

MINISTERIO DE EDUCACIÓN SUPERIOR
INSTITUTO SUPERIOR MINERO METALÚRGICO DE MOA
“DR. ANTONIO NÚÑEZ JIMÉNEZ”
FACULTAD METALURGIA ELECTROMECAÁNICA
DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA MECÁNICA

TRABAJO DE DIPLOMA

En opción al título de Ingeniero Mecánico

Título: Cálculo verficativo del sistema de enfriamiento del aceite de los motores MAN 18V48/60B de la Central Diésel Eléctrica Moa.

Autor: Anneuvis Guíllarte Sanamé

Tutor: M.Sc. Carlos Salazar Oliva

Moa. 2016

“Año 58 de la Revolución”

DECLARACIÓN DE AUTORIDAD

Yo: Anneuvis Guilarte Sanamé, autor de este trabajo y el tutor M.Sc. Carlos Salazar Oliva, declaramos la propiedad intelectual del mismo al servicio del Instituto Superior Minero Metalúrgico y la empresa UEB Motores Fuel CDE Moa, para que dispongan de su uso cuando estimen conveniente.

Anneuvis Guilarte Sanamé

M.sc. Carlos Salazar Oliva

PENSAMIENTOS

“Hay una fuerza motriz más poderosa que el vapor, la electricidad y la energía atómica: la voluntad”.

“Es preciso hacer la inversión personal en el presente, para así prepararse para el futuro. Inversión personal en educación, inversión personal en disciplina, inversión personal en descubrimiento, inversión personal en ser buen padre de familia”

Albert Einstein

AGRADECIMIENTOS

La posibilidad de concluir este trabajo de diploma estuvo sustentada en la ayuda y colaboración de varias personas, el trabajo fue arduo y largo el camino transitado. Es por ello que dejo constancia de mi especial agradecimiento:

A Dios por darme la vida y la oportunidad de estudiar esta carrera, a mi familia siendo el motor impulsor y el entusiasmo de este logro, a mi tutor: Ms. Carlos por su apoyo y cooperación para la realización de este trabajo, porque en el momento preciso dio lo mejor de sí para que este día fuera posible, por su voluntad, orientación y dedicación absoluta durante el desarrollo de la investigación.

A los profesores del departamento de mecánica por contribuir de forma desinteresada a mi formación como ingeniero mecánico.

A los nombrados y demás personas que verdaderamente consideran merecer este sincero agradecimiento, y no he nombrado.

A Todos Muchas Gracias

El autor

DEDICATORIA

Cuando el culminar una meta deseada impone momentos de especial alegría, cuando se quiere resumir, los momentos de duda, dolor, nostalgia, se deben tener presente aquellas personas que por su dedicación y amor contribuyeron a la realidad que representa llegar hasta el final, en especial dedico este logro personal:

A Dios que es la razón de todo lo que soy, a mis padres Fidel y Milvia y mi hermana Annelis, por todo el amor que han sabido transmitirme y que están y estarán muy orgullosos de mí así como lo estoy yo de ellos, a mi esposa Yamila y a mi hijo Bryan que en las buenas y malas han estado a mi lado y han sabido comprenderme y brindarme su apoyo.

A todos les dedico este éxito.

El autor

RESUMEN

En la actualidad la elevada temperatura alcanzada por el aceite lubricante en el proceso de generación de energía de la Central Diésel Eléctrica de Moa, constituye un problema no resuelto en la empresa debido a las limitaciones de carga de los motores por tal motivo.

En el siguiente trabajo se realizó una evaluación energética del sistema de enfriamiento del aceite de los motores MAN 18V48/60B, en el que luego de examinar la parte teórica sobre el intercambiador de calor involucrado en el sistema con la consulta de diversas bibliografías relacionadas con el tema, se expusieron las metodologías para el cálculo verificativo del mismo usando los métodos de la diferencia de la temperatura media logarítmica y el de la efectividad y el número de unidades de transmisión.

Se expusieron los resultados que demuestran el buen funcionamiento del intercambiador y se propusieron alternativas para lograr el enfriamiento suficiente del aceite hasta 325.5K con la variación de las condiciones de operación como el aumento del flujo másico del agua refrigerante de 102-103kg/s, generando un ahorro por conceptos del costo de generación y consumo de aceite de 1616846.75 pesos en un periodo de 5 meses.

Finalmente se comprobó que las afectaciones medioambientales más importantes en el proceso de generación son las emisiones continuas de ruido y gases producto de la combustión interna de los grandes motores.

SUMMARY

In the present day the lofty temperature attained by the lubricating oil in the process of generation of energy of Moa's Central Electric Diesel, the company due to the charging limitations of the motors for such motive constitutes a not solved problem.

It accomplished an energetic evaluation of the cooling system of the oil of the MAN 18V48/60B motors in the following work, in the than right after examining the theoretic part on the inter-heat exchanger once the system with the consultation of various bibliographies related with the theme was involved in, it exposed the methodologies for the verificative calculation of the same using the methods of the log mean temperature difference and the effectiveness and the number of units of transmission.

It exposed the results that demonstrate the inter-heat exchanger's good functioning and alternatives were intended to get the cooling enough of the oil to 325.5K with the variation of the conditions of operation like the increase of the flow **másico** of the refrigerating water of 102-103kg/s, generating a saving by way of the cost of generation and consumption of oil of 1616846,75 **weights** in a period of 5 months.

The product of the internal combustion of the big motors finally verified that the environmental more important affectations in the process of generation are the tap issues of noise and gases.

ÍNDICE

INTRODUCCIÓN	1
CAPÍTULO I. MARCO TEÓRICO- METODOLÓGICO DE LA INVESTIGACIÓN	4
1.1- Introducción	4
1.2- Trabajos precedentes	4
1.3- Descripción del flujo tecnológico de la Central Diésel Eléctrica de Moa	7
1.3-1. Descripción del sistema de enfriamiento de los motores MAN 18V48/60B	8
1.4- Intercambiadores de calor de placas	11
1.4-1. Generalidades de los Intercambiadores de calor de placas	11
1.4-2. Componentes de los intercambiadores de calor de placas	12
1.4-3. Funcionamiento de los intercambiadores de calor de placas	14
1.4-4. Aplicaciones de los intercambiadores de placas	16
1.4-5. Tipos de intercambiadores de calor de placas	16
1.4-6. Ventajas de los intercambiadores de calor de placas	17
1.4-7. Inconvenientes y limitaciones de los intercambiadores de calor de placas ...	19
1.5- Caracterización del aceite lubricante de los motores MAN 18V48/60B	20
1.6- Caracterización del agua de enfriamiento	21
1.7- Conclusiones del capítulo I	23
CAPÍTULO 2. MÉTODO PARA EL CÁLCULO VERIFICATIVO DEL SISTEMA DE ENFRIAMIENTO DEL ACEITE DE LOS MOTORES MAN 18V48/60B	24
2.1. Introducción	24
2.2- Métodos para el cálculo verificativo de intercambiadores de calor de placas.	24
2.2.1- Método de la diferencia efectiva de temperatura.	24
2.2.2- Método de la efectividad y el número de unidades.	29
2.3- Características del intercambiador de calor del sistema de enfriamiento del aceite de los motores MAN18V48/60B.	33
2.4- Caracterización de la bomba de LT del sistema de enfriamiento del aceite	33
2.5- Algoritmo para el cálculo de intercambiadores de calor de placas.	35
2.6- Conclusiones del capítulo II	35
CAPÍTULO III. ANÁLISIS DE LOS RESULTADOS, VALORACIÓN ECONÓMICA E IMPACTO AMBIENTAL	36

3.1- Introducción	36
3.2- Sistema de medición empleado.....	36
3.3- Resultados de la experimentación.....	37
3.4- Resultados obtenidos en el análisis del proceso de enfriamiento del aceite de los motores objeto de estudio.	38
3.5- Análisis de los Resultados.....	39
3.6- Valoración económica	42
Figura 3.3. Costos de generación de la CDE Moa en el mes de Mayo.	43
3.7- Impacto ambiental	44
3.8- Conclusiones del Capítulo III.	47
CONCLUSIONES.....	48
RECOMENDACIONES	49
ANEXOS	50
REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS	61

INTRODUCCIÓN

El descubrimiento del fluido eléctrico al principio del siglo XIX se considera por mucho como el hallazgo científico más trascendental de la humanidad ya que desde su primera aplicación hasta la actualidad este fluido se ha revelado cada vez más imprescindible hasta el punto que hoy en día se hace difícil a cualquiera imaginar el mundo sin electricidad. Pero en el principio del siglo XXI en un mundo donde todo depende de energía, donde la demanda energética se acelera continuamente, y el precio del crudo asciende a picos nunca antes alcanzados; la humanidad se ve obligada a repensar su política energética en cuanto al manejo, uso y consumo del combustible. Sobre todo cuando el próximo agotamiento de las reservas mundiales está a punto de llevar al mundo al borde de una crisis energética sin precedente. También se deben considerar los problemas medioambientales como el calentamiento global y el efecto invernadero que fragiliza la Capa de Ozono. Repensar la política energética requiere ahorrar, gestionar y usar racionalmente lo que queda de este precioso fluido.

Resulta imprescindible en la situación actual de la economía cubana la reducción de la demanda del consumo de energía, de los costos asociados con ellos y con las inversiones capitales en los equipos eléctricos utilizados en las instalaciones industriales y de servicios. Esta necesidad está potenciada por el impacto medioambiental de las tecnologías energéticas. No existe duda alguna que la energía es la fuerza que mueve al mundo de la industria, y para hacer un uso más racional de la misma, en Cuba se han llevado a cabo vigentes esfuerzos encaminados a elevar la eficiencia de los procesos productivos de las diferentes ramas industriales, dada a la gran importancia que tiene el ahorro de la energía eléctrica expresándolo en la revolución energética que ha llevado a cabo por varios años nuestro país con vista a alcanzar los más altos rendimientos económicos.

Un ejemplo de esto es la Central Diésel Eléctrica de Moa, reciente inversión llevada a cabo en el municipio cuya capacidad de 184 MW, la destaca como el mayor grupo electrógeno de fuel oíl instalado en nuestro país con el objetivo de mejorar el voltaje en la región oriental y satisfacer la demanda energética de la Empresa Ferroníquel, ya que estará interconectada al Sistema Electro Energético Nacional (SEN) en forma sincronizada, siendo el control de frecuencia ajustado a 60 Hz impuesta por el SEN,

asegurando una confiabilidad de un 98,8 % de servicio ininterrumpido y con la posibilidad de generar por sí misma en isla para el municipio y/u otros. La planta Ferroníquel tendrá una demanda máxima de 120 MW ya que operará dos hornos que consumirán 45 MW cada uno, necesitando de un suministro estable de energía, con una confiabilidad de 98.5 %.

Fundamento de la investigación

Debido a la gran demanda energética es el constante funcionamiento de los motores MAN 18V48/60B, ya que trabajarían en régimen base con una explotación promedio anual de 7 830 horas produciendo una energía bruta de 1 296 648.0 MW/h y con un factor de utilización de un 90 % para su vida útil de 25 años.

Teniendo en cuenta esto es importante destacar el papel tan importante que juega el aceite lubricante en todo motor de combustión interna ya que asegura su vida útil y garantiza la máxima eficiencia. Hoy, la planta de Moa se está trabajando en riesgo debido a la elevada temperatura que alcanza el aceite lubricante en los motores. Es por ello necesaria la ejecución de investigaciones que permitan determinar la eficiencia térmica y proponer acciones que eleven el enfriamiento del aceite. En coordinación con lo antes mencionado se plantea como **problema** de la investigación:

Insuficiente enfriamiento del aceite en los motores MAN 18V48/60B de la Central Diésel Eléctrica Moa.

Como **objeto** de estudio:

El sistema de enfriamiento del aceite de los motores MAN 18V48/60B de la Central Diésel Eléctrica Moa.

Campo de acción:

Cálculo de los parámetros fundamentales del sistema de enfriamiento del aceite de los motores MAN 18V48/60B de la Central Diésel Eléctrica Moa.

Sobre la base del problema a resolver se establece la siguiente **hipótesis**:

El incremento del área de intercambio térmico en el sistema de enfriamiento del aceite de los motores MAN 18V48/60B garantizará su temperatura adecuada.

En correspondencia con la hipótesis anterior, se define como **objetivo** del trabajo:

Evaluar el sistema de intercambio térmico que garantiza el enfriamiento del aceite de los motores MAN 18V48/60B.

Objetivos específicos:

- ❖ *Determinar las limitaciones de las investigaciones precedentes relacionadas con los procesos de enfriamiento del aceite de los motores MAN 18V48/60B.*
- ❖ *Implementar el procedimiento para el cálculo de los parámetros fundamentales de eficiencia del proceso de enfriamiento del aceite de los motores MAN 18V48/60B.*

Para lograr el cumplimiento de los objetivos, se plantean las siguientes **tareas** del trabajo:

- ❖ *Establecimiento del marco teórico que sustenta la investigación a través del análisis de los trabajos precedentes y los principales fundamentos teóricos asociados al objeto de estudio.*
- ❖ *Caracterización de los fluidos involucrados en el sistema de enfriamiento del aceite de los motores MAN 18V48/60B.*
- ❖ *Establecimiento del procedimiento para el cálculo verificativo del intercambiador de calor del sistema de enfriamiento del aceite de los motores MAN 18V48/60B.*
- ❖ *Realización del análisis de los resultados y proposición de mejoras para el enfriamiento del aceite de los motores MAN 18V48/60B de la Central Diésel Eléctrica de Moa.*
- ❖ *Valoración de los impactos económicos y ambientales de la propuesta realizada.*

CAPÍTULO I. MARCO TEÓRICO- METODOLÓGICO DE LA INVESTIGACIÓN

1.1- Introducción

La tendencia actual hacia la racionalización y mejor aprovechamiento de esquemas e instalaciones de procesos industriales impone la necesidad de la eficiente utilización de la energía. Es por eso que los aparatos de intercambio térmico y su correcto dimensionado adquieren importancia creciente en el contexto técnico actual.

Los equipos en los que se efectúa el proceso de intercambio térmico entre dos o más sustancias a diferentes temperaturas se llaman “Equipos de transferencia de calor” o simplemente intercambiadores de calor. Este es un nombre genérico, ya que en algunos casos particulares este equipo recibe el nombre en dependencia de su objetivo tecnológico y características de diseño. Sin embargo, desde el punto de vista de la ingeniería todos los intercambiadores de calor tienen un propósito único: asegurar el intercambio térmico entre un fluido de trabajo y otro. Sus características determinan las condiciones generales del análisis de cualquier equipo de intercambio de calor, por lo que la descripción precisa de estos equipos constituye un aspecto importante cuando se proyectan o modifican los esquemas tecnológicos existentes. En tal sentido, el objetivo de este capítulo es establecer los fundamentos teóricos necesarios que den lugar a la descripción, clasificación y caracterización del intercambiador de calor adecuado que satisfaga la necesidad existente.

1.2- Trabajos precedentes

En el desarrollo de la investigación se consultaron diferentes libros de texto, tesis y artículos referidos al proceso de intercambio térmico. La revisión bibliográfica estuvo dirigida en dos líneas fundamentales: una, la información relacionada con el enfoque teórico – metodológico y la otra, los trabajos sobre el procedimiento de cálculo para los aparatos de intercambio térmico desde el punto de vista científico – técnico y práctico que se han efectuado en los últimos años.

El intercambiador de calor es un sistema físico que permite transferir calor entre dos fluidos separados por una pared sólida. El calor se transfiere sin que se produzca la mezcla de los fluidos (Incropera F. P. and David P. W., 2002).

Sirvió de ayuda la revisión de los principales trabajos de diploma que se han desarrollado en los últimos años en la temática de intercambio térmico, y es importante destacar el trabajo realizado por Betancourt (2005), el cual realiza la concepción, diseño y creación del software INTERC v1.12 que tiene como objetivo ejecutar el cálculo para la selección de intercambiadores de calor de tubos y coraza e intercambiadores de placas, tomando como base el procedimiento de cálculo y selección de intercambiadores de calor establecidos en la asignatura “Equipos de transferencia de calor”, perteneciente a la carrera de Ingeniería mecánica. Fue de gran ayuda también la tesis de Quintana el cual evalúa la eficiencia del licor amoniaco en intercambiadores de placas y tubos y coraza pertenecientes a la Empresa Ernesto Che Guevara. También fue de importancia la tesis de Juan Miguel Saburit diseña un nuevo sistema de enfriamiento de los cilindros del compresor 194 CM 1A de la Planta de Precipitación de Sulfuros de la Empresa Pedro Sotto Alba Moa Nickel S.A.

Resulta interesante la revisión de Mijeev et al. (1956), donde se examinan las tesis fundamentales de la teoría de la similitud y su aplicación en el estudio de los procesos de transferencia de calor. Su objetivo central es exponer los principales fenómenos de la termo transferencia en la forma más simple y comprensible.

Un aporte considerable fue el trabajo de Adams et al. (1970) en el cual se recoge una gran cantidad de información, en su conjunto el libro es bastante abarcador sobre las bases de la transmisión de calor a través de los diferentes procesos en que éste se presenta, donde hace un énfasis profundo en la resolución de problemas de transferencia de calor.

Por su parte Faires (1991), en lo general presenta los principios básicos termodinámicos con aplicaciones de gran importancia en la ingeniería mecánica, un punto considerable que se trata es el calor como fuente de energía el cual interviene en los procesos de transferencia, y también se insertan estudios en los campos de: tuberías de gas, propulsión a chorro, compresores, refrigeración, pero su enfoque predominante está basado en las principales teorías referente al calor y a los principios fundamentales de la termodinámica.

Isachenko et al. (1984), elaboró un profundo estudio sobre los lazos de las especialidades termo energética de la educación superior, en él se realiza de forma

analítica y experimental los principales aspectos de esta disciplina, donde a su vez realizan en cada parte un análisis de los principales problemas de transmisión de calor referidos a la: conducción, convección natural y forzada, radiación y procesos de ebullición y condensación.

Herrera et al. (1985), enfocaron su trabajo teniendo en cuenta el programa de la asignatura "Equipos de Transferencia de Calor", en el cual se expresan los fundamentos teóricos necesarios para el cálculo y comprobación de equipos recuperativos, de mezcla de acción continua, y periódica, regeneradores y de estaciones evaporadoras, donde el calor como fuente de energía es un factor predominante para posteriores estudios referentes a la transferencia de calor a través de los distintos métodos en que este se presenta.

Bonals et al. (1994), su objetivo se centra en facilitar al estudiante el aprendizaje de la resolución de problemas de transmisión de calor, los ejercicios publicados aquí, están basados en la aplicación parcial y progresiva de los conocimientos adquiridos en cada tema. Problemas de conducción, convección y radiación son resueltos y explicados, lo que permite la obtención de conocimientos teóricos en el campo de la transferencia de calor.

Rodríguez A. (2003), publicó un artículo sobre los intercambiadores de calor en el que expone el cálculo de la temperatura media logarítmica para los intercambiadores de calor a contraflujos y en flujos paralelos, así como el cálculo de la superficie de intercambio a través del método aproximado, da a conocer una clasificación general de los sistemas de intercambio de calor, según el tipo de superficie de intercambio, aborda lo concerniente a cada uno de los tipos de intercambiadores y realiza la proyección de una serie de pasos para la selección del tipo de intercambiador, etc.

Fuentes S. (2007), Realizó un trabajo en el cual hace un cálculo verificativo para la selección de los intercambiadores de calor de placas, como una vía eficaz para resolver los problemas de baja eficiencia presente en el proceso de recuperación del amoníaco.

Varona F. et al. (2007), realizaron un trabajo en la Empresa Cervecería "Tínima", situada en la ciudad de Camagüey, con el objetivo de analizar los parámetros técnicos y operacionales relacionados con el mal funcionamiento del intercambiador de calor de

placas enfriador de mosto, ubicado en la línea de producción. Para ello, realizaron análisis experimentales durante un período de seis meses, luego se aplicó la metodología de cálculo para la evaluación térmica e hidrodinámica del intercambiador.

V. Isachenko et al. (1984), sirve de mucha ayuda en la búsqueda de conceptos básicos y ecuaciones de cálculo para el diseño y comprobación de intercambiadores de calor.

Donald Q. Kern (1968), proporciona instrucción fundamental en transferencia de calor empleando los métodos y lenguajes usados en la industria, también se dan a conocer temas acerca del proceso de transferencia de calor y los distintos tipos de intercambiadores de calor existentes con sus características principales.

1.3- Descripción del flujo tecnológico de la Central Diésel Eléctrica de Moa

La Central Diésel Eléctrica de Moa es una de las industrias encargadas de producir energía eléctrica para el Sistema Electro Energético Nacional (SEN), mediante la transformación de la energía calorífica del combustible en energía mecánica y luego en energía eléctrica usando diez motores de combustión interna (MAN 18V48/60B) acoplados a generadores de 18.4 MW. Trabajan con combustible pesado FUEL-OIL aunque, arrancan y paran con diésel para evitar incrustaciones en el sistema de inyección.

La materia de servicio se recibe en el descargadero donde comienza su proceso de recepción. En el caso del fuel-oíl se recibe mediante las bombas P081 A, B y C con destino hacia los tanques T059 A y B, que posteriormente las centrífugas A, B, C, D, y E purifican para los tanques T022 A y B donde las bombas P018 A o B y C o D succionan el combustible pasándolo por un módulo de filtro automático MOD-009 recirculando para el mismo tanque al pasar por un cabezal para cada nave de donde toman para su consumo los motores. El diésel es recibido por las bombas P082 A y B, y enviado para el tanque T003 de donde lo succionan las bombas P008 A o B y C o D las cuales lo impulsan pasándolo por un módulo de filtro MOD-003 A y B, y recirculando al mismo tanque mediante dos cabezales, uno para cada nave en los que de igual forma toman los motores para su consumo. En el caso del aceite lo reciben las bombas P083, lo envían para el tanque T012 hasta que se vaya a usar para el relleno de algún cárter de los motores usando las bombas P012 A o B.

Debido a la elevada viscosidad del combustible pesado fuel-oíl es necesario en la planta el uso del vapor para todo su proceso. Es por ello que existen diez Calderas Recuperativas que usan los gases de escape producto de la combustión de los motores para la producción de vapor de agua. Además de estas calderas recuperativas existe también una Caldera Auxiliar de dos etapas para el comienzo de la generación de vapor cuando no hay motores en servicio.

Para el trabajo tanto de las calderas como el enfriamiento de los motores en la instalación existe una planta de tratamiento químico del agua que consta de tres partes o procesos:

1. Actiflos 1 y 2 encargados de clarificar el agua.
2. Filtros de arena 1 y 2 encargados de filtrar el agua.
3. Osmosis inversa 1 y 2 encargadas de la desmineralización del agua.

El agua industrial proveniente de la potabilizadora situada en Pedro Soto Alba que llega al emplazamiento mediante 15 km de tubería de 200 mm de diámetro y se almacena en una cisterna de 100 000 m³ para de ahí iniciar su tratamiento en la planta.

Existen dos naves de generación que es donde se encuentran situados los motores con sus respectivos generadores y equipos auxiliares.

Como centro de mando de la instalación está la Sala de Control desde donde se realiza el trabajo coordinado de operación de la central y con el Despacho Nacional de Carga que es quien rige la política de operación en el país.

1.3-1. Descripción del sistema de enfriamiento de los motores MAN 18V48/60B

Los motores MAN 18V48/60B se enfrían con agua desmineralizada (HT) a alta temperatura. Esta es enfriada con agua desmineralizada (LT) a baja temperatura después de haber enfriado el aceite de lubricación de los motores, y esta se enfría luego con agua cruda en la torre de enfriamiento. En este proceso de intercambio térmico se usan fundamentalmente tres intercambiadores de calor de placas similares, uno en la sección agua-agua HT-LT, otro en la sección agua-aceite, y otro en la sección agua-agua de la torre de enfriamiento.

❖ Sistema HT (agua a alta temperatura)

Se utiliza para refrigerar el aire de sobrealimentación en la primera etapa del turbo cargador mediante el enfriador HE010 y refrigerar los cilindros del motor.

En operación normal, la bomba P-002 (propia del motor) trasiega el medio refrigerante (agua desmineralizada con aditivo anticorrosivo) hacia el motor pasando primeramente por el enfriador del aire de sobrealimentación de admisión HE010 (fase 1) luego se dirige internamente hacia los cilindros y fluye fuera del motor. A continuación se dirige al enfriador del agua refrigerante del motor HE-053, donde vuelve a entrar en circulación a través de la válvula de regulación de temperatura MOV002 hacia la bomba P-002.

El sistema HT está compuesto por los siguientes equipos:

- Bomba P-002, Circula el agua refrigerante del motor durante la marcha a revoluciones completas. Bomba centrífuga accionada por eje acoplado al cigüeñal, con un flujo de $220 \text{ m}^3/\text{h}$ y una presión de 4,5 bar.
- Válvula de regulación de temperatura MOV002 (tipo mezcladora): Mantiene el agua de refrigeración hacia el motor a una temperatura constante de 90°C durante toda la carga.
- Recipiente de expansión T002 (500 L): Este recipiente forma parte de una unidad dividida interiormente de forma independiente, (T002 y T004) con la finalidad de retener el volumen creciente cuando el agua se calienta durante el funcionamiento. El depósito en ambas mitades tiene instaladas válvulas de seguridad para limitar la presión de los gases de expansión del agua.
- Enfriador del circuito de agua de refrigeración del motor: Se utiliza para retirar el calor acumulado en el sistema del agua refrigerante de los cilindros HE-053.
- Intercambiador de calor central (LT-torre de enfriamiento) HE-019.
- Bomba P-070: Bomba de enfriamiento centrífuga accionada por un motor eléctrico, circula el agua en el esquema de HT durante el arranque y parada del Motor, flujo de $36 \text{ m}^3/\text{h}$ y presión 3,162 bar.
- T-081: Estación dosificadora / agua de refrigeración del sistema, capacidad 50L.

❖ Sistema LT (agua a baja temperatura)

Se utiliza para refrigerar el aire de sobrealimentación de la fase 2 del Turbo Cargador HE008, el enfriador de Aire del Alternador A001, refrigerar los cojinetes del Alternador y del motor, el enfriador de Agua del Sistema de Refrigeración de Toberas HE005, el enfriador del Sistema de Aceite de Lubricación del Motor HE002, el enfriador de Agua

del Sistema de Refrigeración del Motor (HT) HE003, el Enfriador del Combustible HE007 en el MOD008, cuando hace cambio el motor para diésel.

En operación normal, la bomba P-025 (propia del motor) trasiega el fluido (agua desmineralizada con aditivo anticorrosivo) a presión de 1.1 bar y caudal de 310 m³/h desde su medio de enfriamiento (intercambiador de placas HE-019) hasta la segunda etapa de enfriamiento del aire de sobrealimentación en el turbo cargador pasando por la válvula de tres vías MOV003 la cuál determina según su temperatura si recircula el agua nuevamente o no al turbo, luego interviene en el enfriamiento del módulo de toberas y en el enfriamiento del diésel en el MOD008 booster y es entonces cuando llega al intercambiador HE002 para enfriar el aceite de lubricación del motor, finalizando su recorrido en el intercambiador HE053 intercambiando temperatura con el agua HT (se repite el ciclo).

El sistema LT está compuesto por los siguientes equipos:

- Bomba 01-P-025: Bomba centrífuga para la circulación del agua con protección antioxidante en todo el circuito con una capacidad de 340 m³/h y 4,5 bar en la descarga, accionada por un motor eléctrico de 440 V, 66 kW, 97,8 A y 1750 rpm.
- Válvula de regulación de temperatura MOV003 (tipo mezcladora): Ajusta flujo de agua de refrigeración al enfriador de aire de carga de la fase 2 mediante un controlador automático que toma como referencia la temperatura del aire del ambiente en la zona de aspiración y del aire comprimido en dicha etapa del turbo cargador, evitando así entrada de condensado al motor.
- Recipiente de expansión T004 (1000 L): Este recipiente forma parte de una unidad dividida interiormente de forma independiente, (T002 y T004) con la finalidad de retener el volumen creciente cuando el agua se calienta durante el funcionamiento. En ambas mitades tienen instaladas válvulas de seguridad para limitar la presión de los gases de expansión del agua.
- Enfriador de Aire de Carga Etapa 2 HE008: Refrigerar el aire de sobrealimentación antes de entrar a los cilindros del motor.
- T-082: Estación dosificadora / agua de refrigeración del sistema, capacidad 50L.
- HE003 (sección LT): Enfriador del agua del circuito de HT.

❖ Sistema Torre de enfriamiento

Se utiliza para el enfriamiento del LT (agua a baja temperatura) mediante el Intercambiador HE-019 (anexo 1): El fluido (agua cruda clarificada con aditivo) de la torre de enfriamiento es succionada por las bombas P004 A y B pasando por una válvula auto neumática que permite la circulación del agua según la bomba seleccionada descargando a la entrada del Intercambiador HE-019 con una presión y caudal de 1 bar y 360 m³/h respectivamente, al salir cae por la torre de enfriamiento en forma de llovizna que es donde los ventiladores A y B extraen el calor adquirido anteriormente.

1.4- Intercambiadores de calor de placas

1.4-1. Generalidades de los Intercambiadores de calor de placas

Un intercambiador de calor de placas usualmente consta de una estructura armada que mantiene en posición un conjunto de placas paralelas que forman un conjunto de canales. El núcleo de cada unidad consiste en placas corrugadas intercambiadoras de calor, hechas con varios materiales en dependencia de las condiciones de aplicación. Al borde de cada placa se le acopla una junta de goma y por consiguiente todas las placas se convierten en una estructura compacta que forma canales de flujos para los medios. El cabezal fijo de la estructura el soporte del extremo final y las barras portadoras forman una estructura sólida. El paquete de placas y la tapa móvil se ajustan entre las barras portadoras. El paquete de placa se ajusta entre la tapa móvil y el cabezal fijo por medio de pernos dispuestos a cada lado de la unidad. Esto resulta en la formación de canales de flujo entre las placas las que quedan selladas con juntas de gomas. Estos canales están conectados a los puertos de flujos en el cabezal de la estructura a través de los cuales los medios de intercambio primario y secundario entran y salen del intercambiador. Debido a las láminas extremadamente delgadas (por debajo de 0,4mm) usadas en la construcción, el acero inoxidable es el material menos conveniente para la construcción del intercambiador de calor de placas.

Sin embargo por la alta eficiencia de estos intercambiadores de calor, capaces ellos de ser pequeños, uno construido de acero inoxidable puede costar menos que uno de tubo y coraza de acero al carbono para la misma aplicación.

Si se va a tener el equipo sin funcionar por un periodo de tiempo prolongado, se debe limpiar el equipo antes de entrar en dichos periodos para evitar la corrosión, para ello,

en los equipos que se utilizan juntas blandas se deben enjuagar, secar y liberar de la tensión.

1.4-2. Componentes de los intercambiadores de calor de placas

Un intercambiador de placas consiste en un grupo de placas de metal, corrugadas, que se mantienen unidas mediante presión en un bastidor y selladas por medio de una junta, de manera que se forman una serie de pasillos interconectados a través de los cuales se hacen circular los fluidos de trabajo (figura1.1). Estos fluidos son impulsados mediante bombas. Un intercambiador de placas típico se compone de dos secciones principales:

- ❖ El bastidor, cuyos componentes son de acero al carbono, con excepción de aquellos que, como las conexiones de entrada y salida, tienen contacto con los fluidos. En las esquinas del bastidor se encuentran las conexiones para permitir la entrada y salida de los fluidos. Tiene la misión de mantener la pila de placas unidas, proporcionando un buen sellado y formando una estructura rígida mediante una serie de barras horizontales que soportan las placas. El sellado se hace por medio de juntas fabricadas de elastómeros, que se seleccionan de acuerdo con el tipo de servicio, para que sean compatibles con el fluido utilizado, y que se colocan en el borde de las placas rodeando completamente las bocas de los extremos, de manera que el flujo se pueda distribuir de lado a lado de la placas.

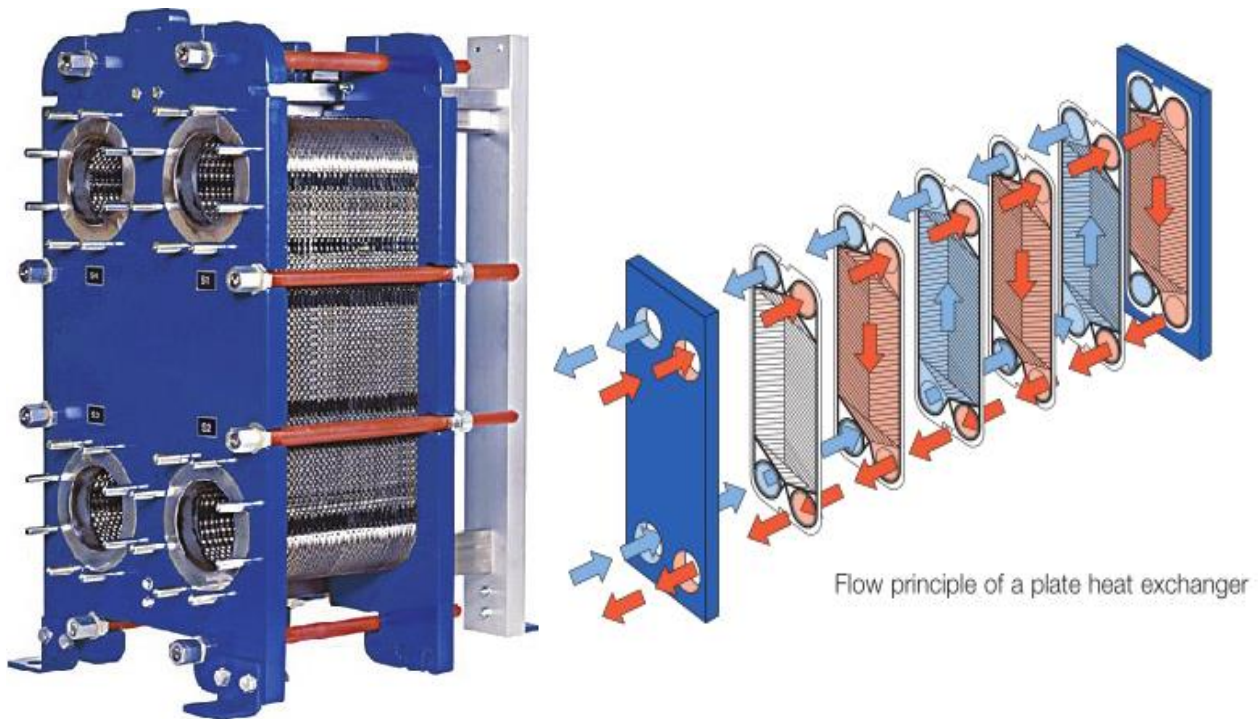


Figura 1.1. Componentes del intercambiador de placas, Izquierdo M. M (2002)

Las placas de transferencia de calor se fabrican prensando láminas delgadas de gran variedad de aleaciones y metales, resistentes a la corrosión. El más usado es el acero inoxidable aunque en función de los fluidos a tratar y de sus propiedades pueden ser más adecuados unos metales (o aleaciones) que otros. El espesor de las placas está comprendido entre 0.5 mm y 0.9 mm . Con el objeto de aumentar la superficie de transferencia de calor, las placas presentan un relieve corrugado o acanaladuras que ayudan a inducir un alto nivel de turbulencia para velocidades medias relativamente bajas (0.25 m/s a 1 m/s). Este aumento de la superficie varía mucho en función de la forma de las corrugaciones. Gracias a la corrugación de las placas y el aumento de la turbulencia se consigue una mejor transferencia del calor (coeficientes de transmisión mucho mayores que en el caso de intercambiadores de tubo y carcasa). Existen varias formas para las corrugaciones (anexo 3), pero pueden diferenciarse dos grandes grupos: tipo “interlocking” y tipo “chevron”, (figura 1.2). Las corrugaciones de una placa apoyan en distintos puntos con las corrugaciones de la placa adyacente de tal manera que se provee de rigidez al conjunto sin restringir el flujo. Cuando se monta un conjunto completo de placas, la estructura de los canales de flujo es simétrica en ambos lados,

por lo que se elimina la necesidad que existía en los de carcasa-tubo para decidir que fluido pasará por los tubos y cuál por la carcasa, ya que los lados de la placa son equivalentes. El número de placas se determina en función de los caudales, propiedades físicas de los fluidos, pérdidas de carga admisible y programa de temperaturas.

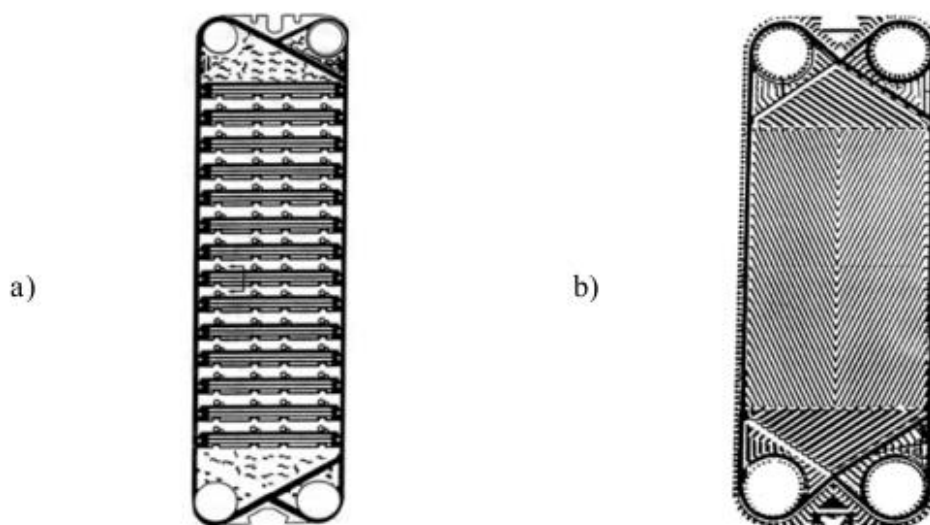


Figura 1.2. Tipos de placas: a) corrugaciones tipo 'Intermating', b) corrugaciones tipo "Chevron" (Izquierdo M. M, 2002)

1.4-3. Funcionamiento de los intercambiadores de calor de placas

Los fluidos frío y caliente se introducen por los orificios de conexión y circulan por los canales que se forman entre placas de manera alternativa. Un fluido es conducido por los canales impares mientras que el otro es conducido por los canales pares. Los dos fluidos se encuentran así separados, sin poderse mezclar, por una delgada placa a través de la cual se produce la transferencia de calor. La distribución de los fluidos por sus canales correspondientes se hace mediante una serie de juntas en los canales impares que no permiten la entrada del fluido que ha de circular por los pares, y en los pares que no permite la entrada del de los impares.

Generalmente, aunque existen múltiples configuraciones, el flujo de ambos fluidos se hace en contracorriente, figura 1.3.

Las corrugaciones forman los correspondientes canales entre placas, cuyos bordes se apoyan por presión unos sobre otros o bien están soldadas entre ellas. Las

corrugaciones son resaltes que forman los canales y por ellos circulan los fluidos. La forma de las corrugaciones genera turbulencias que mejoran la transferencia de calor. Para conseguir un mejor intercambio de calor estas placas se construyen con materiales de baja resistencia térmica.

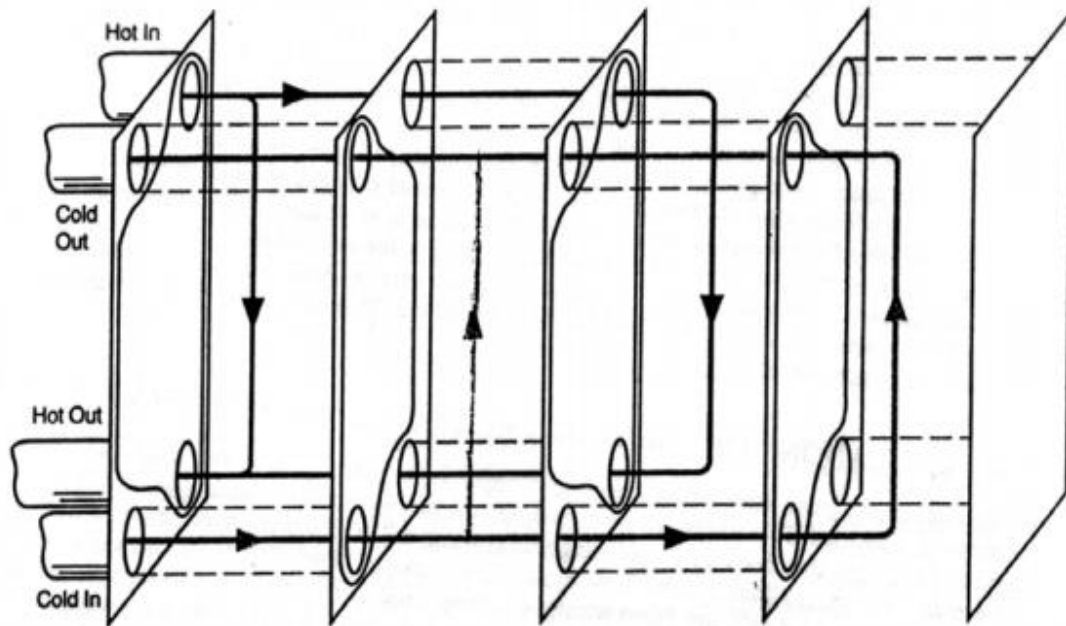


Figura 1.3- Arreglo de las placas en paso simple a contraflujo

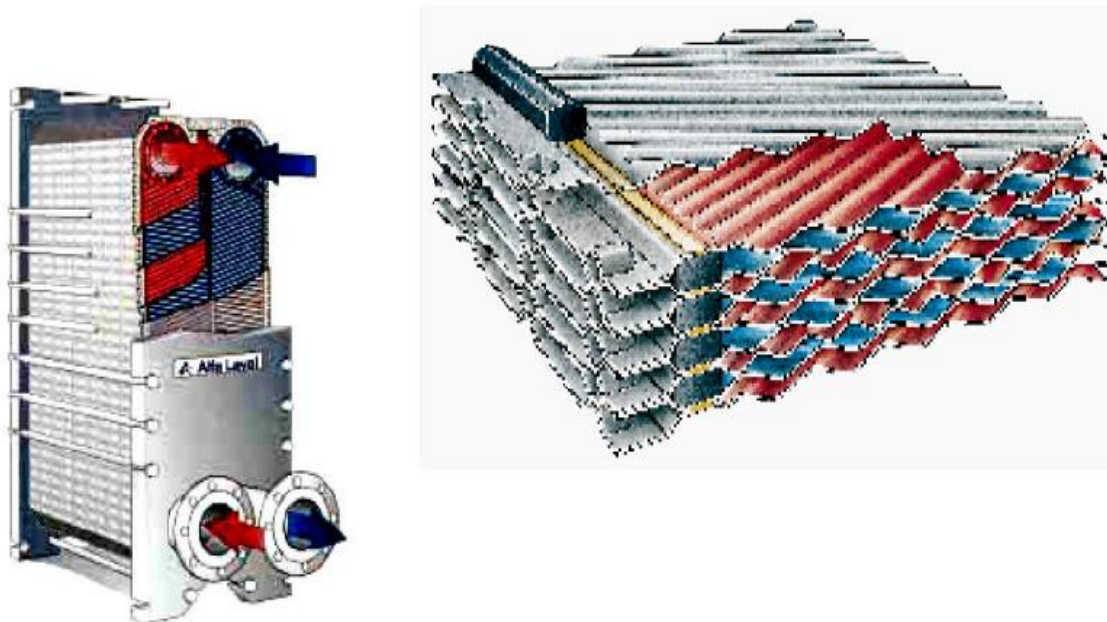


Figura 1.3-1. Apilamiento de las placas. En rojo se muestra los canales por los que circula el fluido caliente y en azul el fluido frío (Izquierdo M. M, 2002)

1.4-4. Aplicaciones de los intercambiadores de placas

Las aplicaciones más interesantes para los intercambiadores de placas, desde el punto de vista de fluidos son: fluidos limpios, no corrosivos, tóxicos ni inflamables, de viscosidad normal y elevada. Son especialmente convenientes para líquidos viscosos porque la fina película de líquido que se forma y el recorrido sinuoso que tiene facilitan mucho el intercambio. Se han usado con éxito con viscosidades cinemáticas de hasta 50000 cSt ya que muchos intercambiadores de placas aseguran flujo turbulento con números de Reynolds tan bajos como 150.

1.4-5. Tipos de intercambiadores de calor de placas

Existen varios tipos de intercambiadores de placas (figura 1.4) que se pueden clasificar de varias formas.

Atendiendo a la forma de unión de las placas:

- ❖ *Mediante juntas (1):* Las placas se unen ejerciendo presión entre ellas mediante las barras del bastidor e interponiendo entre ellas juntas para garantizar la estanqueidad. Se desmonta fácilmente desatornillando las barras de unión, con lo que las operaciones de mantenimiento y limpieza se pueden efectuar rápidamente.
- ❖ *Soldados (2):* Las placas se unen por medio de soldaduras de manera que no se necesitan juntas para garantizar la estanqueidad. La ventaja principal de este tipo es que pueden utilizarse en aplicaciones donde la presión es un obstáculo para las juntas. Pueden trabajar hasta presiones de unos 30-32 bar. Por el contrario, presentan el inconveniente principal de que no pueden ser desmontados para su limpieza. Además ante un cambio en las necesidades del proceso no es posible modificar el número de placas.
- ❖ *Semisoldados (3):* Los intercambiadores semisoldados combinan la flexibilidad y servicio de los intercambiadores de junta con la seguridad contra rotura de los soldados. Este tipo de intercambiadores consisten en un número par de placas en los que se alternan los canales soldados con los tradicionales canales delimitados por juntas. Uno de los fluidos circula por los canales soldados mientras que el otro lo

hace por el sellado con las juntas. De esta manera se tiene que los canales soldados permiten una mayor presión en su interior mientras que los de junta destacan por su facilidad de desmontaje, mantenimiento y limpieza.



Figura 1.4- Tipos de intercambiadores de placas (Izquierdo M. M, 2002)

Atendiendo al *flujo* de los fluidos:

- ❖ *Flujo paralelo*: ambos fluidos se desplazan en el mismo sentido. Se utilizan poco.
- ❖ *Flujo contracorriente*: el sentido de circulación de un fluido es el contrario al del otro. Son los que se utilizan normalmente. La transferencia de calor en este intercambiador es más efectiva que la del anterior.

Atendiendo al *número de pasos*:

- ❖ *Un paso*.
- ❖ *Varios pasos* (por lo general dos): pueden ser de dos pasos para cada fluido o tan solo de un paso para uno de ellos y dos para el otro.

1.4-6. Ventajas de los intercambiadores de calor de placas

- ❖ Fácil desmontaje. Las operaciones de mantenimiento y limpieza se efectúan de manera más fácil y rápida. Todas las superficies se pueden limpiar fácilmente ya sea por métodos manuales o químicos. Se reducen los tiempos muertos y no se requiere de un equipo especial de limpieza. Los costes de mantenimiento son menores. Esta ventaja es particular de los de tipo junta ya que los intercambiadores de placas

soldadas no pueden ser desmontados (por lo menos completamente) y necesitan de métodos de limpieza más complejos.

- ❖ Mayor coeficiente global de transferencia de calor, hasta cinco veces superiores a los que se pueden conseguir para las unidades de tubo y carcasa.
- ❖ Menor área de transferencia. Esta característica es muy valiosa cuando la naturaleza del líquido es corrosiva y se requiere trabajar con materiales de construcción muy caros.
- ❖ Tamaño compacto. El peso y el volumen de la instalación son bajos.
- ❖ Menor inversión. Hasta un 90% menor en coste como consecuencia de necesitar menor área de transferencia.
- ❖ Permiten la aplicación de flujos en contracorriente en la mayoría de las aplicaciones.
- ❖ Aproximaciones de temperatura más cercanas. Se puede trabajar incluso con diferencias de temperatura de hasta 1°C , maximizando la posibilidad de recuperación de calor.
- ❖ Control de la temperatura. La forma de los canales por los que circulan los fluidos reduce la posibilidad de zonas de retención o estancamiento y sobrecalentamientos locales.
- ❖ La simetría de la configuración para ambos fluidos permite predecir de antemano y con toda precisión las caídas de presión y la temperatura. De este modo, se puede calcular con precisión el valor de los coeficientes de transferencia siendo menos necesaria la introducción de “parámetros de incertidumbre”. Además, la simetría de los canales elimina la necesidad de decidir cuál de los fluidos pasará por tubos y cuál por carcasa, dado que los lados de la placa son equivalentes.
- ❖ Bajo volumen de retención. De un 80 a un 90% menor, lo que genera importantes ahorros cuando se utilizan fluidos costosos, como glicoles y refrigerantes. También es fácil de drenar.
- ❖ Poca acumulación de suciedad. Los factores de acumulación son menores que en el caso de tubo y carcasa. Esta característica presentados ventajas: menor necesidad de limpieza, y menores resistencias de ensuciamiento que provocan coeficientes de transferencia globales más pequeños.

- ❖ Bajo coste de operación, que resulta de combinar los elevados coeficientes de transferencia y menor acumulación de la suciedad.
- ❖ Adaptabilidad y diseño modular. La capacidad puede aumentarse o disminuirse con sólo poner o quitar placas. La modificación de la disposición de las placas permite modificar fácilmente el programa de temperaturas de trabajo e incluso su utilización en distintos procesos. Esta característica no la presentan los termo-soldados ya que su desmontaje y ampliación no son posibles. En el caso de los de carcasa y tubo no es fácil adaptarlos a los cambios de la demanda térmica.
- ❖ Amplio rango de funcionamiento. Incluso sin la necesidad de modificar el número de placas este tipo de intercambiadores permite un amplio rango de utilización.
- ❖ Flexibilidad. Pueden adaptarse y ser utilizados para una diversa gama de fluidos y condiciones, incluyendo fluidos viscosos.

1.4-7. Inconvenientes y limitaciones de los intercambiadores de calor de placas

- ❖ La chapa de metal no es el elemento adecuado para soportar presiones elevadas, de modo que las presiones máximas para los modelos más comunes son de 10-15 bar, aunque existen modelos capaces de soportar presiones algo mayores. Este problema no es tan acusado en el caso de los intercambiadores termo-soldados que pueden llegar a soportar presiones que rondan los 30-32 bar. Esto es así gracias a que no se tiene el riesgo de rotura de la junta. Esta es la principal limitación que presenta este intercambiador.
- ❖ Los materiales de las juntas son de varios tipos de elastómeros que tienen un límite máximo de temperatura de funcionamiento (para los materiales más usados) es de 140 a 150°C. Los fluorelastómeros pueden aumentar ese límite hasta los 180°C, pero a cambio de un mayor coste. Existen algunos modelos que usan juntas de fibras de amianto comprimido, para los cuales la temperatura límite asciende hasta un máximo de 250°C. Por el hecho de no llevar estas juntas, los intercambiadores termo-soldados son capaces de aguantar temperaturas superiores a los 140-150°C de los de tipo junta.
- ❖ Debido a los estrechos canales entre placas, la caída de presión a través de un intercambiador de placas es relativamente grande, por lo que es necesario tener en

cuenta la inversión y los costes de operación y mantenimiento del sistema de bombeo a la hora de comparar con otros tipos de intercambiadores.

- ❖ Los intercambiadores de placas no funcionan correctamente con líquidos que tengan sólidos de gran tamaño, debido a la pequeña distancia de separación entre las placas. En general el tamaño máximo admisible de los sólidos en suspensión es de 4 a 8 mm de diámetro, dependiendo del modelo de intercambiador. Este problema es más acusado en los termo-soldados debido a su dificultad de desmontaje para proceder a su limpieza.
- ❖ No son convenientes para el uso con líquidos tóxicos o altamente inflamables debido a la posibilidad de rotura de las juntas. Los termo-soldados no presentan este problema y pueden utilizarse para este tipo de líquidos siempre y cuando el material sea el adecuado.
- ❖ Para cada modelo de placa, la boca de entrada tiene un tamaño fijo que limita la cantidad de fluidos de alto volumen específico (vapores y gases húmedos) que pueden entrar al intercambiador, de modo que este tipo de intercambiadores casi nunca se utilizan en servicios con gran condensación. Los intercambiadores de placas están desplazando a los clásicos de carcasa y tubo y de tubos concéntricos.

1.5- Caracterización del aceite lubricante de los motores MAN 18V48/60B

Para los aceites lubricantes de alcalinidad media no existen especificaciones internacionales. Por ello es necesario realizar un funcionamiento de prueba de duración correspondiente a las indicaciones del fabricante.

Para cumplir con los mayores requerimientos respecto del aceite lubricante en el servicio estacionario, MAN Diésel& Turbo ofrece un aceite lubricante con una tecnología de aditivos seleccionada que brinda una performance óptima aún bajo la mayor exigencia: Prime ServLube. Sólo deben emplearse aceites lubricantes autorizados por MAN Diésel & Turbo.

El aceite base SAE40 (aceite lubricante + aditivos) debe poseer un estrecho margen de destilación y ser refinado con procedimientos modernos. Si contiene parafinas, éstas no deben afectar a la estabilidad térmica ni a la estabilidad de oxidación.

El aceite base debe satisfacer los valores límites indicados en la tabla 1.1 siguiente, sobre todo en lo referente a la resistencia al envejecimiento:

Tabla 1.1- Aceites base - valores teóricos

Propiedades/características	Unidad	Método de prueba	Valor límite
Estructura	-	-	Preferentemente con base de parafina
Comportamiento en frío, aún viscoso	°C	ASTM D 2500	-15
Punto de inflamación (Cleveland)	°C	ASTM D 92	> 200
Contenido en cenizas (cenizas oxidadas)	% en peso	ASTM D 485	> 0,02
Residuos de coque (según Conradson)	% en peso	ASTM D 189	> 0,50
Tendencia al envejecimiento tras calentamiento durante 100 horas a 135 °C	-	Armario de envejecimiento MAN	-
n-heptanos insolubles	% en peso	ASTM D 4055 / DIN 51592	> 200
Pérdida por evaporación	% en peso	-	> 200
Ensayo a la gota (papel filtrante)	-	Ensayo diésel MAN	No se deben detectar precipitaciones de resinas o productos de envejecimiento de tipo asfáltico.

1.6- Caracterización del agua de enfriamiento

El agua de refrigeración del motor, al igual que el aceite lubricante, es un medio que debe ser cuidadosamente seleccionado, tratado y controlado. De lo contrario, en las superficies de contacto del sistema de refrigeración con el agua puede producirse corrosión, erosión y cavitación, y también pueden formarse depósitos. Los depósitos dificultan la transferencia de calor, pudiendo provocar una sobrecarga térmica en los elementos a refrigerar. Antes de la primera puesta en servicio del sistema se debe realizar un tratamiento con agentes anticorrosivos. Para el servicio posterior se deben mantener siempre las concentraciones prescritas por el fabricante del motor. Ello es especialmente relevante en lo relativo a la incorporación de aditivos químicos.

Requisitos: El agua refrigerante a utilizar es desmineralizada, en otro caso las propiedades del agua de refrigeración deben encontrarse dentro de los valores límites siguientes:

Agua destilada o dulce, sin sustancias extrañas con valores de dureza total máximo de 10°dH*, el pH entre los 6,5 – 8, y Contenido en iones de cloruro máximo de 50mg/l**.

Daños en el sistema de agua refrigerante en caso de violar los requisitos antes mencionados

- ❖ *Corrosión*: La corrosión es un proceso electroquímico que puede evitarse en gran medida si se elige la calidad del agua apropiada y si se trata con cuidado el agua del sistema de refrigeración del motor.
- ❖ *Cavitación por flujo*: En áreas con alta velocidad de flujo y altas turbulencias puede producirse una cavitación por flujo. Si se alcanza la presión de vapor, se forman burbujas de vapor que se rompen entonces en las áreas de alta presión causando así la destrucción de material en zonas limitadas.
- ❖ *Erosión*: La erosión es un proceso mecánico con desgaste de material y destrucción de películas protectoras a causa de sustancias sólidas arrastradas, se da especialmente en zonas con altas velocidades de flujo o altas turbulencias.
- ❖ *Corrosión bajo tensión*: La corrosión bajo tensión es un mecanismo de deterioro mediante esfuerzo dinámico y corrosión al mismo tiempo. Ésta puede causar la formación de grietas y la rápida propagación de grietas en piezas refrigeradas por agua y con carga mecánica, si el agua de refrigeración no se trata correctamente.

Procesamiento del agua de refrigeración del motor para la formación de una película protectora

Para evitar los daños mencionados, el tratamiento del agua de refrigeración del motor usando agentes anticorrosivos debe crear una película protectora continua en las paredes de las superficies de refrigeración. Una condición esencial para que el agente anticorrosivo pueda ser completamente efectivo es que el agua sin tratar cumpla las exigencias requeridas. Es posible crear películas protectoras mediante el tratamiento del agua de refrigeración con un agente anticorrosivo químico o con un aceite anticorrosivo emulsionable. Los aceites anticorrosivos emulsionables se utilizan cada vez menos, ya que, por un lado, su uso está considerablemente limitado debido a los requisitos de protección medioambiental y, por otro, porque los proveedores ya casi no ofrecen estos productos a causa de estos y otros motivos.

1.7- Conclusiones del capítulo I

- ❖ El análisis de los trabajos precedentes muestra suficiente información especializada para la solución de la tarea, ello se resume en textos básicos, tesis de grado y publicaciones en revistas, relacionados con los procesos de intercambio térmico en equipos de transferencia de calor.
- ❖ Se explicó el flujo tecnológico de la central así como el sistema de enfriamiento de los motores MAN 18V48/60B.
- ❖ Quedaron establecidos los fundamentos teóricos por lo que se caracterizan los intercambiadores de calor de placas atendiendo a sus componentes, funcionamiento aplicaciones, tipos, ventajas, e inconvenientes y limitaciones, así como la caracterización del aceite y agua como fluidos involucrados en el sistema.
- ❖ Se caracterizaron los fluidos involucrados en el proceso de enfriamiento del aceite de los motores MAN 18V48/60B.

CAPÍTULO 2. MÉTODO PARA EL CÁLCULO VERIFICATIVO DEL SISTEMA DE ENFRIAMIENTO DEL ACEITE DE LOS MOTORES MAN 18V48/60B.

2.1. Introducción

El proceso de enfriamiento de fluidos en intercambiadores de calor depende de diversos parámetros los cuales deben ser considerados en el procedimiento de cálculo. El conocimiento del proceso y el desarrollo de expresiones matemáticas que representen el fenómeno físico permiten la interpretación de las múltiples situaciones que se presentan durante su análisis.

El **objetivo** de este capítulo es establecer el procedimiento de cálculo que incide en la eficiencia y parámetros de trabajo del sistema de enfriamiento del aceite de los motores MAN18V48/60B pertenecientes a la Central Diésel Eléctrica de Moa.

2.2- Métodos para el cálculo verificativo de intercambiadores de calor de placas.

En la evaluación de un sistema de intercambio térmico es posible el uso de dos métodos:

- Método de la diferencia efectiva de temperatura.
- Método de la efectividad y el número de unidades de transmisión del calor.

El método de la diferencia efectiva de temperatura (DTML) se emplea cuando se conocen los valores de temperaturas en la entrada y salida del intercambiador, y el método de la efectividad y el número de unidades de transmisión (NTU) consiste en determinar el intercambio de calor por cada grado de diferencia de temperatura, siendo este un parámetro adimensional que es ampliamente usado para el análisis de los intercambiadores de calor. Ambos métodos se pueden encontrar en la literatura especializada y en trabajos relacionados con el tema (Herrera, O, 1986; Holman, J. P., 2000; Incropera F. P. and David P. W., 2002; Izquierdo M. M., 2002; Kays, W. M. y A.L. London, 1984).

2.2.1- Método de la diferencia efectiva de temperatura.

La ecuación fundamental para el análisis de los intercambiadores de calor está referida al flujo de calor que se debe suministrar o extraer de una sustancia de trabajo teniendo en cuenta el área de intercambio térmico (ecuación 2.1):

$$q = U \cdot A \cdot \Delta T_{lm} \quad (2.1)$$

Donde:

U : Coeficiente global de transferencia de calor; W/m^2K .

A : Area de transferencia de calor; m^2 .

ΔT_{lm} : Diferencia de temperatura media logarítmica; K .

Procedimiento para determinar el coeficiente global de transferencia de calor en intercambiadores de placas

Una parte esencial y a menudo la más incierta de cualquier análisis de los intercambiadores de calor es la determinación del coeficiente global de transferencia de calor (U). Este se puede determinar a partir del conocimiento de los coeficientes de convección de los fluidos caliente y frío (tabla 2.1), de los factores de impureza y de los parámetros geométricos apropiados.

Tabla 2.1. Coeficiente global de transferencia de calor, fuente Incropera (2010)

Combinación de fluidos	U ($W/m^2 \cdot K$)
Agua - agua	850-1700
Agua - Aceite	110-350
Vapor condensado (agua en tubos)	1000-6000
Amoniaco condensado (agua en tubos)	800-1400
Alcohol condensado (agua en tubos)	250-700
Intercambiador de calor de tubos finos (agua en tubos, aire en flujo cruzado)	25-50

Esta forma es más fácil pero menos exacto ya que los valores de los coeficientes de transferencia de calor no abarcan todos los casos y además los rangos que brinda la tabla 2.1 son bastante amplios por lo que en algunos casos se pueden introducir ciertos errores en el cálculo.

Para intercambiadores de placas el coeficiente se puede estimar a partir de los resultados compilados por Kays, W. M. y A.L. London (1984).

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_o} + \frac{e}{k_m} + R_h + R_c} \quad (2.2)$$

El coeficiente global de transferencia de calor depende de varios factores:

Donde h_h y h_c son los coeficientes de transferencia de calor por convección de los fluidos caliente y frío respectivamente, K_m es la conductividad térmica del material del que están hechas las placas, e es el espesor de las placas y R_h y R_c son las resistencias térmicas originadas por los contaminantes de los fluidos que se depositan en las dos superficies de las placas. Su peso, en porcentaje, es significativo. Estas resistencias térmicas de ensuciamiento se generan como consecuencia de que los fluidos pueden transportar contaminantes, y con el paso del tiempo se van depositando sobre las superficies. De este modo se crea una capa entre el fluido y la superficie que crece en espesor generando una resistencia térmica adicional. El valor del coeficiente para el aceite se considera $R_h = 0,0006 \text{ m}^2\text{K/W}$, para el agua desmineralizada $R_h = 0,0002 \text{ m}^2\text{K/W}$ (Herrera, O., 1986; Incropera F. P. and David P. W., 2002).

Los coeficientes de convección de los fluidos son en función de sus propiedades físicas y de la geometría de las placas. Se pueden calcular a partir de correlaciones o bien se pueden obtener de manera aproximada de gráficas como las propuestas por Cooper y Usher (1983), exclusivas para fluidos Newtonianos y placas de pequeño tamaño. Las diferencias entre las gráficas son debidas al tipo de corrugaciones, corrugaciones tipo “intermating”, y “chevron”.

Para el cálculo de los coeficientes de convección resulta apropiado utilizar correlaciones de la forma $f(\text{Nu}, \text{Re}, \text{Pr}) = 0$, En el caso estudiado es ampliamente utilizada la siguiente expresión (Izquierdo M. M. 2002).

$$\text{Nu} = C \cdot \text{Pr}^n \cdot \text{Re}^m \quad (2.3)$$

Donde los valores de n , m y C dependen de las características del flujo (laminar o turbulento), siendo el número de Reynolds

$$\text{Re} = \frac{v \cdot L_c \cdot \rho}{\mu} \quad (2.4)$$

Donde:

L_c , Longitud característica del canal (m)

ρ ; Densidad del fluido (kg/m^3)

v ; Velocidad del fluido (m/s)

μ ; Viscosidad dinámica del fluido (Pa.s)

El número de Prandtl relaciona la difusividad viscosa y la difusividad térmica:

$$Pr = \frac{\mu \cdot C_p}{k} \quad (2.5)$$

Donde:

Pr: Número de Prandtl; adimensional

k : Conductividad térmica del fluido; W/mK

C_p : Calor específico del fluido

Los intercambiadores de placas se caracterizan por poseer corrugaciones que provocan turbulencias en el fluido mejorando la transferencia de calor. En régimen turbulento una correlación que puede utilizarse para el cálculo del número de Nusselt es:

$$Nu = 0,4 \cdot Pr^{0,4} \cdot Re^{0,64} \quad (2.6)$$

En función del número adimensional Nusselt, se obtiene el coeficiente de convección de ambos fluidos.

$$h = \frac{Nu \cdot K}{l_c} \quad (2.7)$$

K ; Conductividad térmica del fluido (W/m.K)

Cálculo de la temperatura media logarítmica

Los intercambiadores de placas se diseñan para funcionar con el flujo de los fluidos en contracorriente. Como se sabe por la teoría general de intercambiadores, la diferencia de temperaturas entre ambos fluidos a lo largo del intercambiador no es constante. Para el cálculo de la diferencia efectiva se hará uso de la temperatura media logarítmica, que

viene expresada en función de las temperaturas en las secciones de entrada y salida de los fluidos

$$\Delta T_{lm} = \frac{(T_{hi} - T_{co}) - (T_{ho} - T_{ci})}{\ln \frac{T_{hi} - T_{co}}{T_{ho} - T_{ci}}} \quad (2.8)$$

Donde:

T_{hi} : Temperatura de entrada del fluido caliente

T_{ho} : Temperatura de salida del fluido Caliente

T_{ci} : Temperatura de entrada del fluido frio

T_{co} : Temperatura de salida del fluido frio

Cálculo hidráulico del intercambiador de calor

Tanto para el cálculo del Reynolds como para la obtención de los coeficientes de convección en función de número de Nusselt es necesario el cálculo previo de la longitud característica del canal. Podemos obtenerla por la siguiente expresión (también denominada diámetro hidráulico); (Izquierdo, 2002)

$$l_c = \frac{4 \cdot Sc}{Pc} = \frac{4 \cdot b \cdot W}{2 \cdot b + W} \cong \frac{4 \cdot b \cdot W}{2 \cdot W} = 2 \cdot b \quad (2.9)$$

Donde:

Sc : Sección transversal del canal; m^2

Pc : Perímetro de la sección del canal; m

b : Ancho del canal o distancia entre placas; m

W : Ancho de la placa; m . $b \ll W$

Número de Reynolds

$$Re = \frac{v \cdot \rho \cdot l_c}{\mu} \quad (2.10)$$

Donde:

l_c ; Longitud característica del canal; m

ρ ; Densidad del fluido; (kg/m^3)

v ; Velocidad del fluido; (m/s)

μ ; Viscosidad del fluido; $N \cdot s/m^2$

Nota: Las propiedades físicas de los fluidos se seleccionan para el valor medio de la temperatura de entrada y de salida del licor amoniacal y el agua de enfriamiento.

Porcentaje de error

$$\%error = \frac{U_{mayor} - U_{menor}}{U_{mayor}} \cdot 100 \% \quad (2.11)$$

Debe cumplir con la condición de que el $\% error \leq 10\%$.

Calculo del área de transferencia de calor

Usando la ecuación 2.1 y el valor del coeficiente global de transferencia de calor, se determina el área de transferencia de calor.

$$A = \frac{q}{U \cdot \Delta T_{lm}} \quad (2.12)$$

Eficiencia de los intercambiadores de calor de placas

La eficiencia es el porcentaje (%) que representa la relación del desempeño real del equipo con respecto al desempeño máximo (Raju & Chand, 1987; Varona, 2007; Abril, 2008).

$$\eta = \left(\frac{T_{el} - T_{sl}}{T_{el} - T_{ea}} \right) \cdot 100 \quad (2.13)$$

2.2.2- Método de la efectividad y el número de unidades.

El número de unidades de transferencia de calor (NTU) es un parámetro adimensional que es ampliamente usado para el análisis de los intercambiadores de calor y se define como:

$$NTU = \frac{U \cdot A}{C_{\min}} \quad (2.14)$$

Donde:

$C_{\min}$; Coeficiente mínimo de capacidad del calor, (W/K)

Para definir la efectividad de un intercambiador de calor, se debe primero determinar el flujo máximo de calor transferido para el intercambiador a partir de las ecuaciones 2.15 o 2.16 según sea el caso.

$$C_c = m_c \cdot C_{pc} \quad (2.15)$$

$$C_h = C_c \cdot \frac{(T_{c_o} - T_{c_i})}{(Th_i - Th_o)} \quad (2.16)$$

Si $C_c < C_h$:

Entonces el flujo máximo de calor transferido se determina por:

$$q_{\max} = C_c (Th_i - T_{c_i}) \quad (2.17)$$

De forma similar si $C_h < C_c$ el fluido caliente debe experimentar el mayor cambio de temperatura y se debe enfriar hasta la temperatura de entrada del fluido frío ($T_{ho} = T_{ci}$) y se obtiene:

$$q_{\max} = C_h (Th_i - T_{c_i}) \quad (2.18)$$

Siendo:

$$C_h = m_h \cdot C_{ph} \quad (2.19)$$

Donde:

C_c ; Coeficiente de la capacidad de calor del fluido frío. (W/K)

C_h ; Coeficiente de la capacidad de calor del fluido caliente. (W/K)

Th_i ; Temperatura de entrada del fluido caliente. (K)

T_{c_i} ; Temperatura de entrada del fluido frío. (K)

m_c ; Flujo del fluido frío. (kg/s)

Cp_c ; Calor específico del fluido frío. (kJ/kgK)

A partir de estos resultados se puede plantear que:

$$q_{\max} = C_{\min}(Th_i - Tc_i) \quad (2.20)$$

Donde $C_{\min}$ es igual a C_c o C_h dependiendo de cuál sea más pequeño.

El calor transferido al fluido frío se obtiene según la expresión 2.21:

$$q_c = m_c \cdot Cp_c \cdot (Tc_o - Tc_i) \quad (2.21)$$

Para la selección de las propiedades de la sustancia que se va a calentar, se calcula la temperatura media entre la entrada y la salida (ecuación 2.22 y 2.23).

$$Tc = \frac{Tc_i + Tc_o}{2} \quad (2.22)$$

Tc ; Temperatura media del fluido frío.

Tc_o ; Temperatura a la salida del fluido frío.

$$Th = \frac{Th_i + Th_o}{2} \quad (2.23)$$

Th ; Temperatura media del fluido caliente.

Th_o ; Temperatura a la salida del fluido caliente.

Luego con estos valores por medio de la tabla A.6 Incropera (2003), se obtiene el calor específico Cp_c y Cp_h del fluido frío y caliente correspondientemente.

Efectividad de la transferencia de calor

Es ahora lógico definir la efectividad (ε) como la relación entre el flujo de transferencia de calor para un intercambiador de calor y la máxima transferencia de calor posible mediante la expresión (2.24)

$$\varepsilon \equiv \frac{q}{q_{\max}} \quad (2.24)$$

Donde:

q ; Flujo de calor transferido, (W)

$q_{\max}$; Flujo máximo de calor transferido, (W)

Cuando $C_c = C_{\min}$.

$$\varepsilon \equiv \frac{C_h (Th_i - Th_o)}{C_{\min} (Th_i - Tc_i)} \quad (2.25)$$

Cuando $C_h = C_{\min}$.

$$\varepsilon = \frac{C_c (Tc_o - Tc_i)}{C_{\min} (Th_i - Tc_i)} \quad (2.26)$$

Tc_o ; Temperatura a la salida del fluido frío.

Th_o ; Temperatura a la salida del fluido caliente.

Por definición la efectividad, que es adimensional, debe estar en el rango $0 \leq \varepsilon \leq 1$, si $(Th_i \text{ y } Tc_i)$ se conocen, entonces el flujo de transferencia de calor se determina por la expresión 2.27.

$$q = \varepsilon \cdot C_{\min} \cdot (Th_i - Tc_i) \quad (2.27)$$

Para cualquier intercambiador de calor se cumple que:

$$\varepsilon = f \left(NTU, \frac{C_{\min}}{C_{\max}} \right) \quad (2.28)$$

Donde $C_{\min} / C_{\max}$ es igual a C_c / C_h o C_h / C_c .

Luego de la ecuación (2.12) se procede a encontrar el área

$$A = \frac{NTU \cdot C_{\min}}{U} \quad (2.29)$$

Con los valores de la efectividad y la relación C_h/C_c , se busca en la figura 11.15 Incropera (2010) el (NTU).

2.3- Características del intercambiador de calor del sistema de enfriamiento del aceite de los motores MAN18V48/60B.

En el proceso de enfriamiento del aceite de los motores analizados existe un intercambiador involucrado cuyas características se exponen a continuación en la tabla 2.2, pertenece a la firma alemana GEA-ECOFLEX y fabricante SONDEX A/S.

Tabla 2.2. Características físicas del intercambiador de calor.

Características	Valor	U/m
Espesor de las placas	0,004	m
Material de las placas	AISI 304	-
Longitud de las placas	2,720	m
Ancho de las placas	0,875	m
Distancia entre placas	6×10^{-3}	m
Número de placas	300	-
Área de intercambio térmico	336,74	m ²

2.4- Caracterización de la bomba de LT del sistema de enfriamiento del aceite.

La bomba instalada en el sistema de transporte de agua LT es centrífuga de voluta de rotación derecha tipo NSG 150-200 U3.23.D-W0 como se muestra en la figura 2.1.



Figura 2.1. Bomba centrífuga de voluta tipo NSG

Al igual que la bomba de aceite, esta se encuentra acoplada al motor el cual le proporciona una velocidad de 2300rev/min al impelente que tiene un diámetro de 0,180m. Como se puede apreciar en la figura 2.2 esta bomba presenta una altura de bombeo de 40m con una potencia absorbida de 46kw para una eficiencia del 65% siendo el valor del NPSH igual a 4m, y un caudal de 310m³/h.

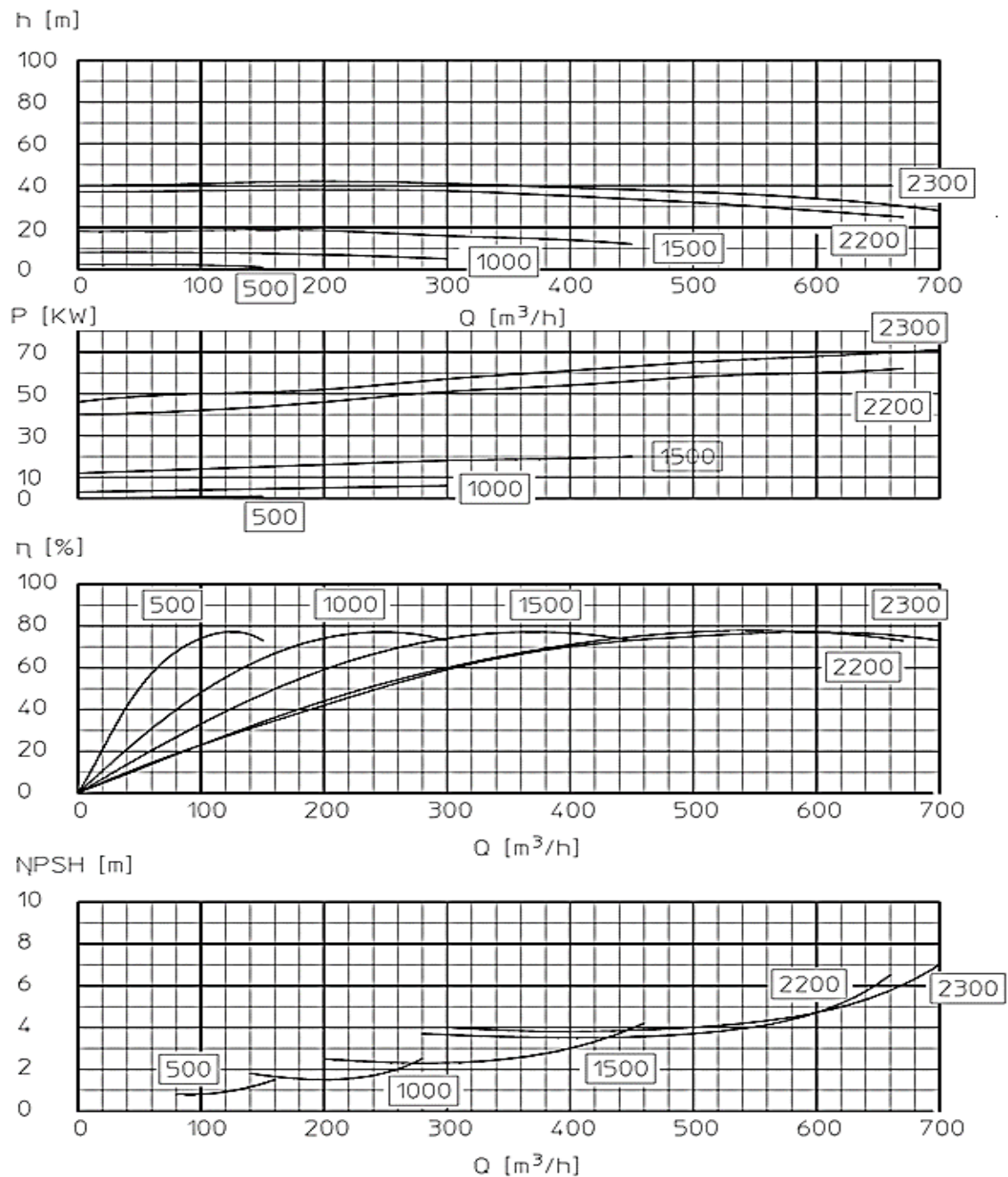


Figura 2.2. Gráfico del comportamiento de la bomba según el número de revoluciones.

2.5- Algoritmo para el cálculo de intercambiadores de calor de placas.

Usando el siguiente algoritmo se puede calcular las principales variables de un intercambiador de calor de placas y así comprobar su correcto diseño y funcionamiento.

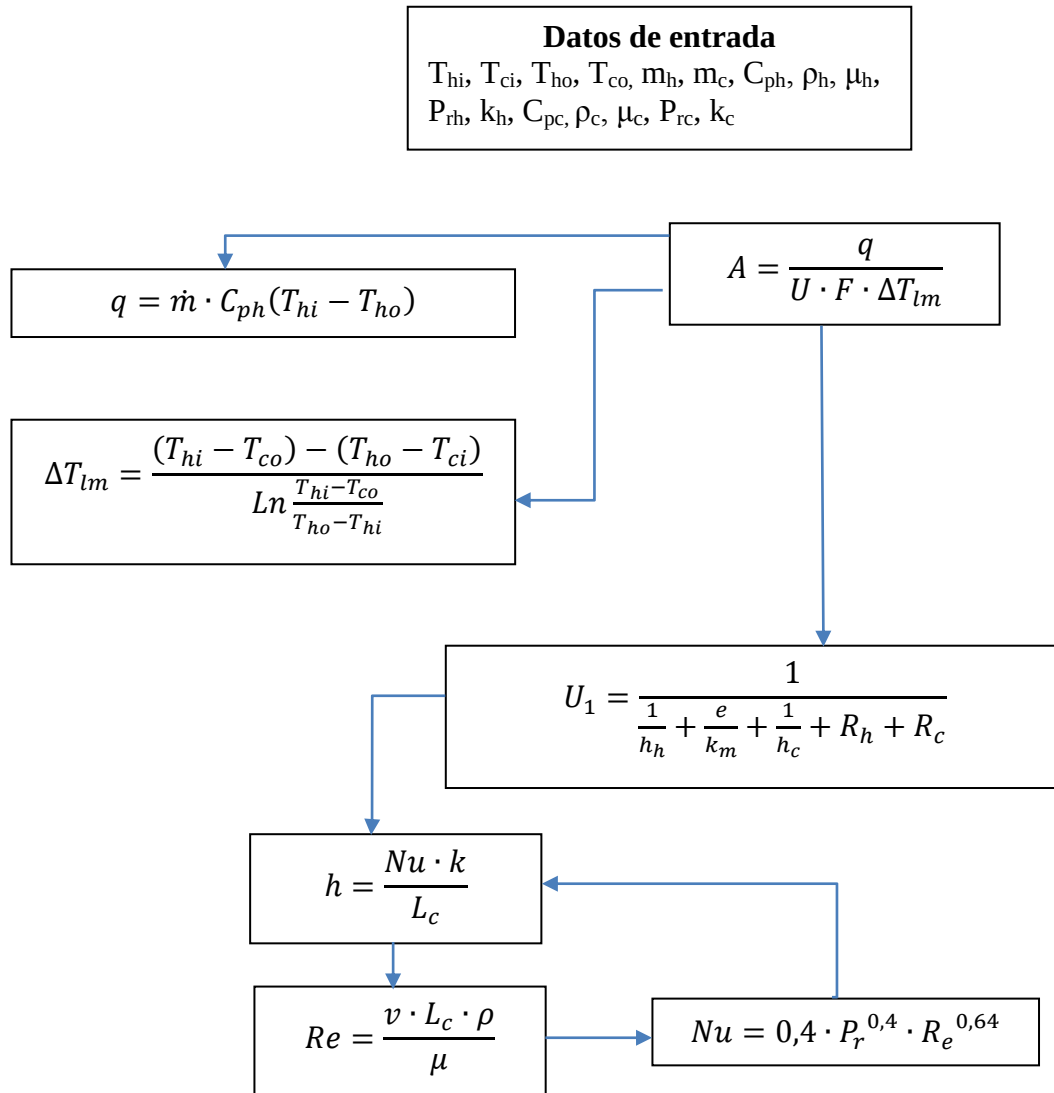


Figura 2.3. Algoritmo para el cálculo de un intercambiador de calor de placas.

2.6- Conclusiones del capítulo II

- ❖ Se establecieron los métodos (ΔT_{lm} y NTU) para el cálculo verificativo del área de intercambio térmico del sistema de enfriamiento del aceite de los motores MAN 18V48/60B.
- ❖ Quedaron establecidas las características del intercambiador actual del sistema de enfriamiento del aceite de los motores MAN 18V48/60B.
- ❖ Se caracterizó la bomba involucrada en el proceso de enfriamiento del aceite.

CAPÍTULO III. ANÁLISIS DE LOS RESULTADOS, VALORACIÓN ECONÓMICA E IMPACTO AMBIENTAL

3.1- Introducción

En el cálculo verificativo de los intercambiadores de calor y sus sistemas, es necesaria la evaluación técnica, económica y ambiental de los resultados que se obtienen, es por ello que el **objetivo** del capítulo es:

Analizar los resultados del cálculo del sistema de enfriamiento del aceite, así como los impactos económicos y ambientales asociados a la instalación estudiada.

3.2- Sistema de medición empleado.

En el sistema de enfriamiento de los motores MAN18V48/60B pertenecientes a la CDE Moa, se cuenta con un sistema de monitoreo y control SCADA en donde se registran las principales variables que intervienen en el proceso como: temperatura y presión de entrada y salida del aceite y el agua. Además cuenta con instrumentos de medición en los cuáles se pueden visualizar las variables analizadas directamente en el área de trabajo.

El sistema toma lectura cada un minuto por los sensores y luego son codificados por los PLC conectados a los paneles de control, visualizándolos y almacenándolos en la base de datos de los servidores (ver la figura 3.1)

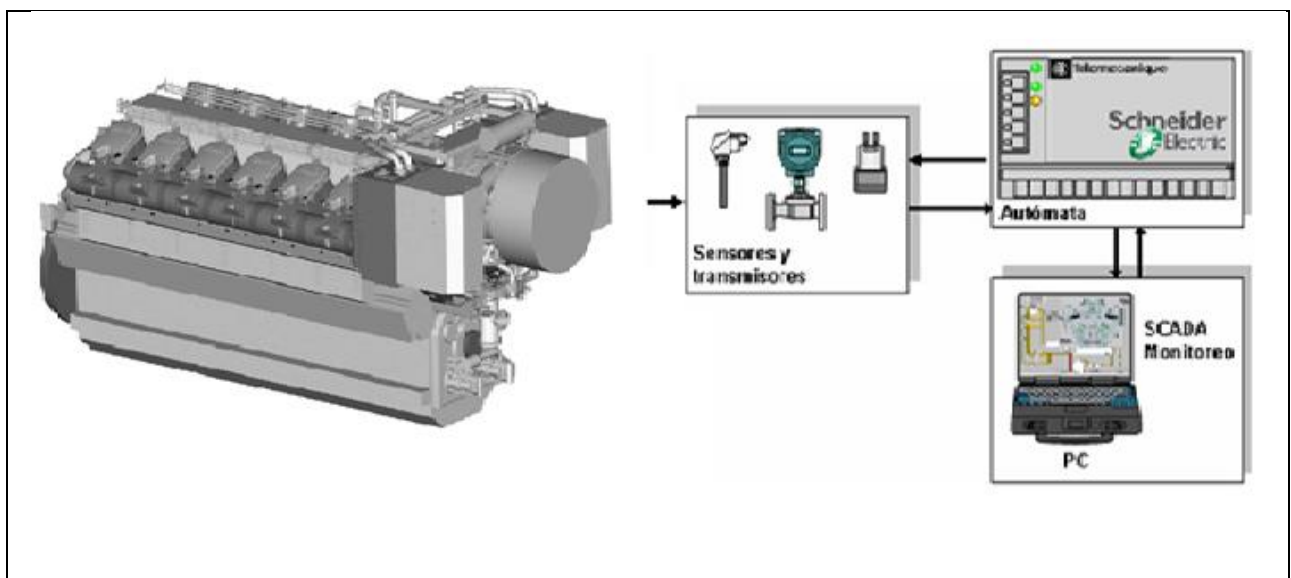


Figura 3.1. Lazo de monitoreo y control de la CDE Moa.

La ventana principal de monitoreo y control del sistema de enfriamiento del aceite se muestra en la figura 3.2.

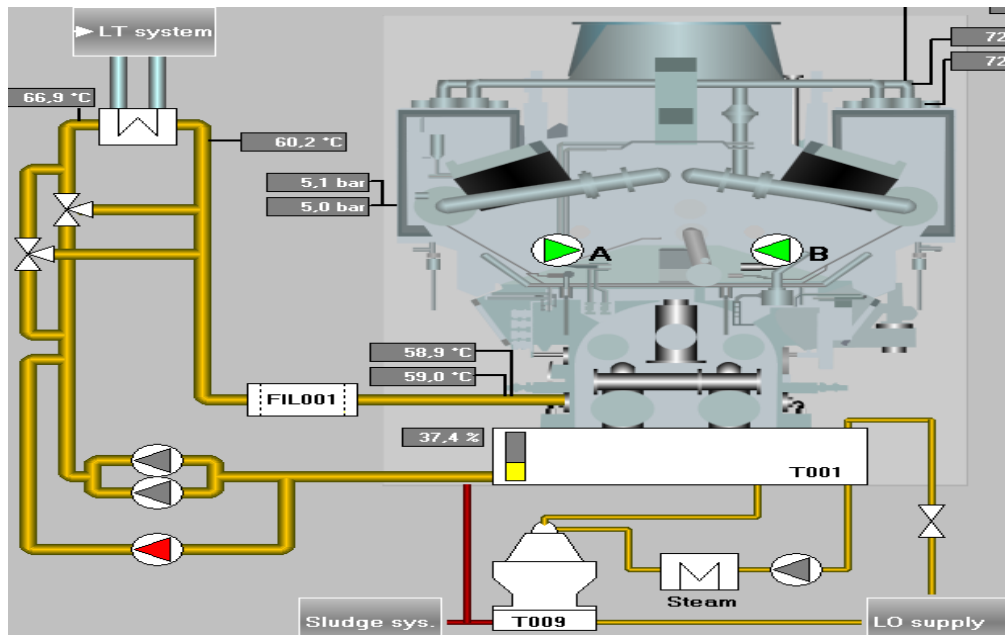


Figura 3.2. Sistema de aceite vista desde control de unidad.

3.3- Resultados de la experimentación

Partiendo del sistema de monitoreo con que cuentan los motores MAN18V48/60B se tomaron los registros de las principales variables que intervienen en el proceso de enfriamiento del aceite durante un periodo de 5 días en cada turno cada un minuto.

También se realizaron mediciones manuales para el caso del agua LT con la ayuda de los manómetros y termómetros colocados en la entrada y salida de las tuberías en el intercambiador, así como de un fluxómetro externo presentado por el proveedor; la compañía Jacir, para la medición del flujo ya que la planta no cuenta con este instrumento para la medición en este caso.

Para determinar tendencias, comportamientos y eliminar posibles errores de medición se hizo un análisis a los datos en donde se tomaron los valores $\pm$ las desviación estándar y los que estaban fuera de ese rango se tomaron como errores de medición. A la base de datos resultante se le determinó el promedio diario los cuales se tomaron para realizar la evaluación del intercambiador de placas involucrado en el proceso de enfriamiento del aceite de los motores MAN18V48/60B, pertenecientes al grupo electrógeno CDE Moa, dichos valores se muestran a continuación en la tabla de 3.1

Tabla 3.1. Análisis estadístico del proceso de enfriamiento del aceite.

Ciclos	Q_c (m ³ /h)	Q_h (m ³ /h)	T_{ci} (K)	T_{hi} (K)	T_{co} (K)	T_{ho} (K)
Día 1	310	510	316,15	340,65	325,55	332,35
Día 2	310	510	317,75	341,35	326,75	333,35
Día 3	310	510	317,25	340,95	326,45	332,65
Día 4	310	510	317,65	340,20	326,25	332,45
Día 5	310	510	317,35	341,15	326,65	333,65

Otro de los aspectos que se tuvo en cuenta para la evaluación del intercambiador de calor analizado son las propiedades termo físicas del aceite y el agua desmineralizada así como la conductividad térmica del material de las placas del intercambiador, el AISI 304 las cuales se tomaron de las tablas de propiedades de los fluidos en la literatura especializada clásica, el Incropera (2010), (Tabla A1, A5 y A6).

3.4- Resultados obtenidos en el análisis del proceso de enfriamiento del aceite de los motores objeto de estudio.

Los resultados obtenidos en la evaluación de las principales variables que intervienen en el proceso de enfriamiento del aceite se exponen en la siguiente tabla 3.2 obtenidos mediante el software profesional Mathcad 13. Los cálculos se muestran íntegramente en el anexo 1.

Tabla 3.2. Principales resultados de la evaluación del proceso de enfriamiento del aceite.

PARÁMETROS	Día 1	Día 2	Día 3	Día 4	Día 5	U/m
Velocidad del agua	0,075	0,075	0,074	0,075	0,075	m/s
Velocidad del aceite	0,115	0,115	0,115	0,115	0,115	m/s
Reynolds agua	$1,267 \times 10^3$	$1,268 \times 10^3$	$1,26 \times 10^3$	$1,26 \times 10^3$	$1,267 \times 10^3$	-
Prandals agua	4,506	4,506	4,50	4,506	4,506	-
Reynolds aceite	$1,092 \times 10^5$	$1,092 \times 10^5$	$1,092 \times 10^5$	$1,092 \times 10^5$	$1,092 \times 10^5$	-
Prandals aceite	0,163	0,163	0,163	0,163	0,163	-
Nussel Agua	52,025	52,066	51,983	52,004	52,035	-
Nussel aceite	314,071	314,071	314,071	314,071	314,071	-
Coef. Convección agua	$2,796 \times 10^3$	$2,799 \times 10^3$	$2,794 \times 10^3$	$2,795 \times 10^3$	$2,797 \times 10^3$	W/mK

Coef. Convección aceite	$3,638 \times 10^3$	$3,638 \times 10^3$	$3,638 \times 10^3$	$3,638 \times 10^3$	$3,638 \times 10^3$	W/mK
Flujo de calor	$3,543 \times 10^6$	$3,396 \times 10^6$	$3,463 \times 10^6$	$3,239 \times 10^6$	$3,506 \times 10^6$	W
DTML	15,644	15,046	14,945	14,371	15,382	K
Coef. Glob. TC estimado	685,244	685,378	685,11	685,177	685,278	W/m ² K
Área de tra. calor DTML	330,478	329,327	338,209	328,962	332,597	m ²
Área de tra. calor NTU	343,226	343,159	343,293	343,26	343,209	m ²

3.5- Análisis de los Resultados

Una de las variables de más importancia en el análisis de intercambio térmico es el flujo de calor, en este caso la temperatura de salida del aceite depende del calor absorbido por el agua, por tal motivo en la figura 3.4 se representa el comportamiento del flujo de calor para el intercambiador analizado. Según el comportamiento representado en la figura el flujo de calor presenta muy pocas variaciones para las condiciones dadas.

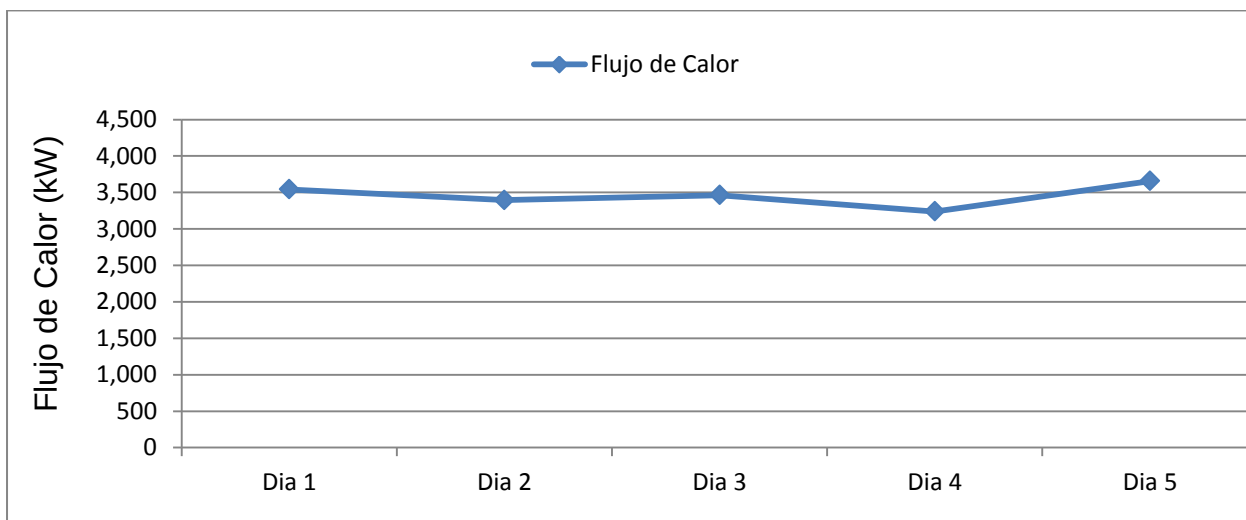


Figura 3.4. Comportamiento del flujo de calor.

Otra de las variables de importancia en el proceso de enfriamiento es el coeficiente global de transferencia de calor ya que caracteriza la transferencia de calor del proceso del proceso, en ocasiones este puede ser afectado por las incrustaciones y variar de forma negativa en el tiempo afectando el intercambio térmico incurriendo en la temperaturas de salidas de los fluidos fríos y caliente, es por ello que el estudio de su comportamiento es muy necesario para la instalación. La figura 3.3 representa el comportamiento del coeficiente global de transferencia de calor estimado para las

condiciones actuales este se comporta de manera muy similar lo que indica que no hay ninguna afectación del proceso durante el tiempo analizado.

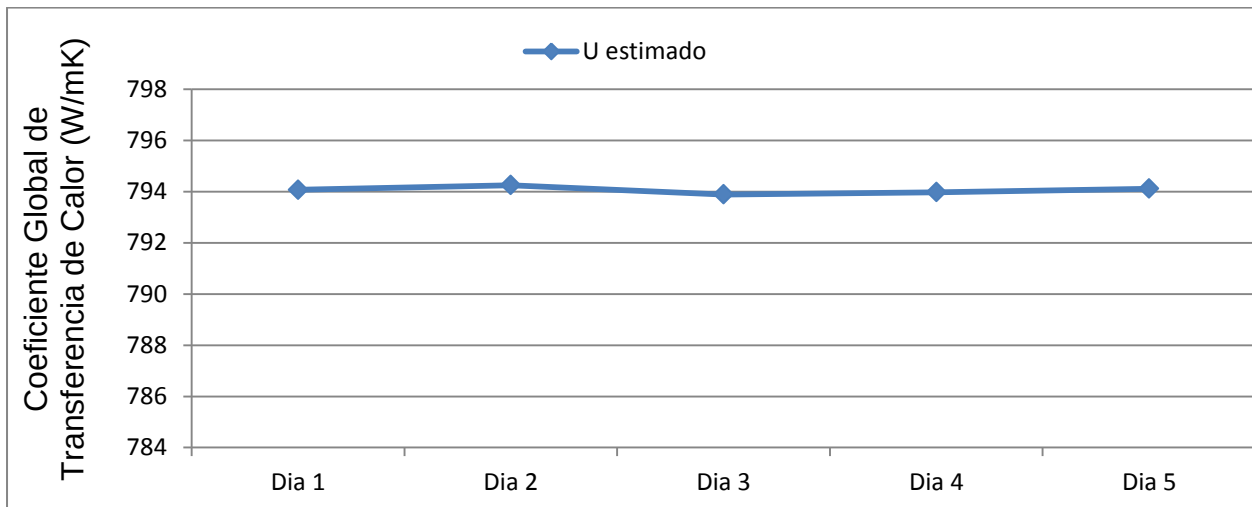


Figura 3.3. Comportamiento del coeficiente global de transferencia de calor estimado.

Otro de los principales parametros de trabajo de los intercambiadores de calor y el más analizado ya que este tiene gran peso a la hora de la selección del equipo, es el área de intercambio térmico. La figura 3.2 muestra la variación del área de intercambio térmico por ambos métodos para las condiciones analizadas de dicho intercambiador.

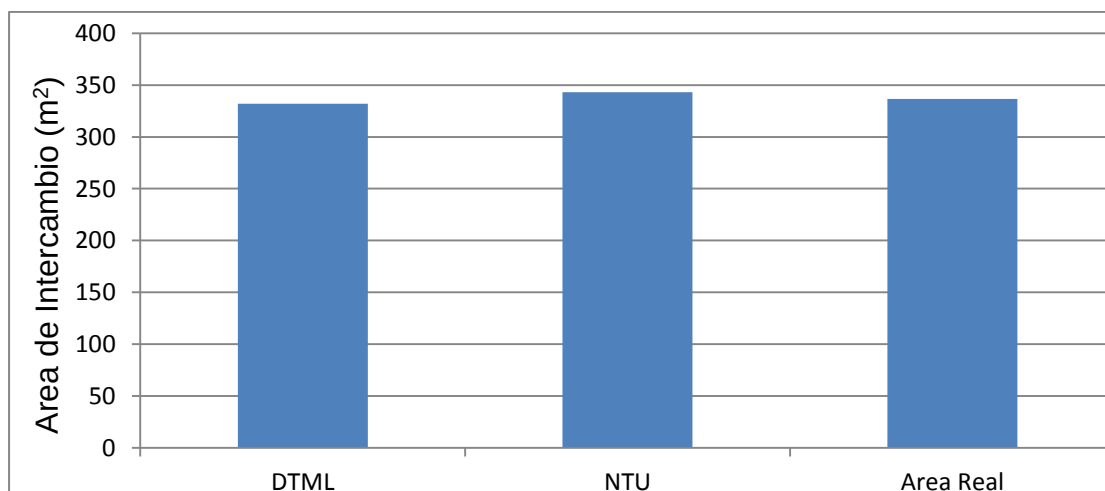


Figura 3.2. Area de intercambio térmico

Como se puede observar en la figura el área calculada por los metodos (NTU y DTLM) se corresponden con el área de diseño siendo la diferencia de **tanto** por el método

DTML y de **tanto** por el método NTU, lo que indica que el intercambiador de calor se encuentra trabajando correctamente para las condiciones actuales de operación. Sin embargo el problema de la alta temperatura a la salida del aceite continúa siendo un riesgo sustancial.

En tal caso la solución del problema se puede encaminar usando dos vías posibles. Una alternativa sería aumentando la transferencia con la selección de un intercambiador de calor de mayor área de intercambio térmico lo cual es posible pero sería muy costoso, y la otra solución sería variando las condiciones actuales de operación del agua de enfriamiento, disminuyendo la temperatura de entrada o aumentando el flujo de la misma, ya que las variaciones para el aceite no son recomendables por problemas de operación y diseño debido a la función tan imprescindible que desempeña en el proceso de lubricación del equipo.

Analizando las variantes expuestas anteriormente se determinó que la vía más factible para lograr el objetivo deseado sería la variación del flujo del agua de enfriamiento que intercambia temperatura con el aceite por que en el caso de variar la temperatura de entrada al intercambiador de aceite habría que analizar el sistema de torre de enfriamiento junto a su intercambiador y proponer alguna solución que responda a esta necesidad, y al no ser este el objeto de estudio, no se encuentra en la presente investigación.

Variación del flujo de agua

Usando un balance de energía en el cual se asume que el calor cedido por el aceite es igual al calor adsorbido por el agua y fijando la temperatura de salida deseada del aceite a 325,5 K se determina el flujo necesario del agua de enfriamiento para lograr el valor de temperatura requerido por el proceso. Según los cálculos realizados se determinó que el flujo másico de agua requerido para garantizar que la temperatura del aceite sea de 325 K, es de 100 a 103 kg/s (ver anexo 1).

A partir del nuevo flujo calculado para el agua se realizó un cálculo general comprobativo demostrando que esta variante podría ser la solución del insuficiente

enfriamiento del aceite de los motores MAN 18V48/60B pertenecientes a la CDE Moa (anexo 1).

3.6- Valoración económica

Como consecuencia de la potencia dejada de generar debido a las limitaciones de un 20% de los motores por temperatura de aceite, que en ocasiones resultan salidas de línea en horarios pico provocando inclusive hasta la caída de frecuencia en todo el país, es el aumento del costo del MW/h de forma general y sobre todo para los índices de consumo de la planta, dejando de generar 2 MW/h por motores aproximadamente lo que significa que los diez motores están dejando de aportar 20 MW/h a la generación del país prácticamente con el mismo índice de consumo. También es importante destacar el consumo de aceite ya sea por completamiento o cambio debido a la degradación de sus propiedades producto a la temperatura. A continuación se presenta una valoración económica a tener en cuenta para la toma de decisiones correspondientes al tema estudiado enfocado desde el punto de vista del ahorro monetario teniendo en cuenta el costo de producción del MW/h y el costo del gasto de aceite.

La figura 3.3 muestra los costos de generación pertenecientes a la CDE Moa en el mes de Mayo del 2016, estos resultados responden a una generación de 39105,2 MW/h.

PARTIDAS DEL COSTO	PLAN		REAL/MOA	
	MP	P /MWh	MP	P/ MWh
Combustible tecnológico	5745.2	104.23	3853.2	97.1
Materiales directos	373.0	6.77	126.6	3.2
Aditivos	30.4	0.55	0.0	0.0
Aceite Directo de Generación	342.6	6.22	126.6	3.2
Salario y seguridad social	95.8	1.74	71.8	1.8
Total Costo Directo Generación (1+2+3+4) (A)	6214.0	112.74	4051.6	102.1
Total Costo Indirecto Generación	1971.6	35.77	1520.9	38.3
Reposición (70100+70200)	1317.2	23.90	1299.5	32.8
Gasto de mto y reparaciones	513.6	9.32	25.7	0.6
Otros	140.8	2.55	195.7	4.9
COSTO TOTAL GENERACION	8185.6	148.51	5572.5	142.5

Figura 3.3. Costos de generación de la CDE Moa en el mes de Mayo.

Como se puede observar la figura representa una comparación entre lo planificado y lo realizado en el mes de Mayo del 2016. El principal factor que incide en el aumento del costo total de generación es el gasto por combustible, resultando el costo total del MW/h en 142,5 pesos.

Teniendo en cuenta este resultado y analizando las horas trabajadas por motor en el periodo analizado se procede a calcular la cantidad de MW/h que hubiesen generado las máquinas en caso de estar trabajando a su carga máxima para lo que están diseñadas, siendo este resultado de 49790,4MW/h. Este valor ofrece una diferencia de 10685.2MW/h con respecto a lo real generado y si lo multiplicamos por el costo del MW/h antes mencionado importaría 1522632 pesos de diferencia lo cuál en término de costos de generación es ganancia. Los valores de las horas trabajadas se presentan en la tabla 3.3.

Tabla 3.3. Horas trabajadas por motor en el mes de Mayo, 2016.

Máquinas	M1	M2	M3	M4	M5	M6	M7	M8	M9	M10	TOTAL
Horas trabajadas	293	225	244	446	297	272	110	531	152	136	2706

Para el cálculo del consumo de aceite se tuvo en cuenta las horas trabajadas por los motores en un período de 5 meses; los primeros 5 de este año 2016, siendo un total de 18635 horas por los 10 motores en conjunto. Según el fabricante el consumo de aceite para estos motores es de 13 litros por hora (L/h), y si multiplicamos este valor por el tiempo de generación comprendido en el período sería un consumo total de 242255 litros, sin embargo el consumo real en este tiempo fue de 280710 litros, donde se obtiene una diferencia de 38455 litros. El costo de este tipo de aceite es de 2,45 pesos el litro lo que indica una diferencia de 94214,75 pesos de ganancia.

3.7- Impacto ambiental

La protección del medio ambiente es uno de los problemas científico - técnicos más complejos que enfrenta la humanidad actualmente. El desarrollo vertiginoso de la industria en los últimos años ha llevado a niveles sin precedentes, la contaminación de la atmósfera y las aguas con sustancias nocivas al hombre, los animales y plantas.

En Cuba, donde desde el triunfo de la revolución se ha desarrollado notablemente la industria, no está exento de esta problemática, aunque la contaminación ambiental no alcanza aún los niveles de los países altamente industrializados.

A nivel mundial los motores de combustión interna consumen más de la tercera parte de la cantidad total del combustible extraído, por lo que ejercen gran influencia sobre el medio ambiente. En la instalación estudiada esto es verídico ya que cada motor consume $3.8 \text{ m}^3/\text{h}$ por lo que trae consigo los siguientes factores:

1. La contaminación por ruido que excede los 118 decibeles.
2. La emisión a la atmósfera de gran cantidad de gases y partículas producto de la combustión.
3. La contaminación física, química y térmica de aguas superficiales y subterráneas de ríos, mares y lagos con los consiguientes efectos secundarios sobre los ecosistemas acuáticos y sobre el hombre.
4. Durante la combustión del combustible en los moto generadores, se expulsan a la atmósfera los siguientes compuestos (figura 3.5).

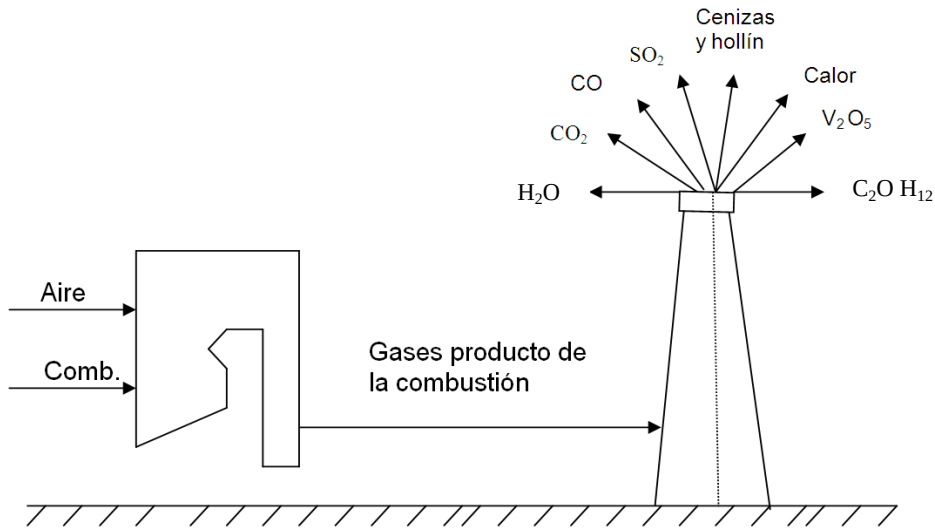


Figura 3.5. Interacción de un moto generador con el medio ambiente

Leyenda

- ❖ Óxidos de Azufre: SO_2 y SO_3 .
- ❖ Óxidos de Nitrógeno: NO y NO_2
- ❖ Partículas de Ceniza.
- ❖ Pentóxido de Vanadio: V_2O_5 .
- ❖ Productos de incombustión mecánica y química.
 - Monóxido de Carbono; CO
 - Benzopireno; C_2OH_{12} .
 - Hidrocarburos tipo: CH_4 y C_2H_4 .

También están presentes en los gases producto de la combustión los sedimentos de las superficies de calentamiento desprendidos durante su limpieza. La mayor parte de estos compuestos poseen un alto grado de toxicidad y ejercen una influencia nociva sobre el hombre y la naturaleza.

La disminución de la emisión de óxidos de nitrógeno se puede lograr por medio de la desulfuración del combustible. Una disminución considerable de la emisión de óxidos de nitrógeno y algunas sustancias cancerígenas es posible con la organización correcta del proceso de combustión en los hornos de los generadores de vapor. Las sustancias contaminantes ejercen una gran influencia sobre el hombre y la naturaleza.

Se ha podido comprobar que la contaminación ocasionada por las emisiones gaseosas y de metales pesados en suspensión, resultantes de la combustión de hidrocarburos

tanto de las plantas de generación eléctrica y las industrias como de los automóviles y hogares, constituye una de las causas principales de las enfermedades de las vías respiratorias, la piel y diversos tipos de cáncer. De las sustancias contenidas en los gases producto de la combustión sólo son inofensivos para el hombre los vapores de agua, el dióxido de carbono, el oxígeno y el nitrógeno. Los otros compuestos, en mayor o menor grado, son nocivos.

Investigaciones realizadas confirman el hecho de que el SO_2 en la atmósfera se oxida hasta SO_3 el cual a su vez reacciona con la humedad del aire, y se obtiene como resultado ácido sulfúrico (H_2SO_4). Este proceso se acelera visiblemente en presencia de radiación solar y de partículas de polvo muy pequeñas, que constituyen catalizadores de esta reacción.

De acuerdo a la influencia de las sustancias contaminantes sobre el organismo humano, las mismas pueden clasificarse de la siguiente forma:

1. Sustancias de alta peligrosidad: Pentóxido de Vanadio; V_2O_5 y Benzopireno; $\text{C}_{20}\text{H}_{12}$.
2. Sustancias de mediana peligrosidad: Dióxido de Nitrógeno; NO_2 y Dióxido de Azufre, SO_2 .
3. Sustancias de baja peligrosidad: Monóxido de Nitrógeno; NO y Trióxido de Azufre; SO_3 .

Todo lo anteriormente expresado permite afirmar que en el mundo actual la interacción humanidad - medio ambiente tiene un carácter global y es de intensidad creciente. El medio ambiente afectado, directa o indirectamente por la acción humana, comprende la totalidad de la atmósfera y de la hidrósfera, e incluso partes cada vez más profundas de la litósfera y engloba, por lo tanto, la biosfera en su conjunto.

De todas las formas de actividad humana, quizás la más contaminante y degradante del medio ambiente es la relativa al manejo de los recursos energéticos, es decir, su extracción, conversión, transporte y consumo. Más del 80 % del dióxido de azufre, del 50 % de los óxidos de nitrógeno, y del 30 al 40 % de las partículas en suspensión emitidos a la atmósfera, proceden de los generadores de vapor que queman combustibles fósiles, las calderas industriales y los sistemas de calefacción. Estos contaminantes son transportados por el viento y las nubes, produciendo sus efectos

adversos en áreas muy distantes del lugar de la emisión en forma de depósito o de lluvias ácidas.

3.8- Conclusiones del Capítulo III.

- ❖ Los resultados obtenidos muestran que área real de intercambio térmico se corresponde con el área calculada lo que indica que el intercambiador está trabajando correctamente para las condiciones actuales de operación.
- ❖ El flujo de agua necesario para alcanzar la temperatura requerida del aceite, es de 100 a 103 kg/s de acuerdo con los calculos realizados.
- ❖ La valoración económica revela el ahorro de 1522632 pesos por concepto de generación de MW/h y de 94214.75 pesos por gasto de aceite.
- ❖ El análisis del impacto ambiental evidencia que los gases producto de la combustión interna ejercen gran influencia sobre el medio ambiente y el hombre así como la exposición al ruido.

CONCLUSIONES

- ❖ Por medio de la revisión de diversas bibliografías relacionadas con el intercambio térmico se comprobó la existencia de varios trabajos dedicados al diagnóstico térmico de estos equipos, pero en ninguno de los consultados existen trabajos relacionados con el objeto de estudio en la instalación.
- ❖ Se expuso la metodología de cálculo con el uso de la Efectividad y el Número de Unidades de Transmisión, y la Diferencia de la Temperatura Media Logarítmica para determinar las áreas de intercambio térmico.
- ❖ A partir de los cálculos efectuados se determinó que el área real del intercambiador de calor se corresponde con la calculada por ambos métodos.
- ❖ Se propuso nuevas condiciones de operación mediante la variación del flujo del agua para garantizar la temperatura adecuada del aceite lo que permite un ahorro por conceptos de generación y consumo de aceite 1616846.75 en 5 meses.
- ❖ Las principales afectaciones de la instalación al medio ambiente y al hombre son a causa de la emisión de gases producto de la combustión interna de los motores, así como la contaminación por ruido.

RECOMENDACIONES

- ❖ Continuar el estudio de los intercambiadores de calor abordados en este trabajo considerando nuevos aspectos no estudiados, debido a la importancia que tiene en el proceso de enfriamiento.
- ❖ Tomar como referencia los resultados expuestos en el trabajo de manera que contribuya positivamente en la toma de decisiones por parte de los operarios y el personal administrativo de la entidad.
- ❖ Continuar el análisis del sistema de bombeo de agua LT con el objetivo de lograr el enfriamiento del aceite cuando el motor se encuentre apagado, instalando una bomba auxiliar.

ANEXOS

1. Cálculo del intercambiador de calor de placas usando el software mathcad 13.

Cálculo verificativo del intercambiador de placas

$n := 0, 1 \dots 4$ Valores

$L_i := 2.720\text{m}$ Longitud de la placa

$W_i := 0.875\text{m}$ Ancho de la Placa

$b_i := 0.006\text{m}$ Distancia entre placas

$L_c := b_i \cdot 2$

$L_c = 0.012\text{ m}$

$N_p := 300$ Número de placas

$A_{\text{real}} := 336.74\text{m}^2$ Area real del intercambiador

Propiedades termofísicas del agua

Calor Específico

Densidad

Viscosidad dinámica

$C_{p\text{agua}} := 4182 \frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$

$\rho_{\text{agua}} := 984 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$

$\mu_{\text{agua}} := 695 \cdot 10^{-6} \text{Pa} \cdot \text{s}$

Conductividad térmica

$k_{\text{agua}} := 645 \cdot 10^{-3} \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{K}}$

$m_{\text{aprueba}_n} :=$

$329.7 \cdot \text{m}^3 \cdot \text{hr}^{-1}$
$330.1 \cdot \text{m}^3 \cdot \text{hr}^{-1}$
$329.3 \cdot \text{m}^3 \cdot \text{hr}^{-1}$
$329.5 \cdot \text{m}^3 \cdot \text{hr}^{-1}$
$329.8 \cdot \text{m}^3 \cdot \text{hr}^{-1}$

$m_{\text{agua}_n} := m_{\text{aprueba}_n} \cdot \rho_{\text{agua}}$

$m_{\text{agua}_n} =$

90.118
90.227
90.009
90.063
90.145

$\frac{\text{kg}}{\text{s}}$

Velocidad

$$V_{\text{agua}_n} := \frac{m_{\text{agua}_n}}{234 \cdot \rho_{\text{agua}} \cdot b_i \cdot W_i}$$

 $V_{\text{agua}_n} =$

0.075
0.075
0.074
0.075
0.075

m/s

Reinold

$$R_{\text{agua}_n} := \frac{\rho_{\text{agua}} \cdot L_c \cdot V_{\text{agua}_n}}{\mu_{\text{agua}}}$$

 $R_{\text{agua}_n} =$

1.267·10 ³
1.268·10 ³
1.265·10 ³
1.266·10 ³
1.267·10 ³

Núsel

$$Nu_{\text{agua}_n} := 0.2883 \cdot (R_{\text{agua}_n})^{0.657} \cdot (Pr_{\text{agua}_n})^{\frac{1}{3}}$$

 $Nu_{\text{agua}_n} =$

52.025
52.066
51.983
52.004
52.035

Prandt

$$Pr_{\text{agua}_n} := \frac{Cp_{\text{agua}} \cdot \mu_{\text{agua}}}{k_{\text{agua}}}$$

 $Pr_{\text{agua}_n} =$

4.506
4.506
4.506
4.506
4.506

Propiedades termofísicas del aceite

Calor Específico

$$Cp_{\text{aceite}} := 2076 \frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$$

Densidad

$$\rho_{\text{aceite}} := 859.9 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

Viscosidad dinámica

$$\mu_{\text{aceite}} := 109 \cdot 10^{-7} \text{Pa} \cdot \text{s}$$

Conductividad térmica

$$k_{\text{aceite}} := 139 \cdot 10^{-3} \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{K}}$$

$$m_{ac_n} :=$$

510 · m ³ · hr ⁻¹
510 · m ³ · hr ⁻¹
510 · m ³ · hr ⁻¹
510 · m ³ · hr ⁻¹
510 · m ³ · hr ⁻¹

$$m_{aceite_n} := m_{ac_n} \cdot \rho_{aceite}$$

$$m_{aceite_n} =$$

121.819
121.819
121.819
121.819
121.819

kg
s

Velocidad

Reinold

$$V_{aceite_n} := \frac{m_{aceite_n}}{234 \cdot \rho_{aceite} \cdot b_i \cdot W_i}$$

$$R_{aceite_n} := \frac{\rho_{aceite} \cdot L_c \cdot V_{aceite_n}}{\mu_{aceite}}$$

$$V_{aceite_n} =$$

0.115
0.115
0.115
0.115
0.115

m
s

$$R_{aceite_n} =$$

1.092 · 10 ⁵
1.092 · 10 ⁵
1.092 · 10 ⁵
1.092 · 10 ⁵
1.092 · 10 ⁵

Núsel

Prandt

$$Nu_{aceite_n} := 0.2817 \cdot (R_{aceite_n})^{0.657} \cdot (Pr_{aceite_n})^{\frac{1}{3}}$$

$$Pr_{aceite_n} := \frac{Cp_{aceite} \cdot \mu_{aceite}}{k_{aceite}}$$

$$Nu_{aceite_n} =$$

314.071
314.071
314.071
314.071
314.071

$$Pr_{aceite_n} =$$

0.163
0.163
0.163
0.163
0.163

Coefficiente de Convección de ambos fluidos

$$h_{\text{agua}_n} := \frac{\text{Nu}_{\text{agua}_n} \cdot k_{\text{agua}}}{L_c}$$

$$h_{\text{agua}_n} =$$

2.796·10 ³
2.799·10 ³
2.794·10 ³
2.795·10 ³
2.797·10 ³

$$\frac{1}{\text{m}} \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{K}}$$

$$h_{\text{aceite}_n} := \frac{\text{Nu}_{\text{aceite}_n} \cdot k_{\text{aceite}}}{L_c}$$

$$h_{\text{aceite}_n} =$$

3.638·10 ³
3.638·10 ³
3.638·10 ³
3.638·10 ³
3.638·10 ³

$$\frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}$$

Espesor de la placa

$$\alpha := 0.4 \text{ mm}$$

Conductividad térmica del AISI 304

$$\kappa_p := 14.9 \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{K}}$$

Coefficiente de Transferencia de Calor estimado

$$U_n := \frac{1}{\frac{1}{h_{\text{agua}_n}} + \frac{1}{h_{\text{aceite}_n}} + \frac{\alpha}{\kappa_p} + 0.0002 \cdot \frac{\text{K} \cdot \text{s}^3}{\text{kg}} + 0.0006 \cdot \frac{\text{K} \cdot \text{s}^3}{\text{kg}}}$$

$$U_n =$$

685.244
685.378
685.11
685.177
685.278

$$\frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}$$

Datos de las temperaturas de entrada y salida al intercambiador

$T_{\text{Eas}_n} :=$	$T_{\text{Sas}_n} :=$	$T_{\text{Eagua}_n} :=$	$T_{\text{Sagua}_n} :=$
340.65K	332.35K	316.15K	325.55K
341.35K	333.25K	317.75K	326.75K
340.95K	332.65K	317.25K	326.45K
340.20K	332.45K	317.65K	326.25K
341.15K	333.65K	317.35K	326.65K

Calor Absorbido

$$Q_{abs_n} := m_{agua_n} \cdot C_{p_{agua}} \cdot (T_{Sagua_n} - T_{Eagua_n})$$

$$Q_{abs_n} =$$

3.543·10 ⁶
3.396·10 ⁶
3.463·10 ⁶
3.239·10 ⁶
3.506·10 ⁶

W

$$m_{agua_n} \cdot C_{p_{agua}} =$$

3.769·10 ⁵
3.773·10 ⁵
3.764·10 ⁵
3.766·10 ⁵
3.77·10 ⁵

$\frac{m^2 \cdot kg}{K \cdot s^3}$

$$\Delta T_{1_n} := T_{Eas_n} - T_{Sagua_n}$$

$$\Delta T_{2_n} := T_{Sas_n} - T_{Eagua_n}$$

$$\Delta T_{1_n} =$$

15.1
14.6
14.5
13.95
14.5

K

$$\Delta T_{2_n} =$$

16.2
15.5
15.4
14.8
16.3

K

Diferencia de la Temperatura Media Logarítmica

$$\Delta T_{ml_n} := \frac{\Delta T_{1_n} - \Delta T_{2_n}}{\ln \left(\frac{\Delta T_{1_n}}{\Delta T_{2_n}} \right)}$$

$$\Delta T_{ml_n} =$$

15.644
15.046
14.945
14.371
15.382

K

$$As_n := \frac{Q_{abs_n}}{U_n \cdot \Delta T_{ml_n}}$$

$$\Delta A_n := A_{real} - As_n$$

$$As_n =$$

330.478
329.327
338.209
328.962
332.597

m²

$$A_{real} = 336.74 \text{ m}^2$$

$$\Delta A_n =$$

6.262
7.413
-1.469
7.778
4.143

m²

Método de NTU

$$C_{c_{agua_n}} := C_{p_{agua}} \cdot m_{agua_n}$$

$$C_{c_{agua_n}} =$$

3.769·10 ⁵	$\frac{m^2 \cdot kg}{K \cdot s^3}$
3.773·10 ⁵	
3.764·10 ⁵	
3.766·10 ⁵	
3.77·10 ⁵	

$$C_{c_{aceite_n}} := C_{p_{aceite}} \cdot m_{aceite_n}$$

$$C_{c_{aceite_n}} =$$

2.529·10 ⁵	$\frac{m^2 \cdot kg}{K \cdot s^3}$
2.529·10 ⁵	
2.529·10 ⁵	
2.529·10 ⁵	
2.529·10 ⁵	

$$C_{max_n} := C_{c_{agua_n}}$$

$$C_{min_n} := C_{c_{aceite_n}}$$

$$Q_{max_n} := C_{min_n} \cdot (T_{Eas_n} - T_{Eagua_n})$$

$$Q_{max_n} =$$

6.196·10 ⁶	W
5.968·10 ⁶	
5.994·10 ⁶	
5.703·10 ⁶	
6.019·10 ⁶	

$$NTU := 0.93$$

$$A_{NTU_n} := \frac{NTU \cdot C_{min_n}}{U_n}$$

$$E_n := \frac{Q_{abs_n}}{Q_{max_n}}$$

$$\frac{C_{min_n}}{C_{max_n}} =$$

$$E_n =$$

0.572
0.569
0.578
0.568
0.582

0.671
0.67
0.672
0.671
0.671

$$A_{NTU_n} =$$

343.226	m ²
343.159	
343.293	
343.26	
343.209	

Cálculo de los parametros de operación fijando la temperatura de salida del aceite deseada para el proceso

$$T_{Saceite.d} := 325.5K$$

$$m_{H_2O_n} := \frac{m_{aceite_n} \cdot C_{p_{aceite}} \cdot (T_{Eas_n} - T_{Saceite.d})}{C_{p_{agua}} \cdot (T_{Sagua_n} - T_{Eagua_n})}$$

$$m_{H_2O_n} =$$

97.464	$\frac{kg}{s}$
106.499	
101.555	
103.366	
101.763	

$$m_{agua_n} =$$

90.118	$\frac{kg}{s}$
90.227	
90.009	
90.063	
90.145	

Flujo medio

$$m_{agua} := 102.5 \frac{kg}{s}$$

Cálculo verificativo del área con el nuevo flujo de agua

Velocidad

Reinold

Prandt

$$V_{agua_n} := \frac{\frac{m_{H_2O_n}}{234}}{\rho_{agua} \cdot b_i \cdot W_i}$$

$$R_{agua_n} := \frac{\rho_{agua} \cdot L_c \cdot V_{agua_n}}{\mu_{agua}}$$

$$Pr_{agua_n} := \frac{Cp_{agua} \cdot \mu_{agua}}{k_{agua}}$$

$$V_{agua_n} =$$

0.081
0.088
0.084
0.086
0.084

$\frac{m}{s}$

$$R_{agua_n} =$$

1.37·10 ³
1.497·10 ³
1.427·10 ³
1.453·10 ³
1.43·10 ³

$$Pr_{agua_n} =$$

4.506
4.506
4.506
4.506
4.506

Núsel

$$Nu_{agua_n} := 0.2883 \cdot (R_{agua_n})^{0.657} \cdot (Pr_{agua_n})^{\frac{1}{3}}$$

$$Nu_{agua_n} =$$

52.025
52.066
51.983
52.004
52.035

$$m_{ac_n} :=$$

510·m ³ ·hr ⁻¹
510·m ³ ·hr ⁻¹
510·m ³ ·hr ⁻¹
510·m ³ ·hr ⁻¹
510·m ³ ·hr ⁻¹

$$m_{aceite_n} := m_{ac_n} \cdot \rho_{aceite}$$

$$m_{aceite_n} =$$

121.819
121.819
121.819
121.819
121.819

$\frac{kg}{s}$

$$V_{aceite_n} := \frac{\frac{m_{aceite_n}}{234}}{\rho_{aceite} \cdot b_i \cdot W_i}$$

$$R_{aceite_n} := \frac{\rho_{aceite} \cdot L_c \cdot V_{aceite_n}}{\mu_{aceite}}$$

$$V_{aceite_n} =$$

0.115
0.115
0.115
0.115
0.115

$\frac{m}{s}$

$$R_{aceite_n} =$$

1.092·10 ⁵
1.092·10 ⁵
1.092·10 ⁵
1.092·10 ⁵
1.092·10 ⁵

$$Pr_{aceite_n} := \frac{Cp_{aceite} \cdot \mu_{aceite}}{k_{aceite}}$$

$$Pr_{aceite_n} =$$

0.163
0.163
0.163
0.163
0.163

$$Nu_{aceite_n} := 0.2817 \cdot (R_{aceite_n})^{0.657} \cdot (Pr_{aceite_n})^{\frac{1}{3}}$$

$$Nu_{aceite_n} =$$

314.071
314.071
314.071
314.071
314.071

$$h_{agua_n} := \frac{Nu_{agua_n} \cdot k_{agua}}{L_c}$$

$$h_{agua_n} =$$

2.944·10 ³
3.121·10 ³
3.025·10 ³
3.06·10 ³
3.029·10 ³

$$h_{aceite_n} := \frac{Nu_{aceite_n} \cdot k_{aceite}}{L_c}$$

$$h_{aceite_n} =$$

3.638·10 ³
3.638·10 ³
3.638·10 ³
3.638·10 ³
3.638·10 ³

$$U_n := \frac{1}{\frac{1}{h_{agua_n}} + \frac{1}{h_{aceite_n}} + \frac{\alpha}{\kappa_p} + 0.0002 \cdot \frac{K \cdot s^3}{kg} + 0.0002 \cdot \frac{K \cdot s^3}{kg}}$$

$$U_n =$$

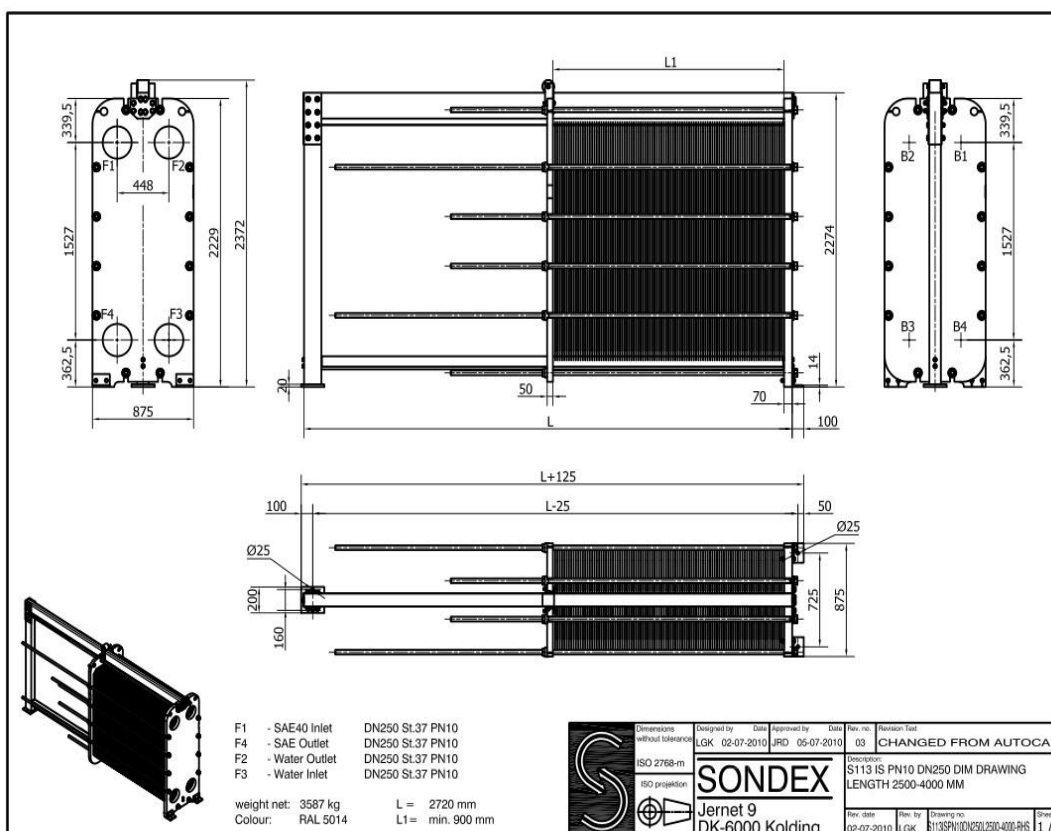
960.257
978.312
968.677
972.273
969.095

$$\begin{aligned}
 T_{Eas_n} &:= \begin{bmatrix} 340.65K \\ 341.35K \\ 340.95K \\ 340.20K \\ 341.15K \end{bmatrix} & T_{Sas_n} &:= \begin{bmatrix} 325.35K \\ 325.25K \\ 325.65K \\ 325.45K \\ 325.65K \end{bmatrix} & T_{Eagua_n} &:= \begin{bmatrix} 316.15K \\ 317.75K \\ 317.25K \\ 317.65K \\ 317.35K \end{bmatrix} & T_{Sagua_n} &:= \begin{bmatrix} 325.55K \\ 326.75K \\ 326.45K \\ 326.25K \\ 326.65K \end{bmatrix} \\
 Q_{abs_n} &:= m_{aceite_n} \cdot C_{p_{aceite}} \cdot (T_{Eas_n} - T_{Sas_n}) & Q_{abs_n} &= \begin{bmatrix} 3.543 \cdot 10^6 \\ 3.396 \cdot 10^6 \\ 3.463 \cdot 10^6 \\ 3.239 \cdot 10^6 \\ 3.506 \cdot 10^6 \end{bmatrix} \text{ W} \\
 \Delta T_{1_n} &:= T_{Eas_n} - T_{Sagua_n} & \Delta T_{2_n} &:= T_{Sas_n} - T_{Eagua_n} \\
 \Delta T_{1_n} &= \begin{bmatrix} 15.1 \\ 14.6 \\ 14.5 \\ 13.95 \\ 14.5 \end{bmatrix} \text{ K} & \Delta T_{2_n} &= \begin{bmatrix} 9.2 \\ 7.5 \\ 8.4 \\ 7.8 \\ 8.3 \end{bmatrix} \text{ K} \\
 \Delta T_{ml_n} &:= \frac{\Delta T_{1_n} - \Delta T_{2_n}}{\ln \left(\frac{\Delta T_{1_n}}{\Delta T_{2_n}} \right)} & \Delta T_{ml_n} &= \begin{bmatrix} 11.907 \\ 10.659 \\ 11.174 \\ 10.579 \\ 11.113 \end{bmatrix} \text{ K} \\
 A_{sn} &:= \frac{Q_{abs_n}}{U_n \cdot \Delta T_{ml_n}} & A_{sn} &= \begin{bmatrix} 330.478 \\ 329.327 \\ 338.209 \\ 328.962 \\ 332.597 \end{bmatrix} \text{ m}^2 & A_{real} &= 336.74 \text{ m}^2 \\
 \Delta A_n &:= A_{real} - A_{sn} \\
 |\Delta A_n| &= \begin{bmatrix} 1.66 \\ 53.727 \\ 20.74 \\ 25.932 \\ 27.232 \end{bmatrix} \text{ m}^2
 \end{aligned}$$

2. Diseño de Placas (alto y bajo NTU)



3. Tablilla intercambiador



SONDEX Deutschland GmbH - Design & Datalist

V10EC25

mas GmbH	Herr Schmidt		
SDA 29737059	101M195		Item: 4
PHE-Type S113-IS10-300-TKTM98-LIQUID		Hot side	Cold side
Flowrate	(m ³ /h)	510,00	329,00
Inlet temperature	(°C)	65,46	46,50
Outlet temperature	(°C)	55,00	53,39
Pressure drop	(bar)	0,80	0,18
Heat exchanged	(kW)	2600	
Thermodynamic properties:		SAE 40	Water
Specific gravity	(kg/m ³)	873,26	988,12
Specific heat	(kJ/kg*K)	2,01	4,18
Thermal conductivity	(W/m*K)	0,13	0,64
Mean viscosity	(mPa*s)	48,67	0,56
Wall viscosity	(mPa*s)	86,77	0,49
Fouling factors	(m ² *K/kW)	0,17	0,01
Dimensioning factor	%	15,3	
Inlet branch		F1	F3
Outlet branch		F4	F2
Design of Frame / Plates:			
Plate arrangement (passes*channel)		1 x 150 + 0 x 0	
Plate arrangement (passes*channel)		1 x 149 + 0 x 0	
Number of plates		300	
Effective heat surface	(m ²)	336,74	
Overall K-value Duty/Clean	(W/m ² *K)	759	875
Plate material		0.4 mm AISI 304	
Gasket material / Max. temp.		NITRIL HT (G) / 140	
Max. design temperature	(°C)	90,00	
Max. Working/test pressure	(bar)	10,00	15,00
Max. Differential pressure	(bar)	10,00	
Approval		ACC. to PED 97/23/EC Art 3.3	
Liquid volume	(liter)	1076	
Frame length (L)	(mm)	2720	Max. No. of Plates 381
Net weight (net)	(kg)	3587	
Frame type		IS	
Connections HOT side :		DN 250 Flange St.37 PN10	
Connections COLD side:		DN 250 Flange St.37 PN10	
PRICE EACH	EURO		
TERMS OF DELIVERY			
TERMS OF PAYMENT			
DELIVERY TIME			
VALIDITY OF QUOTATION			
DESIGNED BY	Albus		

REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

1. Anderson, D. A (2007). Computational Fluid Mechanics and Heat Transfer, Taylor & Francis, Bristol, PA. USA.
2. Bergles, a. E. (2005). Prediction of the effects of temperature-dependent fluid properties on laminar heat transfer, low Reynolds Number Flow Heat Exchanger, 451 – 471, Hemisphere, Washington, DC.
3. Betancourt R. A. (2005). Interc. V1.12. software para el cálculo y selección de intercambiadores de calor. Trabajo de Diploma. 90 p. ISMM, Cuba.
4. Buen D. V. (1985). Introducción a la mecánica de fluidos y transferencia de calor. Editorial Marcombo, S.A. Barcelona, España.
5. Hernández. J. N (2006). Diagnóstico térmico verificativo de los generadores de vapor insertados en la Central Termoeléctrica de la empresa “Ernesto Ché Guevara”. Trabajo de diploma. ISMM. Cuba.
6. Herrera, O. (1986). Equipos de transferencia de calor. Edición Revolucionaria. La Habana. Cuba.
7. Holman, J. P (2000). Fundamentos de Transferencia de Calor. 8va Edición. Mc Graw Hill. U.S.A.
8. Incropera F. P. and David P. W. (2002). Fundamentals of Heat and Mass Transfer, John Wiley & Sons. New York. U.S.A.
9. Izquierdo M. M (2002). Intercambiadores de calor de placas. Departamento de Ingeniería Térmica y de Fluidos, Universidad de Carlos Tercero. Madrid, España.
10. James, C.A. (2005). The application of Uncertainty Analysis to cross-flow Heat Exchanger Performance Predictions, ASME/JSME Thermal Eng. Conf.
10. Kays, W. M. y A.L. London (1984), Compact heat Exchanger, 3ra ed., McGraw-Hill, Nueva York.
11. Kern, D. Q (1985). Procesos de Transferencia de Calor. Editorial Mc Graw Hill. España.
12. Kreith, F. B (2002). M. Principios de Transferencia de Calor. Editorial Thomson Learning. Madrid, España.
13. Documentación técnica de los MAN 18V48/60B. (2014). Cuba.
14. Manual de Operaciones de la UEB Motores Fuel-Oíl Moa (2014). Cuba.

15. Ramesh K. S (2003). Fundamentals of heat exchanger design. Editorial John Wiley & Sons. New York, E.U.A.
16. Ramos P. N. (1999). Bombas Ventiladores y Compresores. Editorial ISPJAE, Ciudad de La Habana, Cuba.
17. Streeter V. L; et all (1999). Mecánica de los fluidos. Novena edición. McGraw-Hill. ISBN 958-600-987-4. E.U.A.
18. Sundén B (2006). Computer Simulations in Compact Heat Exchangers. Computational Mechanics Publications. Southampton, UK.
19. Wang C (2004). Comprehensive Study of Convex-Louver and Wavy Fin and Tube Heat Exchangers. Journal of Thermophysics and Heat Transfer. Volume 12, Number 3, pages 423 430. USA.
20. Webb, R. L (2003); Compact heat Exchangers, Heat exchanger Design handbook, section 3.9, Hemisphere publishing, New York.