central Tels.: (51-43) 350721 - 351045 - <http://www.sima.com.pe>
 Jefatura Simach: Telf. (51-43) 350722 - e-mail: mdelgado@simach.com.pe
 Jefatura Departamento de Producción Astillero: Telefax. (51-43) 350724 - e-mail: arrieto@simach.com.pe

 SIMA	FORMATO	Código :	F-04-JDP-03-SCH
		Versión :	03
	PRESUPUESTO DE VENTAS SCH-JDP-AS-2024-0290	Fecha :	08-04-09
		Página :	2 - 2

REPARACION NAVAL

ITEM	DESCRIPCION DEL TRABAJO	IMPORTE DOLARES (\$)
ENSAYOS DE CONTROL DE CALIDAD		300.00
CALIBRACION DE ESPESORES		
190202 ENSAYOS NO DESTRUCTIVOS POR LÍQUIDOS PENETRANTES.		120.00

SUBTOTAL	US :	8,370.00
MAS 18.00 % I.G.V	US :	1,506.60
TOTAL :	US :	9,876.60

Son:

CHIMBOTE 18 Julio 2021

Capitán de Fragata
Alfonso NIETO Delgado
Jefe Departamento de Producción Astillero
SIMA CHIMBOTE

NOTA : Forman parte del presente presupuesto, las condiciones generales y económicas que se adjuntan.

Nota. Presupuestos tomados de (SIMACH, 2021)

Anexo 12

Presupuestos de Ventas SIMACH - Instalación y mantenimiento de box cooler

	FORMATO	Código :	F-04-JDP-03-SCH
		Versión :	03
	PRESUPUESTO DE VENTAS SCH-JDP-AS-2024-0290	Fecha :	08-04-09
		Página :	1 - 3

REPARACION NAVAL

Embarcación : TASA-413	Cliente : TECNOLOGICA DE ALIMENTOS S.A.
Eslora : 150.69 Pies	R.U.C : 20100971772
Matrícula : PS-10850-PM	Dirección: JR.VITTORE SCARPAZZA CARPACCIO N°
Fabricante : ANDESA	250 URB. SAN BORJA NORTE (PISO 11
Rep. Legal : GONZALO DE ROMAÑA REY DE CASTRO	INT.1,2,3,4) LIMA-LIMA
Cod.Embarcac.: 28660	Teléfono : 01-6111400 Telefax :
	E-mail : ebuenanc@tasa.com.pe

ITEM	DESCRIPCION DEL TRABAJO	IMPORTE DOLARES (\$)
ARENADO Y PINTADO		1,310.00
ARENADO AL BLANCO		
020522	ARENADO AL BLANCO DE COMPARTIMIENTO DE BOX COOLER UBICADO A SALA DE MÁQUINAS DE PROA BR.	456.00
020522	ARENADO AL BLANCO Y PINTADO DE (01) CAPA DE PLANCHAS NUEVAS, PARA ACONDICIONADO DE CAJA DE BOX COOLER.	400.00
PINTADO		
020627	PINTADO DE COMPARTIMIENTO DE BOX COOLER CON 04 CAPAS DE PROA BR.	304.00
LIMPIEZA MECANICA		
020701	PREPARACIÓN MECÁNICA PUNTUAL EN ZONAS QUEMADAS DEL BOX COOLER LADO ER, A CONSECUENCIA DE TRABAJOS DE CALDERERÍA Y SOLDADURA.	150.00
ANODOS Y REJILLAS		160.00
ANODOS		
030101	INSTALACIÓN DE (04) ÁNODOS DE ZINC EN INTERIOR DE CAJA BOX COOLER.	60.00
REJILLAS TOMA DE MAR		
030202	ENCEMENTADO DE (04) REJILLAS DE BOX COOLER	100.00
CALDERERIA Y SOLDADURA ESTRUCTURAS		11,200.00
ADITAMENTOS CASCO INTERIOR		
040739	ACONDICIONADO DE CAJA DEL BOX COOLER	2,700.00
	COMPRENDE:	
	1.MANIOBRAS PARA INGRESO A SALA DE MÁQUINAS DE LAS PLANCHAS PARA LOS MAMPAROS Y CUBIERTAS EN EL ACONDICIONADO DEL TANQUE, DESDE LA BODEGA DE PROA BABOR HACIA SALA DE MÁQUINAS, PARA LO CUAL SE REALIZÓ LO SIGUIENTE:	
	A.MANIOBRAS PARA EL INGRESO DE LAS PLANCHAS.	
	B.DESMONTAJE DE UN DESAGUADOR TUBULAR DE BODEGA PROA BABOR.	
	C.DESTAJOS EN MARCO DE ESCOTILLA DE BODEGA, LUEGO SE VOLVIÓ A SOLDAR.	
	D.DESMONTAJE Y MONTAJE DE BARANDA DE ESCALERA DE BAJADA A SALA DE MÁQUINAS.	
	2.REMOCIÓN, REINSTALACIÓN Y SOLDEO DE UNA CUADERNA PARA INGRESO DEL DEFLECTOR.	
	3.INSTALACIÓN DE PLATINAS EN INTERIOR Y EXTERIOR	

 SIMA	FORMATO	Código :	F-04-JDP-03-SCH
		Versión :	03
	PRESUPUESTO DE VENTAS SCH-JDP-AS-2024-0290	Fecha :	08-04-09
		Página :	2 - 3

REPARACION NAVAL

ITEM	DESCRIPCION DEL TRABAJO	IMPORTE DOLARES (\$)
CALDERERIA Y SOLDADURA ESTRUCTURAS		11,200.00
ADITAMENTOS CASCO INTERIOR		
	DEL BOX COOLER PARA DAR CONTINUIDAD ESTRUCTURAL Y TOPE.	
	4. PLANCHADO DE CASCO EN ZONA DE LAS VENTANAS DEL BOX COOLER PORQUE SE DEFORMÓ.	
040739	CONFECCIÓN DE REFUERZOS PARA EL ACONDICIONADO DE TANQUE EN LA CAJA BOX COOLER.	2,500.00
	1. INCLUYE CONFECCIÓN DE (02) CUADERNAS Y REFORZAMIENTO DE MARCOS DE TAPAS EN EL ACONDICIONADO DEL TANQUE.	
040739	SUMINISTRO DE PLANCHA DE ACERO NAVAL ASTM A-131 DE: * 12.5 X 1,800 X 6,000 MM	1,500.00
040739	CONFECCIÓN DE MAMPARO Y SUS REFUERZOS HACIA PROA Y EL DEFLECTOR DE CUBIERTA. * PERFORADO DE MARCOS (DIVERSAS DIMENSIONES).	900.00
040739	HABILITADO, INSTALACIÓN Y SOLDEO DE (04) PLACAS PARA ÁNODOS DE ZINC EN EL INTERIOR DE BOX COOLER.	300.00
040739	HABILITADO, INSTALACIÓN Y SOLDEO DE UNA BASE PARA ÁNODO DE COBRE.	550.00
040739	INSTALACIÓN DE BASE DE BOX COOLER SOBRE LA CUBIERTA DE CAJA ACONDICIONADA. * INCLUYE INSTALACIÓN DE UNA PRENSAESTOPA	550.00
040739	CONFECCIÓN E INSTALACIÓN DE TAPAS DE BOX COOLER. RECORTE DE AGUJEROS EN EL CASCO LATERAL Y CASCO FONDO LADO BR PARA TAPAS DEL BOX COOLER. HABILITADO Y ARMADO DE TAPAS DEL BOX COOLER, EL SOLDEO DE TUERCAS INOXIDABLES. INSTALACIÓN DE LOS CÁNCAMOS DE SUJECCIÓN. MONTAJE DE TAPAS DE BOX COOLER.	2,200.00
SISTEMA ELECTRICO ELECTRONICO		1,200.00
INSTALACION SISTEMA ELECTRICO ELECTRONICO		
100201	INSTALACIÓN DEL SISTEMA ELÉCTRICO PARA CONTROL GALVÁNICO.	1,200.00
EQUIPAMIENTO Y MAQUINARIA (MONT/DESMOT/ANCLAJE)		1,350.00
EQUIPAMIENTO Y MAQUINARIA (MONT/DESMOT/ANCLAJE)		
160102	MANIOBRA NECESARIA PARA LA INTRODUCCIÓN Y MONTAJE DEL BOX COOLER PARA EL CIRCUITO DE ENFRIAMIENTO DEL MOTOR PRINCIPAL. * SE INCLUYE EL MONTAJE DE ÁNODO DE COBRE.	1,350.00

	FORMATO	Código :	F-04-JDP-03-SCH
		Versión :	03
	PRESUPUESTO DE VENTAS SCH-JDP-AS-2024-0290	Fecha :	08-04-09
		Página :	3 - 3

REPARACION NAVAL

ITEM	DESCRIPCION DEL TRABAJO	IMPORTE DOLARES (\$)
ENSAYOS DE CONTROL DE CALIDAD		700.00
CALIBRACION DE ESPESORES		
	190202 ENSAYOS NO DESTRUCTIVOS POR LÍQUIDOS PENETRANTES.	700.00
	1. INJERTO DE PLANCHA EN ZONA DE BOX COOLER BR.	
	2. INJERTO DE PLANCHA EN MAMPARO TRANSVERSAL DE BOX COOLER.	
	3. CUBIERTA Y BASE DE BOX COOLER.	

SUBTOTAL	US :	15,920.00
MAS 18.00 % I.G.V	US :	2,865.60
TOTAL :	US :	18,785.60

Son:

CHIMBOTE 18 Julio 2021

Capitán de Fragata
Alfonso NIETO Delgado
Jefe Departamento de Producción Astillero
SIMA CHIMBOTE

NOTA : Forman parte del presente presupuesto, las condiciones generales y económicas que se adjuntan.

 SIMA	FORMATO	Código :	F-04-JDP-03-SCH
		Versión :	03
	PRESUPUESTO DE VENTAS SCH-JDP-AS-2024-0290	Fecha :	08-04-09
		Página :	1 - 2

REPARACION NAVAL

Embarcación : TASA-413	Cliente : TECNOLOGICA DE ALIMENTOS S.A.
Eslora : 150.69 Pies	R.U.C : 20100971772
Matrícula : PS-10850-PM	Dirección: JR.VITTORE SCARPAZZA CARPACCIO N°
Fabricante : ANDESA	250 URB. SAN BORJA NORIE (PISO 11
Rep.Legal : GONZALO DE ROMAÑA REY DE CASTRO	INT.1,2,3,4) LIMA-LIMA
Cod.Embarcac.: 28660	Teléfono : 01-6111400 Telefax :
	E-mail : ebuenanc@tasa.com.pe

ITEM	DESCRIPCION DEL TRABAJO	IMPORTE DOLARES (\$)
CALDERERIA Y SOLDADURA ESTRUCTURAS		2,800.00
ADITAMENTOS CASCO INTERIOR		
040739	DESMONTAJE, MANTENIMIENTO Y MONTAJE DEL BOX COOLER. EL CUAL CONSIDERA:	2,800.00
	1. DESMONTAJE Y MONTAJE DEL BOX COOLER.	
	2. DESMONTAJE Y MONTAJE DE TAPA SUPERIOR.	
	3. LAVADO CON ÁCIDO FOSFÓRICO DE LAS TUBERÍAS DEL BANCO DE TUBOS.	
	4. CAMBIO DE EMPAQUETADURAS.	
	5. PRUEBA DE ESTANQUEIDAD.	
SISTEMA ELECTRICO ELECTRONICO		600.00
INSTALACION SISTEMA ELECTRICO ELECTRONICO		
100201	MANTENIMIENTO PREVENTIVO DEL SISTEMA ELÉCTRICO.	600.00
	* CONSIDERANDO EL CAMBIO DE LOS ÁNODOS DE COBRE DEL SISTEMA GALVÁNICO. QUE SE REALIZAN CADA 6 AÑOS.	
EQUIPAMIENTO Y MAQUINARIA (MONT/DESMOT/ANCLAJE)		400.00
EQUIPAMIENTO Y MAQUINARIA (MONT/DESMOT/ANCLAJE)		
160102	MANIOBRA DE SALIDA E INGRESO DEL BOX COOLER	400.00

 SIMA	FORMATO	Código :	F-04-JDP-03-SCH
		Versión :	03
	PRESUPUESTO DE VENTAS SCH-JDP-AS-2024-0290	Fecha :	08-04-09
		Página :	2 - 2

REPARACION NAVAL

ITEM	DESCRIPCION DEL TRABAJO	IMPORTE DOLARES (\$)
	EQUIPAMIENTO Y MAQUINARIA (MONT/DESMOT/ANCLAJE)	400.00
	EQUIPAMIENTO Y MAQUINARIA (MONT/DESMOT/ANCLAJE) DE SALA DE MÁQUINAS.	

SUBTOTAL	US :	3,800.00
MAS 18.00 % I.G.V	US :	684.00
TOTAL :	US :	4,484.00

Son:

CHIMBOTE 18 Julio 2021

Capitán de Fragata
Alfonso NIETO Delgado
Jefe Departamento de Producción Astillero
SIMA CHIMBOTE

NOTA : Forman parte del presente presupuesto, las condiciones generales y económicas que se adjuntan.

Nota. Presupuestos tomados de (SIMACH, 2021)

