

**METODOLOGÍA PARA EL DISEÑO Y EVALUACIÓN DE INTERCAMBIADORES
DE CALOR TIPO BOX COOLER**

DAIRO RAFAEL CARABALLO FLOREZ

**UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA DE BOLÍVAR
FACULTAD DE INGENIERÍA
PROGRAMA DE INGENIERIA MECÁNICA Y MECATRONICA
CARTAGENA DE INDIAS D.T.H y C**

2009

**METODOLOGÍA PARA EL DISEÑO Y EVALUACIÓN DE INTERCAMBIADORES
DE CALOR TIPO BOX COOLER**

DAIRO RAFAEL CARABALLO FLOREZ

Trabajo de grado presentado para optar el título de Ingeniero Mecánico

Director

PhD, Msc, ME. Bienvenido Sarria López

Asesor

Msc, ME. Juan Fajardo Cuadro

**UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA DE BOLÍVAR
FACULTAD DE INGENIERÍA
PROGRAMA DE INGENIERIA MECÁNICA Y MECATRONICA
CARTAGENA DE INDIAS D.T.H y C**

2009

Cartagena de indias D.T. y C. 03 de diciembre de 2009

Señores

COMITÉ CURRICULAR
UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA DE BOLÍVAR
Facultad de Ingeniería
Cartagena

Estimados Señores

Presento para su consideración la tesis de grado titulada “**Metodología para el Diseño y Evaluación de Intercambiadores de Calor Tipo Box Cooler**” como requisito para obtener el título de Ingeniero Mecánico.

Atentamente

Dairo Rafael Caraballo Flórez
C.C 1.128.057.864 de Cartagena

Cartagena de indias D.T. y C. 03 de diciembre de 2009

Señores

COMITÉ CURRICULAR
UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA DE BOLÍVAR
Facultad de Ingeniería
Cartagena

Estimados Señores

Luego de revisar el trabajo de grado “**Metodología para el Diseño y Evaluación de Intercambiadores de Calor Tipo Box Cooler**” desarrollada por el estudiante Dairo Rafael Caraballo Flórez; considero que cumple con los objetivos propuestos, por lo que estoy de acuerdo en presentarlo formalmente para su calificación y así optar por el título de Ingeniero Mecánico.

Cordialmente,

Ph.D Bienvenido Sarria López
Director de proyecto

Cartagena de indias D.T. y C. 03 de diciembre de 2009

AUTORIZACIÓN

Yo, Dairo Rafael Caraballo Flórez identificado con cedula de ciudadanía número 1.128.057.864 de Cartagena de Indias, autorizo a la Universidad Tecnológica de Bolívar, hacer uso de este trabajo de grado y publicarlo en el catalogo online de su biblioteca.

Cordialmente,

Dairo Rafael Caraballo Flórez
C.C 1.128.057.864 de Cartagena

Nota de aceptación

Firma de presidente del jurado

Firma del jurado

Firma del jurado

Cartagena de indias D.T. y C. 03 de diciembre de 2009

DEDICATORIA

A Dios todo poderoso que fortalece en mí la capacidad de demostrar firme voluntad, fuerza interior y la fe necesaria para lograr el éxito; A Daisy mi mamá por ser el corazón en el cual siempre encuentro amor, refugio y comprensión; A Rafael por ser un padre amoroso y ejemplar con sus sabias palabras como consejos; A mis hermanos Ronald y Liceth por ese gran ánimo y cariño.

Dairo

AGRADECIMIENTOS

“Mientras el río corra, los montes hagan sombra y en el cielo haya estrellas, debe durar la memoria del beneficio recibido en la mente del hombre agradecido”.

En un día como hoy y siempre expreso mis agradecimientos a:

- ❖ Dios todo poderoso por fortalecer en mí. voluntad, sabiduría y perseverancia necesarias para recoger los frutos que con tanto empeño sembré durante estos cinco años.
- ❖ Mis padres y hermanos por su inmenso amor, apoyo moral y fuerte motivación en mi vida para ir en busca de mayores triunfos.
- ❖ Mi amigo y director de tesis Ph.D Bienvenido Sarria López por sus buenos consejos y confianza depositada para sacar adelante esta línea de trabajo y vincularme como estudiante del grupo de investigación Eolito.
- ❖ MSc. Juan fajardo Cuadro por su ayuda incondicional durante el transcurso de este trabajo y mis estudios Co-terminales de ingeniería mecánica.
- ❖ Mi amiga y casi hermana *Karen, Dianita*, a mis amigos *Angelito, Mario, Edinson y Safid* por mantener en mi actitud positiva de la vida.
- ❖ Ese grupo de amigos entrañables de la UTB, (*Jero, Alfred, Boris, Lucho, Ricardo, Alex, Cristian, Luis J, Jonathan*).

RESUMEN

Título del Trabajo

Metodología para el Diseño y Evaluación de Intercambiadores de Calor Tipo Box Cooler

Autor

Dairo Rafael Caraballo Flórez

Objetivo General

Elaborar una metodología para el diseño y el control operacional de los intercambiadores tipo Box Cooler

Metodología

En el presente trabajo de grado se realizó una investigación de la metodología para el diseño y el control operacional de los intercambiadores tipo Box Cooler, se evaluó la posibilidad de que los Box Cooler conserven características de intercambiadores compactos con fines de lograr razones elevadas de transferencia de calor entre dos fluidos en un volumen pequeño.

Para muchos la aplicación de los intercambiadores de calor es un tema de abundante información que es difícil de relacionar con un problema dado. Aun cuando muchos fabricantes dedican una parte de sus catálogos a las fases técnicas de aplicación de intercambiadores de calor, rara vez tienen suficiente espacio para presentar mas que una tabulación de datos adecuados y presentar

un ejemplo típico para el factor de ensuciamiento que presenta un intercambiador de calor como el Box Cooler en diferentes condiciones de trabajo. En este trabajo se profundizó acerca del conocimiento de las incrustaciones para establecer métodos y periodos óptimos (tiempo) que permitan resolver problemas de formación y obstrucción de flujo en los tubos así como el calculo del coeficiente global de transferencia de calor contemplando la resistencia producto de las incrustaciones.

Director

Ph.D. Bienvenido Sarria López

TABLA DE CONTENIDO

INTRODUCCIÓN	20
OBJETIVO GENERAL	22
OBJETIVOS ESPECÍFICOS.....	23
1 ESTADO DEL ARTE	24
1.1 INCRUSTACIONES EN INTERCAMBIADORES DE CALOR	24
1.1.1 Tipos de Incrustaciones en Intercambiadores de Calor.....	25
1.2 ECUACIONES GENERALES	31
1.3 NATURALEZA DE INCRUSTACIONES	34
1.4 VARIABLES QUE INFLUYEN EN LA FORMACION DE INCRUSTACIONES	
36	
1.4.1 Influencia de Temperatura en la Formación de Incrustaciones	36
1.4.2 Influencia del pH en la Formación de Incrustaciones	38
1.4.3 Influencia de Caída de Presión en la Formación de Incrustaciones	39
1.4.4 Influencia del Ensuciamiento sobre la Transferencia de Calor	40
1.5 MÉTODOS DE LIMPIEZA	42
1.5.1 Limpieza Química para Intercambiadores de Calor.....	43
1.5.2 Limpieza por Sistemas de Alta Presión	44
1.5.3 Uso de Tecnología Magnética para Tratar Agua	46
1.5.4 Mantenimiento Aplicado a Intercambiadores de Calor	48
1.5.5 Implicaciones de un Mal Mantenimiento.....	52
1.6 PERIODO PARA LIMPIEZA DE INTERCAMBIADORES	53
1.6.1 Alcance.....	53
1.6.2 Frecuencia y Tamaño de la Muestra	54
1.6.3 Estimación de Recursos.....	54
1.6.4 Requisitos de Inspección.....	54
1.6.5 Inspección Anual	55

1.7	INFLUENCIA EN LA DISTRIBUCION DE TUBOS SOBRE EL ENSUCIAMIENTO PARA INTERCAMBIADORES DE CALOR	56
2	METODOLOGÍA DE CÁLCULO PARA INTERCAMBIADORES DE CALOR	58
2.1	ANÁLISIS TÉRMICO	58
2.1.1	Diferencia De Temperatura Media Logarítmica (LMTD)	59
2.1.2	Efectividad- Número de Unidades de Transferencia (NTU).....	67
2.2	ANÁLISIS HIDRÁULICO	73
3	INTERCAMBIADORES TIPÒ BOX COOLER	76
3.1	GENERALIDADES	76
3.1.1	Materiales de Construcción de Intercambiadores Box Cooler	76
3.1.2	Principio de Funcionamiento de intercambiadores Box Cooler	77
3.1.3	Sistema Anti-Incrustante de Corriente Impresa	80
3.2	ESPECIFICACIONES TÉCNICAS DE INTERCAMBIADORES BOX COOLER	82
3.2.1	Box Cooler, Unidad Aire Acondicionado.....	82
3.2.2	Box Cooler, Cuartos Fríos	83
3.2.3	Box Cooler, Generadores	84
3.2.4	Box Cooler, Motor Propulsión.....	85
4	CALCULO COMPROBATORIO DE INTERCAMBIADORES	86
	TIPÒ BOX COOLER.....	86
4.1	VOLUMEN DE AGUA DE RÍO OCUPADO EN EL BOX COOLER	86
4.1.1	Volumen de Agua de Río Ocupado en el Box Cooler, Unidad Aire Acondicionado	86
4.1.2	Volumen de Agua de Río Ocupado en el Box Cooler, Para Cuartos Fríos	87
4.1.3	Volumen de Agua de Río Ocupado en el Box Cooler, Generadores.....	88
4.1.4	Volumen de Agua de Río Ocupado en el Box Cooler, Motor Propulsor ...	89
4.2	DENSIDAD DE ÁREA β	90
4.2.1	Densidad de Área para Box Cooler, Unidad Aire Acondicionado	91
4.2.2	Densidad de Área para Box Cooler, Cuartos Fríos	91

4.2.3 Densidad de Área para Box Cooler, Generadores	91
4.2.4 Densidad de Área para Box Cooler, Motor Propulsor.....	92
4.3 CALCULO TÉRMICO DE INTERCAMBIADORES BOX COOLER	93
4.3.1 Lado Frío (Coraza)	93
4.3.2 Lado Caliente (Haz Tubular).....	103
4.4 CALCULO HIDRÁULICO DE INTERCAMBIADORES BOX COOLER ...	117
4.4.1 Cálculo Hidráulico Comprobatorio Box Cooler Aire Acondicionado.....	117
4.4.2 Cálculo Hidráulico Comprobatorio Box Cooler Cuartos Fríos.....	119
4.4.3 Cálculo Hidráulico Comprobatorio Box Cooler para Generadores	120
4.4.4 Cálculo Hidráulico Comprobatorio Box Cooler para Motor Propulsor	121
5 APORTE CIENTÍFICO	123
CONCLUSIONES	124
RECOMENDACIONES	126
REFERENCIAS BIBLIOGRAFICAS.....	127
ANEXOS	129

LISTA DE TABLAS

Tabla 1-1 Incremento en Consumo de Energía Como Función del Grosor de la Capa de la Incrustación	29
Tabla 1-2 Factores de Resistencia por Ensuciamiento para Distintos Fluidos..	30
Tabla 1-3 Valores Comunes de pH	38
Tabla 1-4 Valores de Coeficiente Global de Transferencia de Calor para Intercambiadores de Calor.....	41
Tabla 2-1 Relación de Efectividades [2]	70
Tabla 2-2 Relación del Número de Unidades de Transferencia de Calor para Distintas Configuraciones [2]	72
Tabla 3-1 Descripción Técnica Box Cooler Unidad Aire Acondicionado	82
Tabla 3-2 Descripción Técnica Box Cooler, Cuartos Fríos	83
Tabla 3-3 Descripción Técnica Box Cooler, Generadores	84
Tabla 3-4 Descripción Técnica Box Cooler, Motor Propulsor.....	85
Tabla 4-1 Resumen de Volumen total Ocupado por cada Intercambiador.....	90
Tabla 4-2 Densidad de Área en Intercambiadores Box Cooler	92
Tabla 4-3 Resumen de Temperatura de Salida (Coraza)	94
Tabla 4-4 Temperaturas Promedios de Agua de Río (lado de la coraza)	94
Tabla 4-5 Propiedades de Agua Saturada [2]	95
Tabla 4-6 Propiedades Térmicas de Agua de Río (Lado de la Coraza).....	96
Tabla 4-7 Flujo Másico que Atraviesa la Coraza en los Diferentes	97
Tabla 4-8 Resumen Flujo de Calor Absorbido	97
Tabla 4-9 Resumen Velocidad de Agua de Río en la Coraza.....	99
Tabla 4-10 Numero de Reynolds para Agua de Río	100
Tabla 4-11 Resumen Calculo Numero de Nusselt del Lado de la Coraza	101
Tabla 4-12 Resumen de Calculo Coeficiente Convectivo - Lado de Coraza para Intercambiadores de Calor Box Cooler	102

Tabla 4-13 Especificaciones Técnicas (lado Haz Tubular)	103
Tabla 4-14 Resumen Calculo de Temperatura Promedio	103
Tabla 4-15 Resumen de Propiedades Térmicas para Agua de Proceso	104
Tabla 4-16 Resumen de Flujo Másico (Agua de Proceso) en el Haz Tubular.	104
Tabla 4-17 Resumen Flujo de Calor Rechazado	105
Tabla 4-18 Resumen Velocidad de Agua de Proceso en el Haz Tubular	106
Tabla 4-19 Resumen Numero de Reynolds para Agua de Proceso	106
Tabla 4-20 Resumen Numero de Nusselt (Agua de Proceso)	107
Tabla 4-21 Resumen de Calculo Coeficiente Convectivo - Lado Haz Tubular para Intercambiadores de Calor Box Cooler	107
Tabla 4-22 Resumen de Iteraciones de Temperatura de Salida (Agua de Río) en Intercambiadores de Calor Box Cooler	108
Tabla 4-23 Resumen Coeficiente Global de Transferencia de Calor – Intercambiador Sin Incrustaciones.....	110
Tabla 4-24 Resumen Coeficiente Global de Transferencia de Calor con Incrustaciones.....	111
Tabla 4-25 Resumen Diferencia de Temperatura Media Logarítmica.....	112
Tabla 4-26 Resumen Factor de Corrección	113
Tabla 4-27 Resumen Comprobación de Área Superficial de Transferencia de Calor en Intercambiadores Box Cooler.....	113
Tabla 4-28 Resumen de Capacidades Calóricas.....	114
Tabla 4-29 Resumen Relación de Capacidades Calóricas.....	115
Tabla 4-30 Resumen de Numero de Unidades de Transferencia de Calor para Intercambiadores Box Cooler.....	115
Tabla 4-31 Resumen de Efectividades en Intercambiadores Box Cooler	116

LISTA DE FIGURAS

Figura 1-1 Incrustaciones Biológicas	26
Figura 1-2 Incrustaciones Químicas	27
Figura 1-3 Incrustación por Depósitos	28
Figura 1-4 Incrustación Amorfa.....	28
Figura 1-5 Distribución de Temperaturas en Intercambiadores de Calor, Función de la Disposición de las Tuberías	37
Figura 1-6 Limpieza de Haz Tubular a Chorro Presurizado	42
Figura 1-7 Limpieza Química de Haz Tubular.....	43
Figura 1-8 Unidad de Limpieza Semiautomática Pipemaster	45
Figura 1-9 Lanza de Alta Presión.....	45
Figura 1-10 Limpieza de Alta Presión en Intercambiadores de Calor	45
Figura 1-11 Antes y Después de un Mantenimiento Aplicado a Intercambiadores de Calor	51
Figura 1-12 Patrones de Flujo para los Bancos de Tubos Alineados o Escalonados	56
Figura 1-13 Tubos Alineados o Escalonados.....	57
Figura 2-1 Factor de Corrección para un Intercambiador en Contracorriente (1-2), o un Múltiplo Par de Pasos de Tubos	61
Figura 2-2 Factor de Corrección para un Intercambiador (1-3), con Dos de los Pasos en Contracorriente	61
Figura 2-3 Factor de Corrección para un Intercambiador en Contracorriente (2-4) y un Múltiplo Par de Pasos de Tubos	62
Figura 2-4 Factor de Corrección para un Intercambiador (3-2) o un Múltiplo Par de Pasos de Tubos	62
Figura 2-5 Factor de Corrección para un Intercambiador (4-2), o un Múltiplo Par de Pasos de Tubos	62

Figura 2-6 Factor de Corrección para un Intercambiador (6-2), o un Múltiplo Par de Pasos de Tubos	63
Figura 2-7 Factor de Corrección para un Intercambiador de Flujos Cruzados, con Mezcla de un Fluido en la Parte de la Carcasa y sin Mezcla del Otro Fluido, y un Paso de Tubos.....	63
Figura 2-8 Factor de Corrección para un Intercambiador de Flujos Cruzados, con Mezcla de Ambos Fluidos y un Paso de Tubos	63
Figura 2-9 Factor de Corrección para un Intercambiador de Flujos Cruzados, con Mezcla de un Fluido en la Parte de la Carcasa y sin Mezcla del Otro Fluido, y un Múltiplo de 2 Pasos de Tubos.....	64
Figura 2-10 Factor de Corrección para un Intercambiador de Flujos Cruzados, con Mezcla de un Fluido en la Parte de la Carcasa y sin Mezcla del Otro Fluido, y un Múltiplo de 2 Pasos de Tubos.....	64
Figura 2-11 Cuatro Arreglos Básicos para Determinar la Diferencia de Temperatura Media Logarítmica: a) Contra flujo; b) Flujo Paralelo; c) Fuente con Temperatura Constante y Receptor con Incremento de Temperatura; c) Temperatura Constante en el Receptor y Fuente con Temperatura en Decremento	65
Figura 2-12 Diferencia de Temperatura Máxima para un Intercambiador de Doble Tubo Operando a Contraflujo.....	68
Figura 2-13 Efectividad para Intercambiadores de Calor	71
Figura 3-1 Intercambiador de Calor Box Cooler.....	78
Figura 3-2 Efecto de Enfriamiento en el Intercambiador de Calor Box Cooler..	79
Figura 3-3 Secciones de Entrada y Salida.....	79
Figura 3-4 Vista Lateral del sistema Antiincrustante de Corriente Impresa	80
Figura 3-5 a) Vista Lateral de Conexiones y Cableado del sistema Antiincrustante de Corriente Impresa, b) Vista Frontal del sistema Antiincrustante de Corriente Impresa.....	81
Figura 4-1 Box Cooler para la Unidad de Aire Acondicionado	93

Figura 4-2 Resistencias Térmicas en un Proceso de Transferencia de Calor con Sección Transversal Circular 109

LISTA DE ANEXOS

Anexo A. Plano y vistas de intercambiador de calor Box Cooler para la Unidad de Aire Acondicionado	129
Anexo B. Plano y vistas de intercambiador de calor Box Cooler para Cuartos Fríos	130
Anexo C. Plano y vistas de intercambiador de calor Box Cooler para Generador	131
Anexo D. Plano y vistas de intercambiador de calor Box Cooler para Motor Propulsor.....	132

INTRODUCCIÓN

Con el trabajo de grado “Metodología para el Diseño y Evaluación de Intercambiadores de Calor Tipo Box Cooler” se evalúan los fundamentos técnicos y científicos que permitan desarrollar un diseño satisfactorio desde el punto de vista térmico e hidráulico de intercambiadores de calor Box Cooler.

Este trabajo de grado hace parte de la línea de investigación en intercambiadores de calor Box Cooler del proyecto Optimización Energética en Buques tipo Nodrizas Fluviales ejecutado por el grupo de investigación Eolito del programa de Ingeniería Mecánica de la Universidad Tecnológica de Bolívar en conjunto con la Corporación de Ciencia y Tecnología para el Desarrollo de la Industria Naval, Marítima y Fluvial (COTECMAR) para formular medidas de ahorro y uso eficiente de la energía en las embarcaciones fluviales.

El intercambiador tipo Box Cooler es un sistema de enfriamiento agua- agua para buques de navegación fluvial, cuyo principio de funcionamiento radica en que una bomba hidráulica conduce agua para enfriar a través de una línea de tubería que conecta la entrada del Box Cooler con los sistemas (motores de propulsión – generadores) y rechazar calor en ellos con fines de mantener condiciones estables de operación, posteriormente el agua para proceso de enfriamiento continúa la trayectoria en el haz tubular hasta la salida de los tubos; mientras que la corriente de agua de río se encuentra en contacto con la superficie exterior de los tubos y de este modo produce el enfriamiento por circulación natural del agua de río por fuera de los tubos o por circulación del fluido debido a la velocidad del buque. El agua exterior que rodea el haz tubular se calienta y se eleva por su menor densidad causando así una circulación natural de abajo hacia arriba; lo anterior es

llamado efecto de *Termo Sifon* (la circulación del agua se produce por la diferencia en la masa específica del agua debido a los gradientes de temperatura en la misma).

Los intercambiadores de calor funcionan mediante la circulación de fluidos a través de su estructura, producen obstrucciones en las zonas de flujo por sedimentación biológica, química, por depósito, por corrosión y precipitación en los tubos, estas incrustaciones en la superficie interior y exterior de los tubos según sea el caso, generando una resistencia extra a la transferencia de calor y al paso del fluido y con pérdidas en la eficiencia. De allí que los Box Cooler cuentan con un Sistema de Anti-Incrustante de Corriente Impresa (ICAF) capaz de crear un ambiente químico continuo contra el crecimiento biológico, evitando la fijación y crecimiento de organismos marinos.

En la industria colombiana no hay empresas dedicadas al diseño y fabricación de equipos de intercambio de calor tipo Box Cooler de aplicación marina. Los resultados de la presente investigación ofrecerán los fundamentos técnicos científicos (no disponibles en la actualidad) para diseñar y fabricar estos equipos y con ello se evaluará la viabilidad de sustituir la importación de los mismos y empezar una fabricación nacional. Las metodologías de diseño de este tipo de equipos son reservadas por las empresas dedicadas a su fabricación debido a su diseño especial para la industria marítima. De ahí la importancia de este trabajo de grado que hace parte de fuentes de ideas, conocimiento y desarrollo científico enfocado hacia un beneficio de la comunidad empresarial – académica y de innovación tecnológica.

OBJETIVO GENERAL

- Elaborar una metodología para el diseño y el control operacional de los intercambiadores tipo Box Cooler

OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- Obtener una metodología de cálculo para el diseño térmico e hidráulico de intercambiadores de calor Box Cooler instalados en la nodriza fluvial para comprobar las especificaciones técnicas suministradas por la firma fabricante *Duramax Marine*.
- Evaluar la característica de intercambiadores compactos en los Box Cooler para conocer si estos son capaces de lograr razones elevadas de transferencia de calor entre dos fluidos en un volumen pequeño.
- Determinar el coeficiente global de transferencia de calor de los intercambiadores Box Cooler incluyendo la resistencia extra por incrustaciones después de cierto tiempo de operación.
- Proporcionar información sobre incrustaciones y periodo óptimo (tiempo) para limpieza en intercambiadores de calor como método de mantenimiento preventivo.

1 ESTADO DEL ARTE

1.1 INCRUSTACIONES EN INTERCAMBIADORES DE CALOR

Los intercambiadores de calor son aparatos que facilitan el intercambio de calor entre dos fluidos que se encuentran a temperaturas diferentes y evitan al mismo tiempo mezclarse entre si. En la práctica, los intercambiadores de calor son de uso común en una amplia variedad de aplicaciones, desde los sistemas domésticos de calefacción y acondicionamiento del aire hasta los procesos químicos y de producción de energía en plantas grandes.

El papel de los intercambiadores de calor ha adquirido una gran importancia ante la necesidad de ahorrar energía y disponer de equipos óptimos no sólo en función de su análisis térmico y del rendimiento económico de la instalación, sino también en función de otros factores como el aprovechamiento energético del sistema y la disponibilidad y cantidad de energía y de materias primas necesarias para cumplir una determinada función.

Las incrustaciones hacen parte de un conjunto de factores que disminuyen el rendimiento de los intercambiadores de calor. el efecto que ésta suciedad provoca es un aumento de la resistencia térmica del sistema; normalmente el fabricante no puede predecir la naturaleza del depósito de suciedad o la velocidad de crecimiento de las incrustaciones, limitándose únicamente a garantizar la eficiencia de los intercambiadores limpios.

El anterior efecto ha despertado total interés en los diseñadores de estos dispositivos, debido a que existe poca cultura energética en cuanto a la optimización de plantas industriales, buques y demás lugares que lo necesiten hasta el punto en el cual los fabricantes incluyeron el factor de incrustación para el cálculo del coeficiente global de transferencia de calor y lograr un mayor ahorro termo económico.

1.1.1 Tipos de Incrustaciones en Intercambiadores de Calor¹

La incrustación es el proceso en el cual material no deseado se deposita sobre una superficie, dicho proceso puede ocurrir en presencia o ausencia de un gradiente de temperatura. Existen diversos tipos de incrustación las cuales se clasifican en seis grupos principales.

a) Incrustación Biológica

La introducción de medidas de control a nivel estatal e internacional para prevenir la polución ha representado un importante incremento de problemas asociados con la incrustación. Esto es debido a la reducción de afluentes tóxicos desde la industria y tráfico marítimo, los cuales han favorecido gradualmente el crecimiento orgánico tanto en ríos, como en aguas costeras.

Los tipos de organismos responsables de la bio-incrustación son: crustáceos (percebes, moluscos (mejillones), algas marinas, bacterias, grasas, etc.

Especialmente el primer grupo (Los crustáceos) puede ser un problema. Cuando cierta bio-incrustación se ha depositado sobre los tubos, el efecto negativo sobre el rendimiento térmico se aprecia vagamente (ver figura 1-1). Solamente cuando empieza a cubrirse por bio-incrustación, causa un bloqueo al flujo entre tubos, es cuando el rendimiento térmico se ve afectado.

¹ www.hrs-spiratube.com

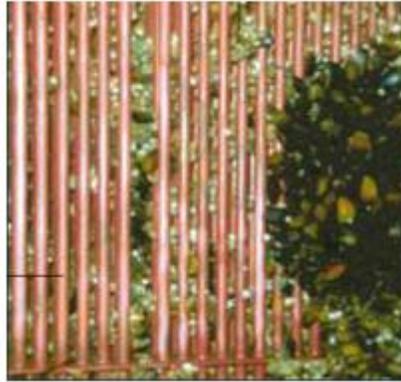


Figura 1-1 Incrustaciones Biológicas

b) Incrustaciones Químicas

Los cambios químicos en el fluido producen depósitos de una capa de ensuciamiento sobre la superficie (interna o externa) de los tubos. Un ejemplo común de este fenómeno es la expansión en una olla o caldera causada por depósitos de sales de calcio en los elementos de calentamiento conforme la solubilidad de las sales disminuye al aumentar la temperatura. Este tipo de incrustaciones está fuera del control del diseñador de intercambiadores de calor pero puede ser minimizado controlando cuidadosamente la temperatura del tubo en contacto con el fluido. Cuando se presenta este tipo de ensuciamiento normalmente es eliminado mediante tratamiento químico o procesos mecánicos (cepillos de acero, taladros o incluso pistolas de agua a alta presión en algunos casos).



Figura 1-2 Incrustaciones Químicas

c) Incrustación por Deposito

Las partículas en el fluido se acumulan en la superficie cuando la velocidad cae por debajo de cierto nivel crítico. Esto se encuentra en gran medida bajo el control del diseñador ya que la velocidad crítica de cualquier combinación fluido/partícula puede ser calculada para permitir un diseño en el que la velocidad mínima sea siempre mayor que la crítica. Montar el intercambiador de calor verticalmente también puede minimizar los efectos ya que la gravedad tiende a llevar las partículas fuera del intercambiador. Cuando se presenta este tipo de ensuciamiento normalmente es eliminado mediante procesos de cepillado mecánico.



Figura 1-3 Incrustación por Depósitos

d) Incrustaciones por Corrosión

Una capa producto de la corrosión se acumula en la superficie del tubo, formando una capa extra, normalmente de material con un alto nivel de resistencia térmica. Mediante la elección adecuada de los materiales de construcción los efectos pueden ser minimizados ya que existe a disposición del fabricante de intercambiadores un amplio rango de materiales resistentes a la corrosión basados en acero inoxidable.



Figura 1-4 Incrustación Amorfa

e) Incrustaciones por Precipitación

Este tipo de incrustación está asociado a la formación de escamas. Cuando las sustancias diluidas han invertido sus características de temperatura, solubilidad y precipitación se produce en una superficie sobrecalentada. La incrustación por precipitación puede ocurrir cuando sales disueltas de solubilidad inversa están presentes en el agua. Cuando el agua entra en contacto con la pared del tubo caliente se sobresatura, provocando la precipitación de las sales, tendiendo este precipitado a depositarse sobre la superficie del tubo.

La formación de depósitos de incrustación en intercambiadores de calor es la mayor causa de reducción de eficiencia y capacidad del sistema de calentamiento. Al incrementarse la energía necesaria para una operación, también se incrementan los costos al paso de los años por lo que se ha dado especial atención a este problema. En la siguiente tabla se especifica el incremento en consumo de energía como función del grosor de la capa de la incrustación.

Grosor de la capa de incrustación (in)	Incremento consumo de energía %
1/32	8.5
1/16	12.4
1/8	25
1/4	40

Tabla 1-1 Incremento en Consumo de Energía Como Función del Grosor de la Capa de la Incrustación²

² Davis Daniel Enríquez Arias, Análisis y Cálculos Térmicos para una Planta Desalinizadora de Agua de Mar utilizando como Fuente de Energía los Gases de una Turbina, Ecuador, 2005

Para distintos tipos de fluidos existen rangos de factores en cuanto a resistencia por ensuciamiento se refiere obtenidos mediante pruebas experimentales de laboratorio, el cual se relacionan mediante la siguiente tabla³:

Tipo de Fluido	R equiv (m²C/W)
Agua de mar por debajo de 325K	0.0009
Agua de mar por encima de 325K	0.0003
Agua de alimentación de calderas por encima de 325K	0.0005
Agua de Rio	0.0001-0.0004
Agua condensada en un ciclo cerrado	0.0005
Agua de torre de refrigeración tratada	0.001-0.002
Gasóleo Ligero	0.0020
Gasóleo Pesado	0.0030
Asfalto	0.0050
Gasolina	0.0010
Queroseno	0.0010
Soluciones Causticas	0.0020
Fluido Hidráulico	0.0010
Sales fundidas	0.0005
Aceite para temple	0.0007
Gases de escape de un motor	0.0100
Aceite combustible	0.0050
Aceite para transformadores	0.0010
Aceites vegetales	0.0030
Vapores de Alcohol	0.0001
Vapor, Cojinetes sin aceite	0.0005
Vapor con aceite	0.0010
Vapores refrigerantes, con aceite	0.0020
Aire comprimido	0.0010
Líquido refrigerante	0.0010

Tabla 1-2 Factores de Resistencia por Ensuciamiento para Distintos Fluidos

³ Pedro Fernández Díez, Acumulación de Incrustaciones, Universidad de Cantabria, 2003

1.2 ECUACIONES GENERALES PARA EL ENSUCIAMIENTO DE INTERCAMBIADORES DE CALOR

La resistencia térmica del depósito se puede determinar, generalmente, a partir de ensayos reales o de la experiencia.

Si se realizan ensayos de rendimiento en un intercambiador limpio y se repiten después de que el aparato haya estado en servicio durante algún tiempo, se puede determinar la resistencia térmica del depósito (o factor de incrustación) R_{SUC} mediante la relación:

$$R_{SUC} = R_{Func} - R_{Limpio} = \frac{1}{U_{Func}} - \frac{1}{U_{Limpio}} \Rightarrow U_{Func} = \frac{1}{R_{SUC} + \frac{1}{U_{Limpio}}}$$

Siendo,

$$R_{SUC} = R_e + R_i \frac{A_e}{A_i} \quad ; \quad U_{Limpio} = \frac{1}{\frac{1}{h_{oe}} + R_{equiv} + \frac{1}{h_{oi}} \frac{A_e}{A_i}}$$

La expresión del coeficiente global de transmisión de calor U_{FUNC} en funcionamiento al cabo de un tiempo, referida a la sección exterior A_e es:

$$U_{func} = \frac{1}{\frac{1}{h_{oe}} + R_e + R_{equiv} + \frac{R_i A_e}{A_i} + \frac{A_e}{h_{oi} A_i}}$$

Donde;

U_{LIMPIO} : Es el coeficiente global de transmisión de calor del intercambiador limpio, respecto a la sección exterior

U_{SUC} : Es el coeficiente global de transmisión de calor del intercambiador después de producirse el depósito

R_{EQUIVE} : Es la resistencia unitaria del tubo, en la que no se han considerado los depósitos de suciedad interior y exterior, y el material del tubo, en m^2 $^{\circ}K/W$, basada en el área de la superficie exterior del tubo.

H_{CE} : Es el coeficiente de convección medio del fluido en el exterior del tubo

H_{ci} : Es el coeficiente de convección medio del fluido en el interior del tubo

R_e : Es la resistencia unitaria del depósito de suciedad en el exterior del tubo

R_i : Es la resistencia unitaria del depósito de suciedad en el interior del tubo

A_E/A_I : Es la relación entre la superficie exterior y la interior del tubo.

Otra forma para expresar las anteriores ecuaciones es:

$$R_d = \frac{1}{U_d} - \frac{1}{U}$$

Donde:

U = Coeficiente total de transferencia de calor global de un intercambiador limpio

U_d = Coeficiente total de transferencia de calor global después de que se ha presentado el ensuciamiento.

R_d = Factor de suciedad (o resistencia térmica unitaria) del depósito.

Una forma de trabajo conveniente de la ecuación anterior es:

$$U_d = \frac{1}{R_d + 1/U}$$

Los factores de suciedad deben aplicarse como se indica en la siguiente ecuación para el coeficiente total de transferencia de calor global de diseño U_d , de tubos sin aletas y con residuos en ellos:

$$U_d = \frac{1}{(1/\bar{h}_o) + R_o + R_k + (R_i A_o/A_i) + (A_o/\bar{h}_i A_i)}$$

Donde:

A_o/A_i = es la relación entre la superficie exterior y la interior del tubo.

\bar{h}_o = Es el coeficiente de convección medio del fluido en el exterior del tubo.

\bar{h}_i = Es el coeficiente de convección medio del fluido en el interior del tubo.

R_o = Es la resistencia unitaria del depósito de suciedad en el exterior del tubo.

R_i = Es la resistencia unitaria del depósito de suciedad en el interior del tubo.

R_k = Es la resistencia unitaria del tubo, en la que no se han considerado los depósitos de suciedad interior y exterior, y el material del tubo, en $m^2 \circ K/W$, basada en el área de la superficie exterior del tubo.

Incluyendo las incrustaciones o impurezas en la superficie y los efectos de aletas, el coeficiente global de transferencia de calor se puede expresar como:

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{U_c A_c} = \frac{1}{U_h A_h} = \frac{1}{(\eta_o hA)_c} + \frac{R_{f,c}}{(\eta_o A)_c} + R_k + \frac{R_{f,h}}{(\eta_o A)_h} + \frac{1}{(\eta_o hA)_h}$$

Donde c y h se refieren a los fluidos fríos y calientes respectivamente; R_f es el factor de impureza.

La resistencia de contacto R_k para una pared plana y cilíndrica respectivamente se obtiene de:

$$R_k = \frac{T_{s,1} - T_{s,2}}{q_x} = \frac{L}{KA}$$

$$R_k = \frac{\ln(r_2/r_1)}{2\pi Lk}$$

1.3 NATURALEZA DE INCRUSTACIONES EN INTERCAMBIADORES DE CALOR ^[1]

De forma natural, al pasar el agua a su fase de vapor deja detrás todos los minerales que se encuentran en ella obteniéndose así la denominada agua blanda. Luego de condensarse, cae en forma de lluvia y se encuentra a su paso por la atmósfera el dióxido de carbono (CO_2), con el cual reacciona para formar ácido carbónico (H_2CO_3): $\text{CO}_2 + \text{H}_2\text{O} = \text{H}_2\text{CO}_3$. Cuando ésta llega a la tierra, comienza a fluir y contacta con la superficie de rocas calizas y dolomitas, disolviendo sales como los carbonatos de calcio y magnesio, entre otras: $\text{CaCO}_3 + \text{H}_2\text{CO}_3 = \text{Ca}^{2+} + 2\text{HCO}_3^-$

La misma reacción ocurre para el carbonato de magnesio. Así, se forma la *dureza temporal* del agua, constituida por los bicarbonatos de calcio y magnesio. En realidad, se considera que estas sales no se disuelven en presencia del agua, pero debido a las condiciones atmosféricas citadas anteriormente, las cuales introducen cierta acidez, incrementan esta posibilidad. En la misma medida que el agua continúa su curso por las capas del suelo, va incorporando cantidades

adicionales de estos minerales haciéndose cada vez más dura, pero de forma más lenta debido a que su tensión superficial aumenta y, por tanto, disminuye su habilidad para disolverlos en su seno. La dureza que esta alcance dependerá del tiempo al cual esté expuesta sobre la superficie de las rocas. El agua más dura se encontrará, por tanto, en pozos profundos y en reservorios.

Luego, al hacer fluir el agua por las tuberías conductoras hasta las instalaciones intercambiadoras de calor, las condiciones ya son favorables para que los minerales se mantengan disueltos debido a factores que causan su sobresaturación y posterior precipitación, como son:

1. Aumento de la presión provocado por el estrechamiento en el diámetro de las tuberías conductoras.
2. Incremento de la temperatura hacia el punto de ebullición en las superficies intercambiadores de calor.
3. Aumento del pH de la solución.

Bajo estas nuevas condiciones, y en específico, se hace referencia a bicarbonatos de calcio y magnesio que una vez fueron solubles se descomponen por la acción del calor: $\text{Ca}^{2+} + 2\text{HCO}_3^- + \text{calor} = \text{CaCO}_3 + \text{H}_2\text{O} + \text{CO}_2$, convirtiéndose en carbonatos insolubles, los cuales precipitan y se adhieren fuertemente a las paredes de la tubería, ya que ésta es el único factor disponible para los nuevos gérmenes cristalinos.

Posteriormente, a partir del crecimiento de estos últimos, se crea una capa aislante de difícil remoción, esto es, la formación de la incrustación. Aunque el CaCO_3 y el MgCO_3 forman la mayor parte de la misma, ellos requieren de otros componentes como la sílice (SiO_2) y la alúmina (Al_2O_3) que actúen como agentes de cementación para que sean retenidos sobre las paredes, de forma similar a como aparecen en la naturaleza.

1.4 VARIABLES QUE INFLUYEN EN LA FORMACION DE INCRUSTACIONES PARA INTERCAMBIADORES DE CALOR

Cada una de los factores que intervienen en la formación de las incrustaciones, juegan un papel determinante. Las variables microscópicas de las que se dispone para que ello ocurra surgen de los equilibrios químicos. De acuerdo con las reacciones, las constantes de equilibrio químico, la concentración de cada una de las especies depende de la temperatura (constantes de equilibrio), el pH (la concentración de ion hidrogeno), la presión (presión parcial del CO₂) y la transferencia de calor.

1.4.1 Influencia de Temperatura en la Formación de Incrustaciones para Intercambiadores de Calor⁴

En el intercambiador de calor, los bicarbonatos disueltos (componentes de la dureza temporal) se descomponen en carbonatos insolubles por la acción del calor y precipitan sobre las paredes de la tubería como incrustación de difícil remoción. Esto es, como la solubilidad de la incrustación presenta una relación inversa con la temperatura, en el punto más caliente del intercambiador de calor, que es precisamente la superficie intercambiadora, la incrustación es menos soluble. Por tanto, debido a corrientes térmicamente inducidas, es más probable que los iones colisionen en las proximidades de la superficie, ocurriendo sobre ésta el proceso de crecimiento de los cristales.

Es obvio que el factor de incrustación es cero para un nuevo intercambiador, y aumenta con el tiempo a medida que se acumulan los depósitos sólidos sobre la superficie del mismo. El factor de incrustación depende de la temperatura de

⁴ Emilio Eguía López, El Problema del Bio-Fouling en Intercambiadores de Calor- Condensadores Refrigerados con Agua de Mar, Universidad de Cantabria 1998

operación y de la velocidad de los fluidos, así como de la duración del servicio. La incrustación se incrementa al aumentar la temperatura y disminuir la velocidad. Desde el momento en que un intercambiador de calor se instala y se coloca en funcionamiento dentro de un proceso de transferencia térmica, se precisa un determinado gradiente de temperatura para que se pueda efectuar la transmisión del calor; la magnitud de este gradiente se puede reducir utilizando un intercambiador mayor, pero esto a su vez implica un mayor costo, tanto de tipo económico, como energético.

En un proyecto de intercambiadores de calor es importante especificar si los fluidos están mezclados o sin mezclar y cuál de los fluidos está mezclado. Es importante también equilibrar los gradientes de temperatura mediante la obtención de coeficientes de transmisión de calor aproximadamente iguales en el interior y en el exterior de los tubos; si esto no se hace así, una de las resistencias térmicas puede ser grande, lo que provocará una caída de temperatura global también grande para una transferencia de calor por unidad de tiempo determinada, lo que exige un equipo mayor, con el consiguiente perjuicio económico.

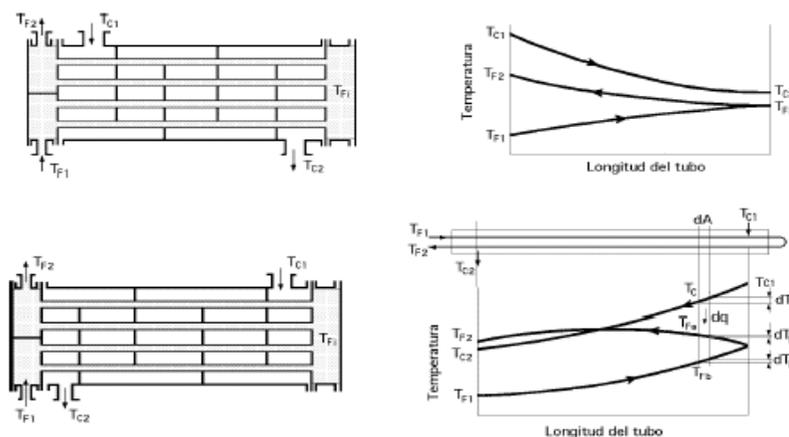


Figura 1-5 Distribución de Temperaturas en Intercambiadores de Calor, Función de la Disposición de las Tuberías

1.4.2 Influencia del pH en la Formación de Incrustaciones Para Intercambiadores de Calor⁵

El pH es una medida de la acidez de una solución. En otras palabras el pH es la concentración de iones o cationes hidrógeno [H⁺] presentes en determinada sustancia.

De esta forma el aumento del pH del agua dura es decir con alto contenido de minerales como calcio, magnesio y sales induce la precipitación de las sales responsables de formar dureza. Las causas por las cuales se modifica el pH son múltiples pero señalemos que cuando se corroe un caño de hierro, se produce un aumento del pH en la capa laminar de agua que se ubica sobre el tubo.

El pH favorece o inhibe el desarrollo de las bacterias. El pH óptimo para las bacterias se encuentra alrededor de la neutralidad, que puede adaptarse hasta pH muy bajos de 1 ó 2. Hay casos en que segregan ácido sulfúrico favoreciendo la corrosión. El pH típicamente va de 0 a 14 en disolución acuosa disoluciones con pH menores a 7, y básicas las que tienen pH mayores a 7. El pH = 7 indica la neutralidad de la disolución (siendo el disolvente agua).

Sustancia/Disolución	pH
Disolución de HCL 1 M	0,0
Jugo Gástrico	1,5
Jugo de Limón	2,4
Refresco de Cola	2,5
Vinagre	2,9
Jugo de Naranja o Manzana	3,0
Cerveza	4,5
Café	5,0
Té	5,5
Lluvia Acida	< 5,6
Orina	5,5-6,5
Leche	6,5
Agua pura	7,0
Saliva Humana	6,5 a 7,4
Sangre	7,35 a 7,45
Agua de Mar	8,0
Jabón de manos	9,0 a 10,0
Amoniaco	11,5
Hipoclorito de Sodio	12,5
Hidróxido Sodico	13,5 a 14

Tabla 1-3 Valores Comunes de pH

⁵ <http://es.wikipedia.org/wiki/pH>

1.4.3 Influencia de Caída de Presión en la Formación de Incrustaciones para Intercambiadores de Calor

Es bien sabido que cuando se utilizan intercambiadores de calor donde el fluido es agua, esta puede ser dura. Es decir que posee un alto nivel de minerales particularmente sales de magnesio y calcio, luego de un corto tiempo de funcionamiento estas se incrustan debido a la gran cantidad de sucios que se forman en su interior. Para explicar esto se remite a los equilibrios químicos que representan la formación del carbonato de calcio de magnesio.

Si la presión total sobre el agua disminuye también lo hace la presión parcial del dióxido de carbono. Esto significa que el CO_2 que esta disuelto en agua se esta eliminando del sistema, para regenerar el gas que se elimina se debe disociar el ácido carbónico, teniendo esto como consecuencia la disminución de los iones hidrogeno en el agua. Microscópicamente observamos un aumento del pH del agua y caemos en el caso anterior. En conclusión una disminución de la presión total sobre el sistema induce la formación de incrustaciones en el mismo, hecho necesario para lograr el equilibrio.

La mejora en la transferencia de calor en los intercambiadores suele venir acompañada de un aumento en la caída de presión y, como consecuencia, de una potencia más alta de bombeo. Por lo tanto, cualquier ganancia proveniente de la mejora en la transferencia de calor debe contrapesarse con el costo de la caída de presión que la acompaña. Así mismo, es necesario pensar cual de los fluidos debe pasar por el lado de los tubos y cual por el lado del casco. Por lo común el fluido con mayor viscosidad es el apropiado para el lado del casco (un área más grande de paso y, como consecuencia, menor caída de presión) y el fluido con la presión mas elevada por el lado de los tubos.

Esta caída de presión ocasionada por el flujo de los fluidos a través de la superficie de calefacción y de las conexiones de entrada / salida del equipo, es utilizada para generar elevados coeficientes de convección y por ende mayor transferencia de calor.

1.4.4 Influencia del Ensuciamiento sobre la Transferencia de Calor en Intercambiadores de Calor

En la mayoría de los problemas de transferencia de calor en flujo estable, puede ocurrir más de un modo de transferencia de calor. Por ello es conveniente combinar todos los coeficientes de transferencia de calor en un coeficiente global o total de tal forma que la transferencia de calor total pueda ser determinada a partir de la diferencia de temperatura. Para hacer mucho más fácil la solución de este problema se emplea el concepto de circuito térmico y resistencia térmica.

La tabla 1-4 muestra valores de coeficientes globales de transferencia de calor para distintas aplicaciones y condiciones de operación en intercambiadores de calor e independientemente de los materiales de construcción para cada equipo.

Valores de Coeficiente Global de Transferencia de Calor para Intercambiadores de Calor			
Tipo	Aplicación y Condiciones	U W/(m ² °C)	U Btu/(ft ² °F h)
TUBULAR, CALENTAMIENTO O ENFRIAMIENTO	Gases a alta presión interior y Exterior del Tubo	150 - 500	25 - 90
	Líquido Fuera y Gas a Presión Atmosférica en el Interior de los Tubos	15 - 70	3 - 15
	Gas a alta presión dentro y Líquido Fuera de los Tubos	200 - 400	35 - 70
	Líquidos Dentro y Fuera de los Tubos	150 - 1200	25 - 200
	Vapor Fuera y Líquido Dentro del Tubo	300 - 1200	50 - 200

Tabla 1-4 Valores de Coeficiente Global de Transferencia de Calor para Intercambiadores de Calor ⁶

⁶ [Http://www.cheresources.com/uexchangers.pdf](http://www.cheresources.com/uexchangers.pdf)

1.5 MÉTODOS DE LIMPIEZA Y MANTENIMIENTO INDUSTRIAL PARA INTERCAMBIADORES DE CALOR

Las formaciones indeseables de incrustaciones, problemas de corrosión y de ensuciamientos con depósitos de diferentes orígenes han originado métodos de limpieza que permitan ofrecer un excelente servicio para intercambiadores de calor. Con el propósito de lograr la remoción de los depósitos presentes, los servicios se inician desde la evaluación previa de su origen y característica, siguiendo por la elección de la metodología a aplicar e ingeniería de diseño del intercambiador de calor.

Los intercambiadores de calor en forma general, trabajan mediante la circulación de fluidos a través de su estructura, esto produce con el tiempo, debido a la operación del equipo, obstrucciones de las zonas de flujo por corrosión de la estructura del intercambiador, descomposición de los fluidos (aceites minerales, alimentos, etc.) ó por deposición de sólidos disueltos en los fluidos (incrustaciones de carbonatos, etc.), al presentarse estas características en el interior de los equipos, se producen incrustaciones en la superficie interior y exterior de los tubos según sea el caso, generando una resistencia extra a la transferencia de calor y al paso del fluido y con esto pérdidas en la eficiencia de los equipos.



Figura 1-6 Limpieza de Haz Tubular a Chorro Presurizado

1.5.1 Limpieza Química para Intercambiadores de Calor

Los intercambiadores que tienen incrustaciones cálcicas o suciedad interior de otro tipo como Baba, algas, oxido, barro son tratadas química y mecánicamente, en este tipo de operaciones. Intercambiadores de haz de tubos, placas, en contracorriente deben ser sometidos a laboriosos procedimientos de recuperación para que la instalación funcione correctamente Los productos químicos utilizados son recogidos en envases especiales por un gestor de residuos peligrosos autorizado.



Figura 1-7 Limpieza Química de Haz Tubular

Los intercambiadores de placas suelen presentar graves problemas por la facilidad para obstruirse debido a la materia en suspensión e incrustaciones calcáreas. Un correcto tratamiento con **Calfa Bas** minimizará el número de limpiezas y el desmontaje manual placa a placa⁷.

⁷ www.doyabiologica.com

1.5.2 Limpieza por Sistemas de Alta Presión para Intercambiadores de Calor⁸

El agua a alta presión ha sido utilizada en la industria química y petroquímica como agente de limpieza desde hace muchos años. Una de sus aplicaciones más importantes es la de la limpieza de intercambiadores térmicos.

El sistema semiautomático "Pipemaster" incorpora múltiples lanzas de alta presión que limpian hasta 5 tubos del intercambiador de manera simultánea. Hay además una amplia gama de sistemas de alta presión disponibles para realizar el mantenimiento de los intercambiadores.

Un pipemaster es una unidad de limpieza semiautomática que conduce el agua al interior del conjunto de tubos del intercambiador mediante lanzas de alta presión, cuya velocidad de avance/retroceso puede oscilar entre 0 y 0,5 m/seg. El número de lanzas que se pueden utilizar (hasta un máximo de 5) depende del tamaño del conjunto que se ha de limpiar. Normalmente, se suele optar por 1 - 2 ó 3 lanza.

El Pipemaster también sirve para la limpieza de superficies externas. El conjunto de tubos del intercambiador es colocado sobre unos apoyos formados por rodillos que se montan bajo la unidad. Los rodillos son impulsados hidráulicamente para hacer girar el bulto después de cada pase de limpieza.

En la mayoría de casos, el conjunto de tubos del intercambiador se desmonta para su mantenimiento y se transporta a un emplazamiento para su limpieza. Allí son limpiados tanto interna como externamente.

La energía necesaria para efectuar el proceso de limpieza depende en gran parte de la contaminación que se tenga que eliminar.

⁸ www.hammelmann.es



Figura 1-8 Unidad de Limpieza Semiautomática Pipemaster



Figura 1-9 Lanza de Alta Presión



Figura 1-10 Limpieza por Sistemas de Alta Presión en Intercambiadores de Calor

1.5.3 Uso de Tecnología Magnética para Tratar Agua (Como Método de Limpieza en Tubos de Intercambiadores de Calor)

Antecedentes

El tratamiento magnético del agua para reducir los depósitos calcáreos en tuberías, accesorios y en cualquier maquinaria y equipo en general con el objetivo de mejorar las propiedades físicas del agua como el sabor así como la reducción de la tensión superficial, ha sido utilizado en Europa y especialmente en Rusia en los últimos 100 años. La tecnología magnética creció en esa área debido a la poca disponibilidad y altos costos de los productos químicos. Paralelamente se observó un mayor interés científico por desarrollar nuevas tecnologías para el tratamiento del agua dura. En los Estados Unidos siempre se han usado “respuestas químicas” a los problemas de agua debido a que dicho país cuenta con vastas reservas químicas, grandes volúmenes de procesamiento y distribución de productos químicos así como de una tradicional industria química rentable. Sin embargo, con los altos costos de estos productos y aún los más altos costos por daños ocasionados al ambiente, los productos químicos no ofrecen una solución viable para resolver nuestros problemas de contaminación.

Principio Físico de Uso en Tecnología Magnética para Tratar Agua

Reportes técnicos contienen un análisis detallado sobre los cambios observados en la estructura de los cristales que componen las incrustaciones usando tratamiento magnético. La manera más simple de entender el proceso de formación de incrustaciones calcáreas es dándose cuenta que el calcio se presenta usualmente en forma de bicarbonato cuando se encuentra en el agua del

subsuelo o agua de pozo. Cualquier calentamiento del agua a una temperatura mayor a la del subsuelo desdobra el bicarbonato en carbonato, a través de una reacción química que libera CO₂ (anhidrido carbónico).

Los bicarbonatos son solubles en agua, sin embargo los carbonatos son mucho menos solubles, por tal motivo, en un período de tiempo dado, se produce la precipitación de carbonato de calcio, formándose así las incrustaciones conocidas como depósitos calcáreos. Los cristales que forman dichos depósitos calcáreos son de dos tipos: a) cristales de Calcita, que se agrupan fuertemente unos a otros y que son difíciles de remover y b) cristales de Aragonito que se agrupan débilmente unos a otros y son fáciles de remover. Normalmente la relación de formación de cristales de Calcita/Aragonito es de 80/20, mientras que la relación de formación de cristales de Calcita/Aragonito en agua tratada magnéticamente es de 30/70. Esto demuestra un mayor porcentaje de formación de Aragonito o incrustaciones blandas en forma de lodo.

Construcción del Dispositivo

Dos dispositivos magnéticos (un juego o par) que contienen unos imanes permanentes denominados magnetos y que trabajan frente a frente, en forma de sándwich, alrededor de cualquier cañería o manguera de un diámetro de 1" (una pulgada) para tratar 30 metros de tubería de agua de la red o agua de pozo, con el objeto de evitar y/o reducir las incrustaciones de caliche (calcita) en las llaves, lava vajillas, cañerías, accesorios, termas, caños y en general en cualquier área donde se presenten problemas de incrustaciones y corrosión.

Principio de Funcionamiento

Usando el poder del magnetismo que es generado por un inductor magnético elaborado de una aleación cerámica conocida como imán permanente de fuerza industrial y campo magnético enfocado. La polaridad que se suministra al fluido a tratar (en este caso agua), puede ser de signo positivo (+) o negativo (-) dependiendo del objetivo que se quiera, ya sea energizar (+) o conservar (-). Con este tratamiento se logra romper la tensión superficial del agua haciéndola "más húmeda".

1.5.4 Mantenimiento Aplicado a Intercambiadores de Calor

a) Para la Limpieza Exterior de los Tubos

Para la limpieza exterior de los tubos se usan varios métodos

1. Se pueden taladrar mecánicamente los interiores de los tubos y limpiar el exterior con aire de presión y por lavado.
2. Se puede calentar el haz de tubos en un baño de gasoil caliente de sosa cáustica.
3. Haciendo circular por él ácido inhibido.
4. Se puede limpiar el haz de tubos por chorreado de arena seca.

b) Para la Limpieza Interior de los Tubos

Quitar las tapas sin la extracción el haz tubular y la suciedad se elimina con la ayuda de un latiguillo que expulsa el agua a una presión 80- 100 kg/ cm².

Aun cuando la variedad de intercambiadores existentes en los múltiples procesos industriales imposibilita describir un mantenimiento específico para todos los

equipos se determina las directrices que definen un mantenimiento efectivo en la mayoría de los casos.

La finalidad de un mantenimiento radica en la eliminación de los depósitos que obstruyen o imposibilitan la correcta transferencia en los intercambiadores, estas suelen producirse por deposición de los sólidos en las paredes externas de los tubos, en las paredes internas de los tubos, así como en la superficie interna de la coraza, esto para el caso de los intercambiadores de tubo coraza, sin embargo en los intercambiadores de placa esta incrustación se presenta entre las laminas dificultando la transferencia de calor entre los fluidos, además de ofrecer restricciones a la circulación en estos equipos.

Las técnicas varían dependiendo del tipo de incrustación y de la configuración de los intercambiadores, así un intercambiador de placas fijas debe aplicarse una limpieza por intermedio de cepillos o alta presión por el interior de los tubos y por su configuración de área confinada para la carcasa una limpieza química que permita disolver por intermedio de la circulación la mayor cantidad de sólidos adheridos a la superficie.

Los químicos comúnmente utilizados para la des-incrustación en áreas confinadas suelen variar de acuerdo al material de construcción del equipo, así como el fluido que maneja el intercambiador, en el caso de agua o vapor, se utilizan desincrustantes que pueden contener ácidos fuertes o débiles dependiendo del material de construcción del intercambiador, por ejemplo para intercambiadores de calor construidos en acero al carbono o acero inoxidable, pueden utilizarse productos basándose en ácido clorhídrico, fosfórico, cítrico u otra formulación que permita disolver los minerales producto de las deposiciones del agua o del vapor estén presentes en el intercambiador, es importante señalar que estos productos deben ser formulados, tomando en consideración las posibles consecuencias de la acción del químico sobre los materiales de construcción.

Para intercambiadores de haz removible o de tubería en U el proceso se simplifica bastante ya que la posibilidad de extraer el intercambiador de la coraza permite actuar directamente sobre la superficie externa e interna del tubo, así como acceso directo al interior de la coraza. El mantenimiento puede realizarse por intermedio de cepillos de alambre circulares mechas o latiguillo de alta presión en el interior de los tubos y alta presión por el lado externo de la tubería. La coraza puede limpiarse con elementos mecánicos o presión de agua.

Para el caso de los intercambiadores de placa, dependiendo de su estado pueden limpiarse con químicos desincrustantes en el caso de agua o desengrasante para el caso de aceites, en caso de encontrarse defectos en el sistema de sellos de estos equipos es recomendable sustituir las empaaduras entre placas y limpiar placa a placa con químicos y agua a presión.

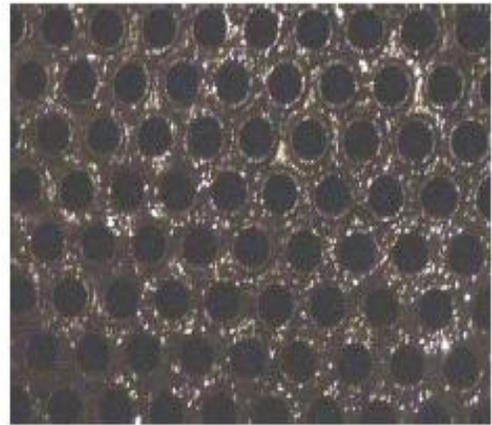
Para el caso de intercambiadores de flujo cruzado se procede de forma similar con el interior de los tubos de acuerdo al acceso que posea el equipo, (tapas removibles o agujeros de limpieza) mientras que el área de superficie extendida se limpia con agentes químicos adecuados para el material adicionando agua de alta presión.

Para equipos involucrados dentro de los procesos tales como agua helada, condensadores de gases, serpentín de inmersión y otros es importante estudiar las condiciones de proceso para establecer el mantenimiento correcto que debe aplicarse, siempre tomando en consideración que la finalidad del mantenimiento es la de liberar de incrustaciones de las superficies de contacto de los fluidos para la optimización de la transferencia de calor.

Los productos que integran la línea son ácidos inorgánicos, orgánicos, inhibidores de corrosión filmógenos, productos alcalinos, surfactantes, neutralizantes y pasivantes de superficie.



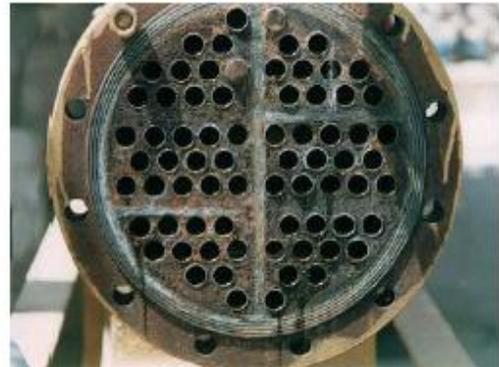
Antes



Después



Antes



Después

Figura 1-11 Antes y Después de un Mantenimiento Aplicado a Intercambiadores de Calor

1.5.5 Implicaciones de un Mal Mantenimiento en Intercambiadores de Calor

Para cualquier equipo de transferencia de calor, el hecho de que trabaje con niveles elevados de incrustaciones o con superficies totalmente obstruidas, puede resultar en paradas de proceso imprevistas, o en su defecto una drástica disminución de las condiciones iniciales de transferencia de diseño, por lo que una política de mantenimiento en estos equipos redundará en beneficios económicos importantes.

Los equipos de transferencia de calor son sensibles a las deposiciones de sólidos y a las obstrucciones, dado que la superficie de los tubos y carcasa son por lo general porosas, pueden producir fuerte adherencia de sólidos y posteriores socavaduras y corrosión en los materiales. Las deposiciones de agua dura producen corrosión puntual o pitting, así como abrasión de la superficie del material, otra grave consecuencia que puede presentarse en los equipos, sobre todo en los de área confinada, o placas fijas es que los depósitos de agua dura llegan a un punto de cristalización que imposibilita la acción de los químicos, produciendo pérdida completa del equipo. En el caso de equipos en u las incrustaciones de agua dura dentro de los tubos pueden ser removida por mechas en la zona recta del tubo, sin embargo en las curvas esto se hace imposible, para el caso de equipos con tubería de diámetros superiores a $\frac{3}{4}$ es posible introducir un latiguillo de alta presión, aunque en la mayoría de los casos los resultados no son muy satisfactorios.

1.6 PERIODO (TIEMPO) PARA LIMPIEZA DE INTERCAMBIADORES DE CALOR INCRUSTADOS

Una limpieza efectiva mejora el desempeño en la transferencia de calor y reduce la frecuencia de limpieza.

El mantenimiento preventivo del intercambiador es responsabilidad del usuario. El circuito lado tubos es normalmente el más afectado por ensuciamiento. (Debido a que el ensuciamiento afecta fuertemente a las condiciones de operación, se recomienda seguir los siguientes procedimientos:

- Inspeccionar el lado tubo al menos trimestralmente.
- Inspeccionar el lado envolvente al menos dos veces año.

Con los resultados de estas inspecciones se determinan los intervalos de limpieza requerida.

1.6.1 Alcance

Este procedimiento aplica a las inspecciones a realizar sobre el funcionamiento de intercambiadores de calor afectados por ensuciamientos en los tubos conectados a sistemas de agua de servicios relacionados con la seguridad, para verificar que:

- Se identifica cualquier posible deficiencia en los intercambiadores de calor que pueda ocultar una degradación del rendimiento. Se aplica a todos los intercambiadores de calor. Conectados directa o indirectamente a sistemas de agua de servicios relacionados con la seguridad.

1.6.2 Frecuencia y Tamaño de la Muestra

Para considerar completado este procedimiento es necesario realizar en planta cada dos años una inspección general y dos inspecciones anuales. La inspección general debe incluir la revisión del funcionamiento de los intercambiadores de calor, la asistencia a su inspección/limpieza y la comprobación de sus controles de Bio-Incrustación y sus componentes. Cada inspección anual debe contemplar la revisión de las pruebas de rendimiento de un intercambiador de calor.

1.6.3 Estimación de Recursos

Se estima que este procedimiento requiere una media de 5 a 7 horas para realizar una inspección anual y entre 34 y 46 horas para el caso de la inspección bienal, Estas estimaciones corresponden a tiempo de inspección directa en planta, sin incluir otras dedicaciones necesarias (preparación de inspecciones, elaboración de actas o informes, etc.), y dependen del número de intercambiadores de calor que el Titular vaya a probar durante la inspección y del número de Requisitos de Vigilancia presenciados durante la misma.

1.6.4 Requisitos de Inspección

En los intercambiadores de calor la degradación de su rendimiento puede llevar a que no se cumplan los criterios de éxito y producir un incremento del riesgo, principalmente por fallos de causa común. Esta área de inspección comprueba aspectos de los pilares de seguridad asociados para los que no hay indicadores de medida del comportamiento.

1.6.5 Inspección Anual

Se debe verificar de forma continua que el rendimiento de los intercambiadores de calor es aceptable, mediante la observación de las pruebas normalmente aplicadas en la industria, la revisión de los datos resultantes de estas pruebas o el uso del método de mantenimiento periódico. Se debe asistir a una o dos pruebas de rendimiento de intercambiadores de calor, revisar los resultados de una o dos pruebas de rendimiento o comprobar anualmente la ejecución y vigilancia a potencia por parte del Titular de los controles de incrustación biológica y limpieza de tubos de un intercambiador de calor.

Seleccionar un intercambiador de calor de un sistema que conecte directamente con el sistema de agua de servicios relacionado con la seguridad y que tenga un rango alto en la evaluación de riesgos de la central. Comprobar las siguientes cuestiones, según sea aplicable:

- Las diferencias entre las condiciones de prueba y las de diseño se han considerado debidamente en los criterios de aceptación de las pruebas y en los resultados de las mismas (quizá no sea posible realizar pruebas funcionales con la tasa de evacuación de calor de diseño del intercambiador).
- Los resultados de la inspección tienen una categorización apropiada según los criterios de aceptación de ingeniería preestablecidos y son aceptables. Centrarse especialmente en si el número de tubos taponados afecta a la operabilidad del intercambiador de calor y no en las incrustaciones biológicas en el interior de los tubos, lo cual debe ser objeto de la inspección realizada cada dos años por un especialista⁹.

⁹ EPRI NP-7552, "Heat Exchanger Performance Monitoring Guidelines".

1.7 INFLUENCIA EN LA DISTRIBUCION DE TUBOS SOBRE EL ENSUCIAMIENTO PARA INTERCAMBIADORES DE CALOR

La caída de presión y coeficiente de transferencia de calor a través del intercambiador está determinada por la disposición dada al flujo y por el diseño característico del aparato, es común encontrar flujo cruzado sobre bancos de tubos en equipos de transferencia de calor, en equipos como intercambiadores de calor un fluido se mueve por dentro de los tubos, mientras que el otro se mueve sobre estos en una dirección perpendicular.

El flujo por el interior de los tubos se puede analizar al considerar el flujo por uno solo de ellos, y al multiplicar los resultados por el número de tubos. Sin embargo, este no es el caso para el flujo sobre los tubos, ya que influyen sobre el patrón de flujo y el nivel de turbulencia corriente abajo y, por consiguientes, sobre la transferencia de calor hacia ellos o desde ellos. Como se muestra en la siguiente figura.

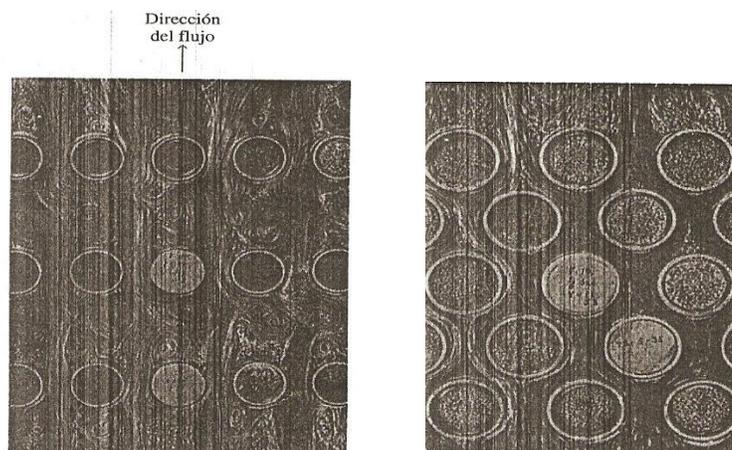


Figura 1-12 Patrones de Flujo para los Bancos de Tubos Alineados o Escalonados

Por lo tanto cuando se analiza la transferencia de calor desde un banco de tubos en flujo cruzado, se deben considerar a la vez todos los tubos en el haz.

Los tubos en un banco suelen disponerse *alineados* o *escalonados* en la dirección del flujo, como se muestra en la figura 1-13.

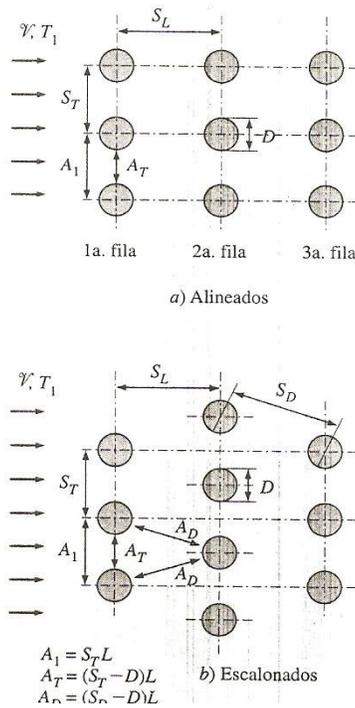


Figura 1-13 Tubos Alineados o Escalonados

El diámetro exterior del tubo D se toma como la longitud característica. La disposición de los tubos en el banco se caracteriza por el paso transversal S_T , el paso longitudinal S_L , y el paso diagonal S_D entre los centros de los tubos.

2 METODOLOGÍA DE CÁLCULO PARA INTERCAMBIADORES DE CALOR

Este capítulo dedicado a intercambiadores de calor quizás sea el más importante en un curso de transferencia de calor. Y lo que es más importante aún todo ese conocimiento será utilizado en el diseño o selección de un dispositivo de mucha utilidad práctica como lo es el intercambiador de calor Box Cooler.

En este capítulo se describe fundamentalmente la metodología para el análisis de intercambiadores de calor, desde el punto de vista térmico e hidráulico.

2.1 ANÁLISIS TÉRMICO

El objetivo de análisis térmicos en intercambiadores de calor es el de ser capaces de expresar la cantidad total de calor transferido, Q , del fluido caliente al fluido frío, en términos del coeficiente global de transferencia de calor. El área de transferencia de calor, y las temperaturas de entrada y salida de los fluidos caliente y frío.

Existen distintas metodologías para el cálculo térmico en intercambiadores de calor. De tal manera que describan un procedimiento de cálculo en estos dispositivos

Las metodologías son:

- Diferencia de Temperatura Media Logarítmica
- Efectividad- Número de unidades de Transferencia (NTU)

2.1.1 Diferencia De Temperatura Media Logarítmica (LMTD)

La diferencia de temperatura media logarítmica es un método que permite conocer la cantidad de calor transferido entre fluidos que interactúan en un intercambiador de calor. Es fácil de aplicar en el análisis cuando se conocen, o se pueden determinar las temperaturas de entrada y salida de los fluidos caliente y frío a partir de un balance de energía.

La ecuación que modela este método es

$$Q = U A_s \Delta T_{ml} \quad (2.1)$$

Donde;

Q = Flujo de Calor (W)

U = Coeficiente Global de Transferencia de Calor $\left(\frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C} \right)$

A_s = Área Superficial de Transferencia de Calor (m^2)

ΔT_{ml} = Diferencia de Temperatura Media Logarítmica ($^\circ C$)

Por tanto, el método de la LMTD resulta muy adecuado para la determinación del tamaño de un intercambiador de calor con el fin de dar lugar a las temperaturas calculadas de los fluidos caliente y frío [2].

En los intercambiadores de calor de coraza y tubos suele presentarse más de un paso por los tubos o la coraza, lo que ocasiona que se rompa el arreglo contracorriente o paralelo y la aplicación de la ecuación (2.1) resulte un error.

Para lo anterior Bowman, Mueller y Tagle¹⁰ han propuesto para intercambiadores de calor con mas de un paso, un factor corrección F como una medida de la desviación de la diferencia de temperatura media logarítmica, el cual depende de la geometría del intercambiador y de las temperaturas de entrada y salida de las corrientes de fluido caliente y frío.

Incluyendo en la ecuación (2.1) el factor de corrección resulta:

$$Q = U A_s F \Delta T_{ml} \quad (2.2)$$

Donde;

Q = Flujo de Calor (W)

U = Coeficiente Global de Transferencia de Calor $\left(\frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C} \right)$

A_s = Área Superficial de Transferencia de Calor (m²)

ΔT_{ml} = Diferencia de Temperatura Media Logarítmica (°C)

F = Factor de corrección

El factor de corrección F para configuraciones comunes de intercambiadores de tubo – coraza y flujo cruzado se da en función de las razones P y R entre temperaturas de entrada y salida.

$$P = \frac{t_2 - t_1}{T_1 - t_1} \quad (2.3)$$

$$R = \frac{T_1 - T_2}{t_2 - t_1} \quad (2.4)$$

¹⁰ Bowman,R; Mueller,A ; Nagle W. Factor de Corrección para la Diferencia de Temperatura Media, Asme., 1994. Pp 283-293

Para las ecuaciones (2.3) y (2.4) los subíndices se refieren a la entrada y la salida respectivamente, para intercambiadores de tubo y coraza, T y t representan las temperaturas del lado del lado de la coraza y del lado del tubo respectivamente, no existe diferencia en que el fluido caliente o el frío fluyan por la coraza o el tubo.

Encontrar el factor de corrección para intercambiadores de calor es muy fácil mediante figuras que se muestran a continuación. Obtenidas tras pruebas experimentales de laboratorio y en función de P y R ^[4].

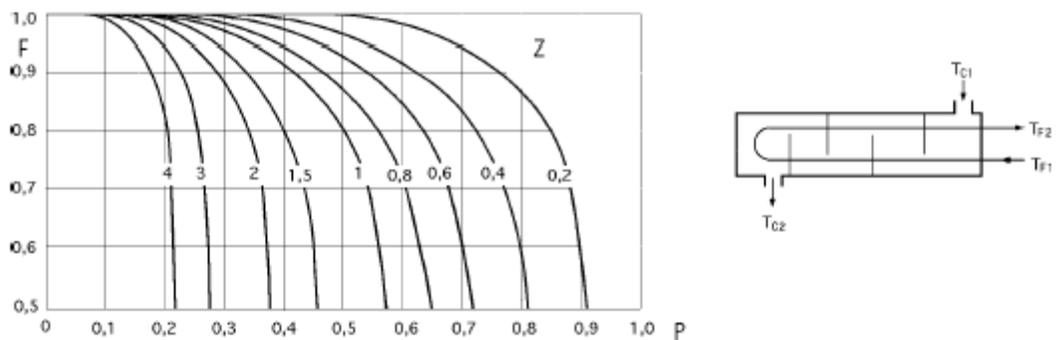


Figura 2-1 Factor de Corrección para un Intercambiador en Contracorriente (1-2), o un Múltiplo Par de Pasos de Tubos

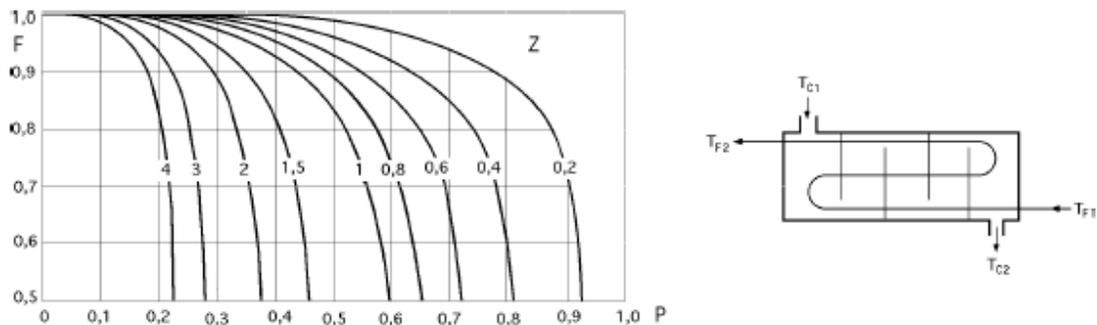


Figura 2-2 Factor de Corrección para un Intercambiador (1-3), con Dos de los Pasos en Contracorriente

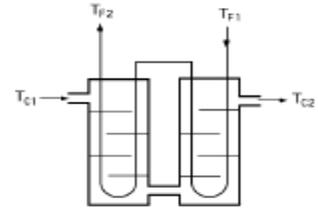
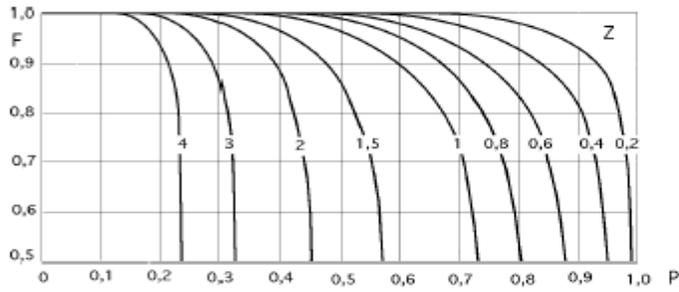


Figura 2-3 Factor de Corrección para un Intercambiador en Contracorriente (2-4) y un Múltiplo Par de Pasos de Tubos

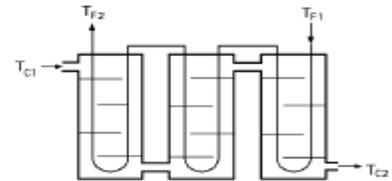
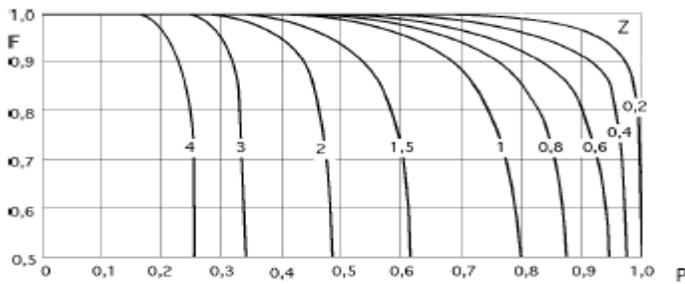


Figura 2-4 Factor de Corrección para un Intercambiador (3-2) o un Múltiplo Par de Pasos de Tubos

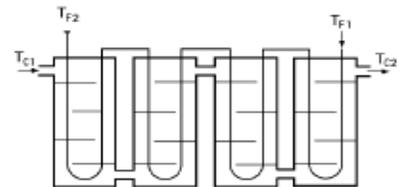
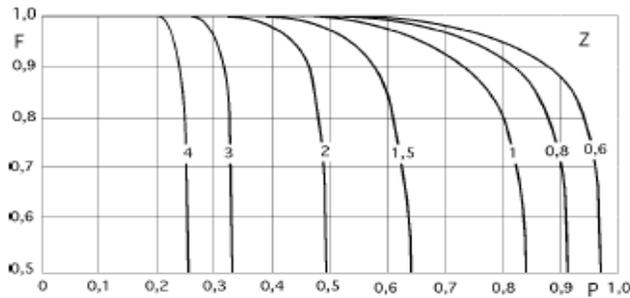


Figura 2-5 Factor de Corrección para un Intercambiador (4-2), o un Múltiplo Par de Pasos de Tubos

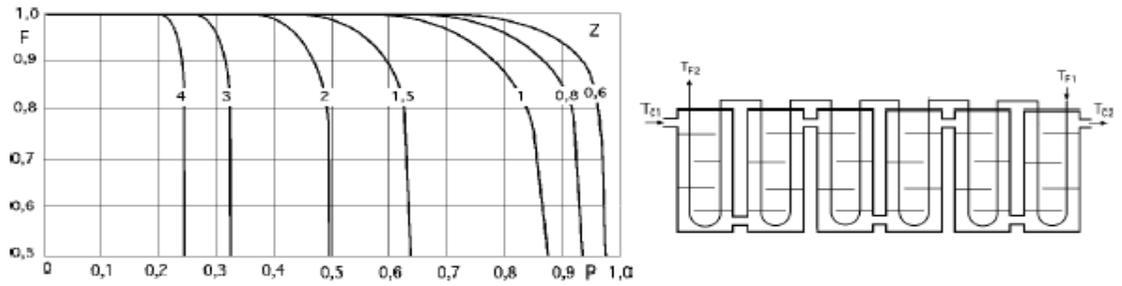


Figura 2-6 Factor de Corrección para un Intercambiador (6-2), o un Múltiplo Par de Pasos de Tubos

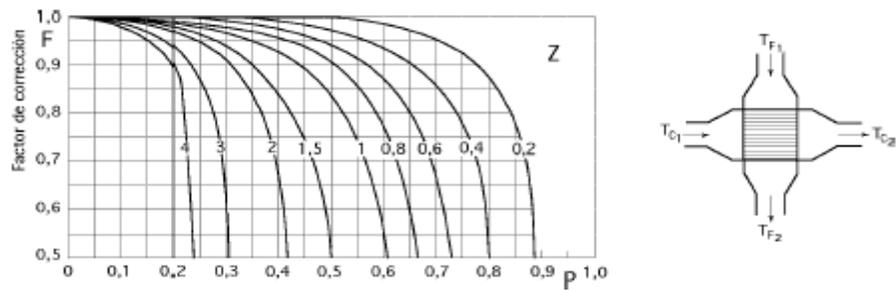


Figura 2-7 Factor de Corrección para un Intercambiador de Flujos Cruzados, con Mezcla de un Fluido en la Parte de la Carcasa y sin Mezcla del Otro Fluido, y un Paso de Tubos

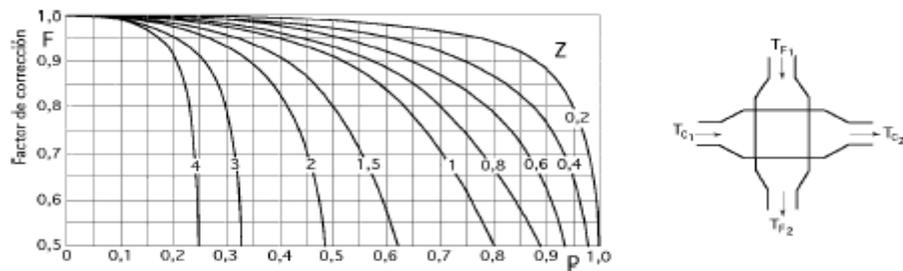


Figura 2-8 Factor de Corrección para un Intercambiador de Flujos Cruzados, con Mezcla de Ambos Fluidos y un Paso de Tubos

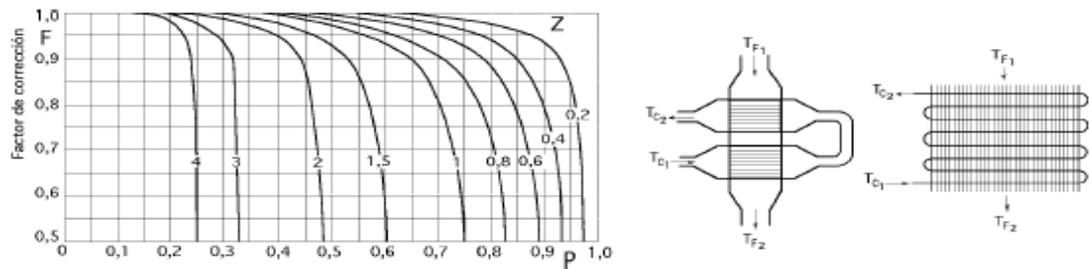


Figura 2-9 Factor de Corrección para un Intercambiador de Flujos Cruzados, con Mezcla de un Fluido en la Parte de la Carcasa y sin Mezcla del Otro Fluido, y un Múltiplo de 2 Pasos de Tubos

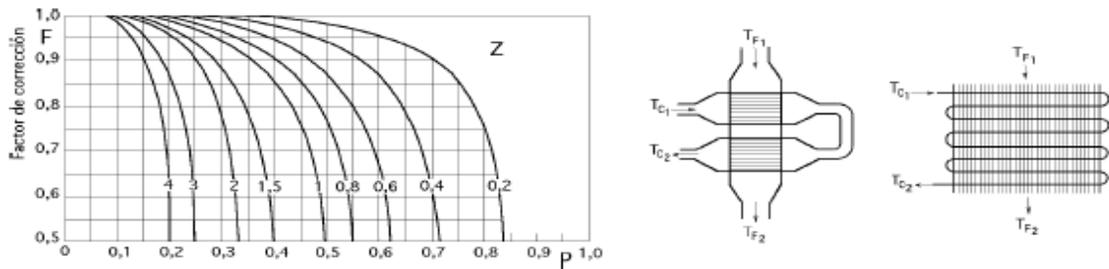


Figura 2-10 Factor de Corrección para un Intercambiador de Flujos Cruzados, con Mezcla de un Fluido en la Parte de la Carcasa y sin Mezcla del Otro Fluido, y un Múltiplo de 2 Pasos de Tubos

Para un intercambiador de flujo cruzado y uno de casco y tubos de pasos múltiples, el factor de corrección es menor que la unidad; es decir, $F \leq 1$. El valor límite de $F = 1$ corresponde al intercambiador de calor a contra flujo ^[2]

El Área superficial de transferencia de calor, es determinada mediante la ecuación:

$$A_s = \pi \times D \times l \quad (2.5)$$

Donde;

$\pi = 3,1416$ (numero adimensional)

D = Diámetro de la tubería (m)

L = longitud de la tubería (m)

La temperatura media logarítmica se basa en la siguiente ecuación.

$$\Delta T_{ml} = \frac{(\Delta T_1 - \Delta T_2)}{\ln \left[\frac{(\Delta T_1)}{(\Delta T_2)} \right]} = \frac{(\Delta T_2 - \Delta T_1)}{\ln \left[\frac{(\Delta T_2)}{(\Delta T_1)} \right]} \quad (2.6)$$

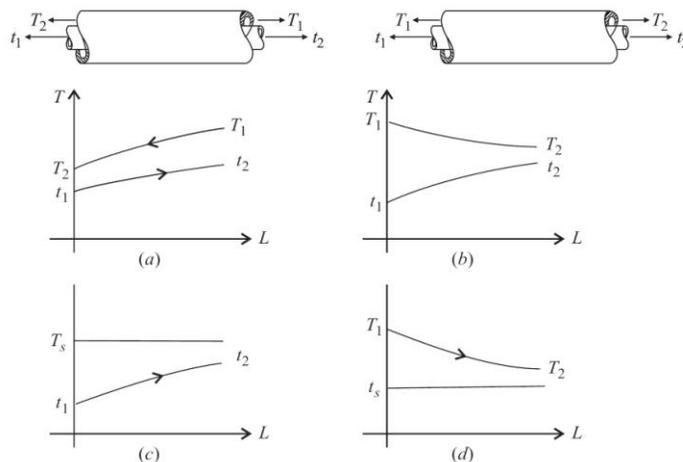


Figura 2-11 Cuatro Arreglos Básicos para Determinar la Diferencia de Temperatura Media Logarítmica: a) Contra flujo; b) Flujo Paralelo; c) Fuente con Temperatura Constante y Receptor con Incremento de Temperatura; c) Temperatura Constante en el Receptor y Fuente con Temperatura en Decremento

Para intercambiadores a contraflujo, donde los fluidos fluyen en sentidos contrarios. (Figura (2.11) a)

$$LMTD = \frac{(T_1 - t_2) - (T_2 - t_1)}{\ln \left(\frac{(T_1 - t_2)}{(T_2 - t_1)} \right)} \quad (2.7)$$

Para el intercambiador de flujo paralelo, donde los fluidos fluyen en el mismo sentido a través del intercambiador (Figura (2.11) b)

$$LMTD = \frac{(T_1 - t_1) - (T_2 - t_2)}{\ln \left(\frac{(T_1 - t_1)}{(T_2 - t_2)} \right)} \quad (2.8)$$

Para el intercambiador que tiene temperatura constante, $T_s = T_1 = T_2$ y la temperatura del receptor se incrementa (Figura (2.11) c)

$$LMTD = \frac{t_2 - t_1}{\ln \left(\frac{(T_s - t_1)}{(T_s - t_2)} \right)} \quad (2.9)$$

Para el intercambiador que tiene temperatura del receptor es constante, $T_s = T_1 = T_2$ y la temperatura fuente disminuye (Figura (2.11) d)

$$LMTD = \frac{T_1 - T_2}{\ln \left(\frac{(T_1 - t_s)}{(T_2 - t_s)} \right)} \quad (2.10)$$

2.1.2 Efectividad- Número de Unidades de Transferencia (NTU)

Cuando las temperaturas de salida son desconocidas, el análisis por el método de la diferencia de temperatura media logarítmica requiere un proceso de ensayo y error. En tales circunstancias es recomendable utilizar el análisis denominado Método de efectividad – NTU Efectividad.

En un intento por eliminar las iteraciones de la resolución de problemas de transferencia de calor, Kays y London presentaron en 1955 un procedimiento llamado método de la efectividad – NTU, el cual simplificó mucho el análisis de intercambiadores de calor.

El método consiste en un parámetro adimensional llamado efectividad de transferencia de calor ε .

$$\varepsilon = \frac{q}{q_{\max}} \quad (2.11)$$

Donde;

- ε = Efectividad de la transferencia de calor
- q = Flujo de calor transmitido (W)
- q_{\max} = Transferencia de calor máxima posible (W)

Tal ecuación permite conocer la efectividad en cuanto a transferencia de calor se refiere, calor máximo posible de transferencia y así predecir un tamaño óptimo del intercambiador.

Es necesario conocer la razón máxima y posible de transferencia de calor en un intercambiador de calor, para eso se utiliza la siguiente ecuación.

$$q_{\max} = C_{\min} (T_{\text{CAL,ENTRA}} - T_{\text{FRÍA,ENTRA}}) \quad (2.12)$$

Donde;

q_{\max} = Transferencia de calor máxima posible (W)

C_{\min} = Capacidad calórica mínima $\left(\frac{W}{^{\circ}\text{C}}\right)$

$T_{\text{CAL,ENTRA}}$ = Temperatura caliente de entrada ($^{\circ}\text{C}$)

$T_{\text{FRÍA,ENTRA}}$ = Temperatura fría de entrada ($^{\circ}\text{C}$)

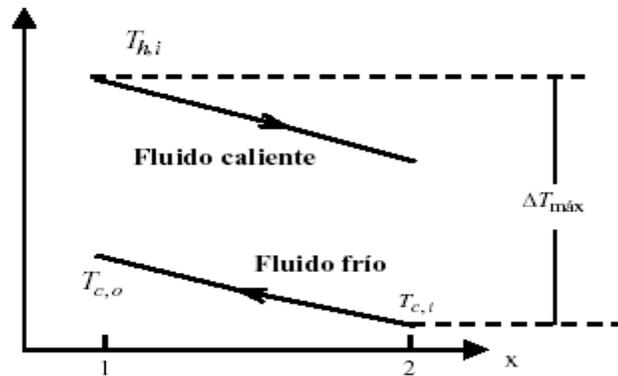


Figura 2-12 Diferencia de Temperatura Máxima para un Intercambiador de Doble Tubo Operando a Contraflujo

Para determinar la capacidad calórica mínima se debe determinar la capacidad calórica del flujo frío y caliente:

$$C_{CALIENTE} = (\dot{m} \times C_p)_{CALIENTE} \quad (2.13)$$

$$C_{FRIO} = (\dot{m} \times C_p)_{FRIO} \quad (2.14)$$

Por lo común las relaciones de la efectividad de los intercambiadores de calor incluyen el llamado **número de unidades de transferencia**, NTU, expresado mediante la siguiente ecuación:

$$NTU = \frac{UA_S}{C_{MIN}} \quad (2.15)$$

Donde,

U = Coeficiente global de transferencia de calor $\left(\frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C} \right)$

A_S = Área superficial de transferencia de calor (m^2)

C_{MIN} = Capacidad calórica mínima $\left(\frac{W}{^\circ C} \right)$

El valor de NTU es una medida del área superficial de transferencia de calor, por ende entre mayor sea el NTU, mas grande es el intercambiador de calor.

El valor de la efectividad varía desde 0 hasta 1. Aumenta con rapidez para los valores pequeños de NTU (hasta alrededor de NTU= 1.5), pero mas bien con lentitud para valores grandes. Por lo tanto, no es posible justificar económicamente el uso de un intercambiador de calor con un NTU grande (por lo común mayor que 3) y, por consiguiente, un tamaño también grande, ya que un gran incremento en el NTU corresponde a un incremento pequeño en la efectividad. Por tanto, desde el punto de vista de la transferencia de calor puede ser muy deseable contar un intercambiador con una efectividad elevada pero resulta más bien indeseable desde el punto de vista económico [2]

A continuación se presentan expresiones de efectividad para diversas configuraciones en intercambiadores de calor.

Tipo de intercambiador de calor	Relación de la efectividad
1 <i>Tubo doble:</i>	
Flujo paralelo	$\varepsilon = \frac{1 - \exp[-NTU(1 + c)]}{1 + c}$
Contraflujo	$\varepsilon = \frac{1 - \exp[-NTU(1 - c)]}{1 - c \exp[-NTU(1 - c)]}$
2 <i>Tubos y coraza</i>	
Un paso por la coraza y 2, 4, . . . pasos por los tubos	$\varepsilon = 2 \left\{ 1 + c + \sqrt{1 + c^2} \frac{1 + \exp[-NTU \sqrt{1 + c^2}]}{1 - \exp[-NTU \sqrt{1 + c^2}]} \right\}^{-1}$
3 <i>Flujo cruzado</i> (un solo paso)	
Los dos fluidos en flujo no mezclado	$\varepsilon = 1 - \exp \left\{ \frac{NTU^{0.22}}{c} [\exp(-c NTU^{0.78}) - 1] \right\}$
$C_{m\acute{a}x}$ mezclado, $C_{m\acute{i}n}$ no mezclado	$\varepsilon = \frac{1}{c} (1 - \exp \{1 - c[1 - \exp(-NTU)]\})$
$C_{m\acute{i}n}$ mezclado, $C_{m\acute{a}x}$ no mezclado	$\varepsilon = 1 - \exp \left\{ -\frac{1}{c} [1 - \exp(-c NTU)] \right\}$
4 <i>Todos los intercambiadores con $c = 0$</i>	$\varepsilon = 1 - \exp(-NTU)$

Tabla 2-1 Relación de Efectividades ^[2]

Donde:

$$C = \frac{C_{MIN}}{C_{MAX}}$$

Las anteriores expresiones se muestran en forma de graficas en las siguientes figuras [2]:

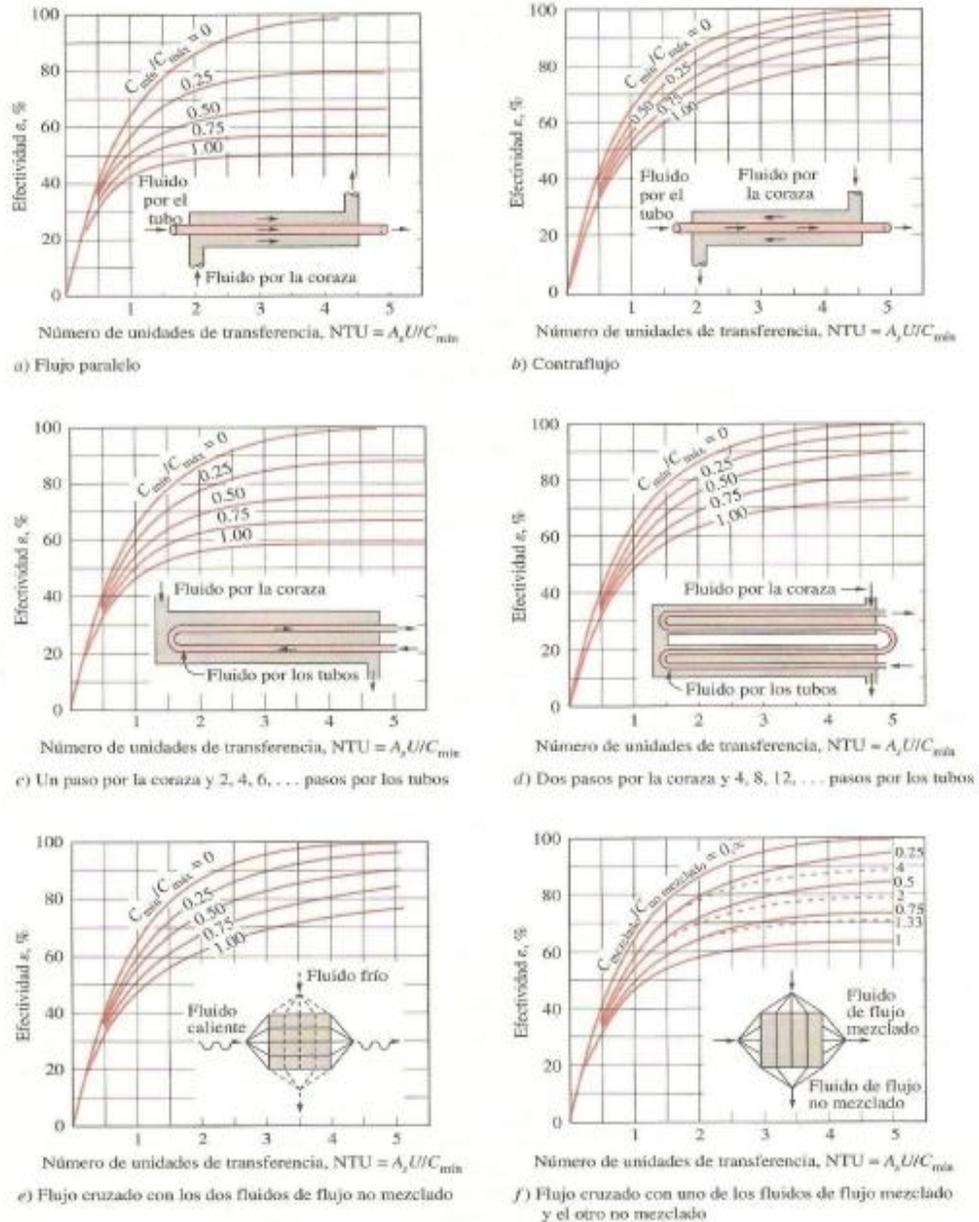


Figura 2-13 Efectividad para Intercambiadores de Calor

Para el diseño de intercambiadores de calor, en ocasiones es conveniente trabajar con relaciones de la forma:

$$NTU = f\left(\varepsilon, \frac{C_{MIN}}{C_{MAX}}\right)$$

Expresiones explícitas para el NTU como función de la efectividad y C son presentadas a continuación.

Tipo de intercambiador de calor	Relación del NTU
1 <i>Tubo doble:</i> Flujo paralelo	$NTU = -\frac{\ln [1 - \varepsilon(1 + c)]}{1 + c}$
Contraflujo	$NTU = \frac{1}{c - 1} \ln \left(\frac{\varepsilon - 1}{\varepsilon c - 1} \right)$
2 <i>Tubos y coraza:</i> Un paso por la coraza y 2, 4, . . . pasos por los tubos	$NTU = -\frac{1}{\sqrt{1 + c^2}} \ln \left(\frac{2/\varepsilon - 1 - c - \sqrt{1 + c^2}}{2/\varepsilon - 1 - c + \sqrt{1 + c^2}} \right)$
3 <i>Flujo cruzado (un solo paso)</i> $C_{m\acute{a}x}$ mezclado, $C_{m\acute{i}n}$ no mezclado	$NTU = -\ln \left[1 + \frac{\ln (1 - \varepsilon c)}{c} \right]$
$C_{m\acute{i}n}$ mezclado, $C_{m\acute{a}x}$ no mezclado	$NTU = -\frac{\ln [c \ln (1 - \varepsilon) + 1]}{c}$
4 <i>Todos los intercambiadores con $c = 0$</i>	$NTU = -\ln(1 - \varepsilon)$

Tabla 2-2 Relación del Número de Unidades de Transferencia de Calor para Distintas Configuraciones ^[2]

2.2 ANÁLISIS HIDRÁULICO

Existe una estrecha relación física y económica entre la transmisión de calor y la caída de presión.

Cuanto mayor es la velocidad del fluido, mayor es el coeficiente de transmisión de calor, y más compacto es el intercambiador de calor para una capacidad calorífica dada, y, por consiguiente, menor es el desembolso de capital. Sin embargo, al aumentar las velocidades de circulación se produce un incremento de la resistencia del flujo y un aumento en los gastos de mantenimiento.

La caída de presión es un parámetro extremadamente importante en el diseño de un intercambiador de calor. Pueden imponerse limitaciones ya sea por consideraciones económicas (costo de bombeo) o por limitaciones del proceso o por ambas. Cualquier limitación en la caída de presión que sea impuesta debe revisarse detalladamente para un diseño económico.

La caída de presión es, claro está, un precio pagado para transferir calor. Por lo tanto, el intercambiador de calor debe ser diseñado de manera que se eviten caídas de presión improductivas al mayor grado posible - pérdidas de entrada/salida.

Como la transmisión de calor y la caída de presión están invariablemente relacionadas con la velocidad del fluido, ésta debe elegirse dentro de un cierto intervalo óptimo, determinado de un lado por el costo de la superficie de calefacción, y por otro lado por el costo de la energía consumida para el funcionamiento del intercambiador.

La caída de presión a través del intercambiador está determinada por la disposición dada al flujo y por el diseño característico del dispositivo.

En cuanto a la caída de presión sólo son posibles cálculos aproximados, debido a que se ha demostrado experimentalmente que el modelo de flujo del fluido es muy complejo, aun en el más sencillo de los intercambiadores.

En función de las causas que la origina, la resistencia hidráulica del flujo de fluido se considera que es debida a la fricción interna del flujo, determinada por la viscosidad del fluido, que se manifiesta en las secciones en las que existe flujo continuo, y en la fricción local (o efectos de extremo).

Esto es cierto para flujo isotérmico; pero, si el flujo fluido está acompañado por transmisión de calor y el aparato está en comunicación libre con el exterior, aparecen resistencias adicionales, debidas a las aceleraciones del flujo originadas por su naturaleza no isotérmica y por la presencia del efecto de tiro natural. La resistencia al flujo debida a éste se manifiesta en las zonas en las que el empuje y la dirección del flujo son opuestas.

Por consiguiente, la caída de presión experimentada por flujos de líquidos o gas a través de un intercambiador de calor se determina por la siguiente ecuación:

$$\Delta P = \sum \Delta p_f + \sum \Delta p_{eef} + \sum \Delta p_a + \sum \Delta p_{sd} \quad (2.16)$$

Siendo

$\sum \Delta p_f$ = la fricción total en todas las secciones de la superficie de transmisión de calor (canales, haces de tubos, paredes, etc), N/m².

$\sum \Delta p_{eef}$ = la caída de presión total debida a los efectos de extremos, N/m².

$\sum \Delta p_a$ = la caída de presión total debida a la aceleración del flujo, N/m².

$\sum \Delta p_{sd}$ = suma de caída de presión debida al tiro natural, N/m².

La caída de presión para tubos de trayectoria recta. Se expresa mediante la siguiente ecuación.

$$\Delta_p = f \left(\frac{L}{D_H} \right) \frac{\rho \times v^2}{2} \quad (2.19)$$

Donde;

L = Longitud del tubo

D_H = Diámetro hidráulico

v = Velocidad media del flujo en el tubo

f = Factor de fricción de Darcy

La caída de presión por el cambio de dirección del fluido en los tubos del intercambiador o elevación en un tramo de tubería, se representa por:

$$\Delta_p = \pm \left(\frac{\rho \times g \times L}{g_c} \right)$$

Donde;

ρ = Densidad del fluido

g = Gravedad

g_c = Gravedad específica

L = Longitud del tubo

Nota: El signo de la ecuación representa la posición del fluido vertical.

3 INTERCAMBIADORES TIPÒ BOX COOLER

3.1 GENERALIDADES

Un intercambiador tipo Box Cooler es un sistema de enfriamiento el cual encuentra crecientes aplicaciones para busques en navegación fluvial. Las limitaciones en el empleo de un Box Cooler se deben al espacio disponible en el interior del buque en combinación con la cantidad de calor que se necesita disipar.

3.1.1 Materiales de Construcción de Intercambiadores Box Cooler

Material de los Tubos

Din: aluminio – latón, CUZN20AL2, wn.2.0460 DIN 17660

ASME: B111 aleación 287

Opcionalmente los tubos pueden ser en acero, cobre, acero inoxidable 316L, CuNi10 y CuNi30

Los aceros inoxidables se corroen por componentes como cloruro a temperaturas mayores de 70 °C (10 – 50 mg/l máximo cloruro), tienen Ph entre 6 – 8

Cobres y aleaciones del mismo tienen componentes de amonio, baja resistencia a altas temperaturas, tienen pH entre 6 – 8

Los aceros no están exentos a corrosión general, por presencia de O₂ o CO₂, tienen pH por encima de 8

La conductividad térmica de la aleación CUZN20AL2 es $100.4 \frac{W}{m \text{ } ^\circ C}$

Cabezal de Tubos

Din: metal muntz, que es un latón con cerca del 60% de cobre, 40% de zinc y algo de hierro, CuZn38Sn1, wn.2.0525 DIN 17660

ASME: B171 aleación

Caja de Mar

Acero al carbón

Materiales de Revestimiento Exterior de los Tubos

Resina fenólica, Temperatura máxima de 150°C/300°F

Una composición de resina fenólica que comprende: (1) un compuesto fenólico esterificado que contiene uno o mas grupos hidroxilicos fenólicos y/ó uno ó mas grupos hidroxílicos fenólicos esterificados; y que contiene además uno o más grupos metiloles esterificados colocados en la posición orto y/ó para con un grupo hidroxilico fenólico.

3.1.2 Principio de Funcionamiento de intercambiadores Box Cooler

El principio de trabajo del intercambiador Box Cooler radica en que agua de enfriamiento es forzada a través de un haz tubular en U, el cual esta ubicada en un compartimiento que contacta con agua de mar o río mediante rejillas que corresponden a perforaciones en el casco del buque.

El efecto de enfriamiento se consigue por circulación natural de agua de rio exterior de los tubos o por la circulación de agua debido a la velocidad del buque.

El agua de río exterior que rodea al haz se calienta, y se eleva por su menor densidad causando así una circulación natural de abajo a arriba. Ver figura 3.1.



Figura 3-1 Intercambiador de Calor Box Cooler

Cuando el buque no está en movimiento la circulación del agua, es producto de la circulación natural, lo que se conoce como el **efecto de sifón térmico**, (el paso del agua se produce por la diferencia en la masa específica del agua debido a los gradientes de temperatura en la misma).



Figura 3-2 Efecto de Enfriamiento en el Intercambiador de Calor Box Cooler

Los intercambiadores de calor Box Cooler tienen diferentes configuraciones en cuanto a su entrada y salida, pueden ser sencillas o dobles según sea el caso, intercambiadores con sección doble se utilizan cuando es necesario alimentar más de una fuente de calor como lo son motores principales, auxiliares y generadores; aquellos con configuración sencilla se utilizan para las unidades de compresor y aire acondicionado.

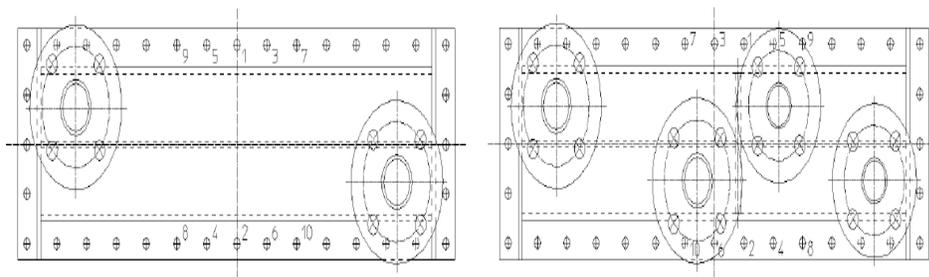


Figura 3-3 Secciones de Entrada y Salida para Intercambiadores de Calor Tipo Box Cooler

3.1.3 Sistema Anti-Incrustante de Corriente Impresa

Generalmente los sistemas de enfriamiento como intercambiadores Box Cooler son atacados por algas marinas, bacterias o suciedades que se depositan en las paredes de los tubos y disminuyen la transferencia de calor, por tal motivo es conveniente utilizar sistemas anti-incrustante de corriente impresa (Impressed Current Antifouling System, ICAF)

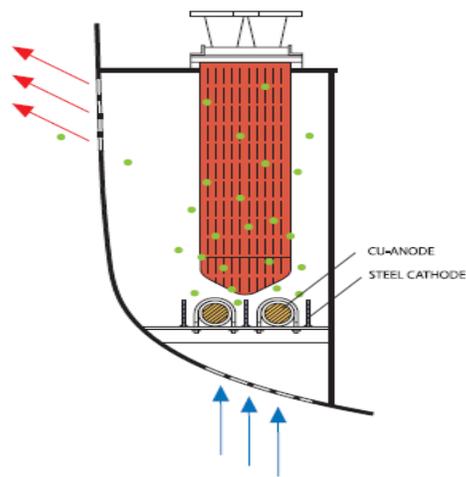


Figura 3-4 Vista Lateral del sistema Anti-incrustante de Corriente Impresa

La anterior figura describe el procedimiento para generar un ambiente químico en el intercambiador, para esto es necesario una corriente eléctrica externa para producir un diferencial de potencial entre dos barras de cobres llamadas ánodos y dos barras metálicas de acero soldadas llamadas cátodos, colocados en una base estructural ubicada debajo del haz tubular que desprenden iones de cobre dentro de la caja de mar. Tales iones se desplazan por todo el intercambiador hasta cubrir los espacios entre tubos y crear el llamado ambiente anti-incrustante.

Los cables que van conectados a los ánodos llevan consigo conectores herméticos unidos a una caja de conexión. Y esta se fija por un lado del haz tubular, desde esta caja de conexión un cable desnudo transmite la corriente al sistema como se muestra en la figura 3.5.

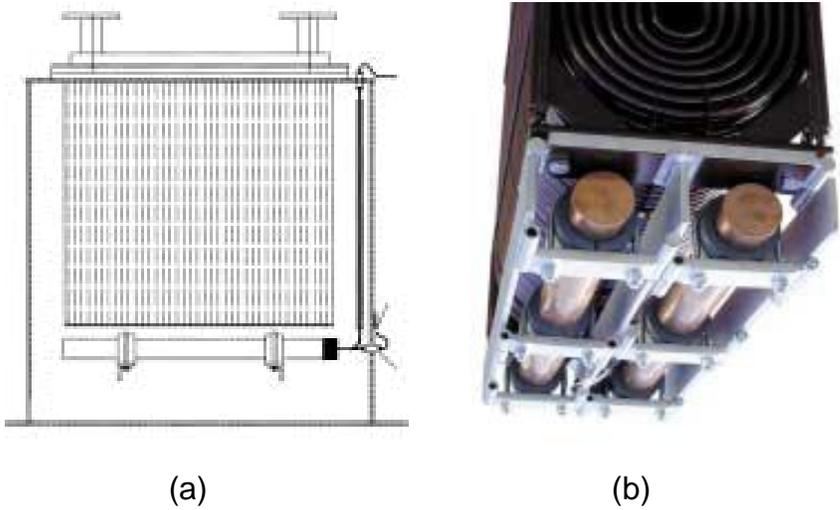


Figura 3-5 a) Vista Lateral de Conexiones y Cableado del sistema Antiincrustante de Corriente Impresa, b) Vista Frontal del sistema Antiincrustante de Corriente Impresa

3.2 ESPECIFICACIONES TÉCNICAS DE INTERCAMBIADORES BOX COOLER

Datos suministrados por la firma fabricante Duramax Marine

3.2.1 Box Cooler, Unidad Aire Acondicionado

DESCRIPCIÓN	CANTIDAD	UNIDAD
Temperatura critica de río	29	°C
Calor rechazado	110	Kw
Flujo total	8.6	$\frac{m^3}{h}$
Flujo a través de los tubos	8.6	$\frac{m^3}{h}$
Temperatura de entrada en el tubo	49.1	°C
Temperatura de salida en el tubo	38	°C
Área superficial de enfriamiento	17.29	m^2
Caída de presión al lado de los tubos	0.21	Bar
Diámetro exterior y espesor de tubo	11×0.8	mm
Reserva de incrustaciones sobre la superficie	20	%
Diseño/ prueba de presión	3/5	Barg
Volumen del Box Cooler	78	Lt
Peso Box Cooler Vacío	276	Kg
fluido	Agua	-

Tabla 3-1 Descripción Técnica Box Cooler Unidad Aire Acondicionado

3.2.2 Box Cooler, Cuartos Fríos

DESCRIPCIÓN	CANTIDAD	UNIDAD
Temperatura critica de río	29	°C
Calor rechazado	32	<i>Kw</i>
Flujo total	6.4	$\frac{m^3}{h}$
Flujo a través de los tubos	6.4	$\frac{m^3}{h}$
Temperatura de entrada en el tubo	42.3	°C
Temperatura de salida en el tubo	38	°C
Área superficial de enfriamiento	7.11	m^2
Caída de presión al lado de los tubos	0.17	<i>Bar</i>
Diámetro exterior y espesor de tubo	11×0.8	<i>mm</i>
Reserva de incrustaciones sobre la superficie	19	%
Diseño/ prueba de presión	3/5	Barg
Volumen del Box Cooler	26	Lt
Peso Box Cooler Vacío	122	Kg
Fluido	Agua	-

Tabla 3-2 Descripción Técnica Box Cooler, Cuartos Fríos

3.2.3 Box Cooler, Generadores

DESCRIPCIÓN	CANTIDAD		UNIDAD
	Sección 1	Sección 2	
Temperatura crítica de río	29	29	°C
Calor rechazado	12	49	Kw
Flujo total	6.1	7.8	$\frac{m^3}{h}$
Flujo a través de los tubos	6.1	7.8	$\frac{m^3}{h}$
Temperatura de entrada en el tubo	39.7	65.6	°C
Temperatura de salida en el tubo	38	60	°C
Área superficial de enfriamiento	3.25	2.17	m^2
Caída de presión al lado de los tubos	0.04	0.04	Bar
Diámetro exterior y espesor de tubo	11×0.8	11×0.8	mm
Incrustaciones sobre la superficie	21	16	%
Diseño/ prueba de presión	3/5	3/5	Barg
Volumen del Box Cooler	13	10	Lt
Peso Box Cooler Vacío	98	98	Kg
Fluido	Agua	Agua	-

Tabla 3-3 Descripción Técnica Box Cooler, Generadores

3.2.4 Box Cooler, Motor Propulsión

DESCRIPCIÓN	CANTIDAD		UNIDAD
	Sección 1	Sección 2	
Temperatura crítica de río	29	29	°C
Calor rechazado	93	162	Kw
Flujo total	10.4	22.9	$\frac{m^3}{h}$
Flujo a través de los tubos	10.4	22.9	$\frac{m^3}{h}$
Temperatura de entrada en el tubo	46.8	82	°C
Temperatura de salida en el tubo	39	75.8	°C
Área superficial de enfriamiento	11.70	4.55	m^2
Caída de presión al lado de los tubos	0.11	0.05	Bar
Diámetro exterior y espesor de tubo	11×0.8	11×0.8	mm
Incrustaciones sobre la superficie	25	29	%
Diseño/ prueba de presión	3/5	3/5	Barg
Volumen del Box Cooler	52	24	Lt
Peso Box Cooler Vacío	272	272	Kg

Tabla 3-4 Descripción Técnica Box Cooler, Motor Propulsor

4 CALCULO COMPROBATORIO DE INTERCAMBIADORES TIPO BOX COOLER

A partir de los datos suministrados por el fabricante *Duramax Marine*, referenciados en el capítulo anterior, donde se encuentra la especificación técnica de cada intercambiador Box Cooler. Se comprueban las variables e indicadores del comportamiento térmico e hidráulico de cada equipo.

De tal manera se aplican las ecuaciones del capítulo número dos a cualquier tipo de intercambiador de calor para ejemplificar el procedimiento de cálculo. Por tanto se escoge el intercambiador Box Cooler para la unidad de aire acondicionado.

4.1 VOLUMEN TOTAL DE AGUA DE RÍO OCUPADO EN EL BOX COOLER

Para cada intercambiador de calor se calcula el volumen total de agua de río ocupado en la caja de mar

4.1.1 Volumen Total de Agua de Río Ocupado en el Box Cooler, Unidad Aire Acondicionado

$$A_s = 17.29 \text{ m}^2$$

$$A_s = \pi \times D_p \times L_{T,T}$$

Donde;

A_s = Área superficial de transferencia de calor

D_p = Diámetro promedio $\frac{d_1 + d_2}{2}$

$L_{T,T}$ = Longitud total del tubo en el intercambiador

Despejando $L_{T,T}$, se obtiene:

$$L_{T,T} = \frac{A_s}{\pi \times D_p} = \frac{17.29 \text{ m}^2}{\pi \times \left[\frac{0.011 + 0.0094}{2} \right] m} = 539.566 \text{ m}$$

$$V_{RIO} = (l \times l \times l)_{carcazar} - \left[\left(\frac{\pi \times d_{EXT}^2}{4} \right) \times L_{T,T} \right]_{HAZ TUBULAR}$$

$$V_{RIO} = \left((1385 \times 400 \times 454) \text{ mm}^3 \times \frac{1 \text{ m}^3}{(1000 \text{ mm})^3} \right)_{carcazar} - \left[\left(\frac{\pi \times (0.011 \text{ m})^2}{4} \right) \times 539.566 \text{ m} \right]_{HAZ TUBOS}$$

$$V_{RIO} = 0.251516 \text{ m}^3 - 0.051276 \text{ m}^3$$

$$V_{RIO} = 0.20024 \text{ m}^3$$

$$V_{RIO} = 200.24 \text{ Lt}$$

4.1.2 Volumen Total de Agua de Río Ocupado en el Box Cooler, Para Cuartos Fríos

$$A_s = 7.11 \text{ m}^2$$

$$A_s = \pi \times D_p \times L_{T,T}$$

Despejando $L_{T,T}$, se obtiene:

$$L_{T,T} = \frac{A_s}{\pi \times D_p} = \frac{7.11 \text{ m}^2}{\pi \times \left[\frac{0.011 + 0.0094}{2} \right] m} = 221.88 \text{ m}$$

$$V_{RIO} = (l \times l \times l)_{carcazar} - \left[\left(\frac{\pi \times d_{EXT}^2}{4} \right) \times L_{T,T} \right]_{HAZ TUBULAR}$$

$$V_{RIO} = \left[\left[(1025 \times 310 \times 414) \text{ mm}^3 \right] \times \frac{1 \text{ m}^3}{(1000 \text{ mm})^3} \right]_{\text{carcazar}} - \left[\left(\frac{\pi \times (0.011 \text{ m})^2}{4} \right) \times 221.88 \text{ m} \right]_{\text{HAZ TUBOS}}$$

$$V_{RIO} = 0.131548 \text{ m}^3 - 0.021085 \text{ m}^3$$

$$V_{RIO} = 0.1104 \text{ m}^3$$

$$V_{RIO} = 110.463 \text{ Lt}$$

4.1.3 Volumen Total de Agua de Río Ocupado en el Box Cooler, Generadores

$$A_{S,1} = 3.25 \text{ m}^2$$

$$A_{S,2} = 2.17 \text{ m}^2$$

$$A_S = \pi \times D_P \times L_{T,T}$$

Despejando $L_{T,T}$, se obtiene:

$$L_{T,1} = \frac{3.25}{\pi \times D_P} = \frac{3.25 \text{ m}^2}{\pi \times \left[\frac{0.011 + 0.0094}{2} \right] \text{ m}} = 101.422 \text{ m}$$

$$L_{T,2} = \frac{2.17}{\pi \times D_P} = \frac{2.17 \text{ m}^2}{\pi \times \left[\frac{0.011 + 0.0094}{2} \right] \text{ m}} = 67.718 \text{ m}$$

$$V_{RIO} = \left[(575 \times 527 \times 340) \text{ mm}^3 \right] \times \frac{1 \text{ m}^3}{(1000 \text{ mm})^3} \Big|_{\text{carcazar}} - \left[\left(\frac{\pi \times (0.011 \text{ m})^2}{4} \right) \times (101.422 + 67.718) \text{ m} \right]_{\text{HAZ TUBOS}}$$

$$V_{RIO} = 0.1030 \text{ m}^3 - 0.01607 \text{ m}^3$$

$$V_{RIO} = 0.08693 \text{ m}^3$$

$$V_{RIO} = 86.93 \text{ Lt}$$

4.1.4 Volumen Total de Agua de Río Ocupado en el Box Cooler, Motor Propulsor

$$A_{S,1} = 11.70 \text{ m}^2$$

$$A_{S,2} = 4.55 \text{ m}^2$$

$$A_S = \pi \times D_p \times L_{T,T}$$

Donde;

A_S = Área superficial de transferencia de calor

D_p = Diámetro promedio $\frac{d_1 + d_2}{2}$

$L_{T,T}$ = Longitud total del tubo en el intercambiador

Despejando $L_{T,T}$, se obtiene:

$$L_{T,1} = \frac{11.70 \text{ m}^2}{\pi \times D_p} = \frac{11.70 \text{ m}^2}{\pi \times \left[\frac{0.011 + 0.0094}{2} \right] m} = 365.120 \text{ m}$$

$$L_{T,2} = \frac{4.55 \text{ m}^2}{\pi \times D_p} = \frac{4.55 \text{ m}^2}{\pi \times \left[\frac{0.011 + 0.0094}{2} \right] m} = 141.991 \text{ m}$$

$$V_{RIO} = \left[\left[(1025 \times 460 \times 478) \text{ mm}^3 \right] \times \frac{1 \text{ m}^3}{(1000 \text{ mm})^3} \right]_{\text{carcazar}} - \left[\left(\frac{\pi \times (0.011 \text{ m})^2}{4} \right) \times (365.120 + 141.991) \text{ m} \right]_{\text{HAZ TUBOS}}$$

$$V_{RIO} = 0.2253 \text{ m}^3 - 0.04819 \text{ m}^3$$

$$V_{RIO} = 0.1771 \text{ m}^3$$

$$V_{RIO} = 177.71 \text{ Lt}$$

A continuación se presenta la tabla 4-1 que resume el volumen total de agua de río ocupado por los diferentes intercambiadores Box Cooler

Box Cooler	V _{TOTAL} (Lt)
A/A	220,24
Cuarto Frío	110,463
Generador	86,93
Motor Propulsor	177,71

Tabla 4-1 Resumen de Volumen total Ocupado por cada Intercambiador Box Cooler

4.2 DENSIDAD DE ÁREA β

A menudo intercambiadores de calor son diseñados específicamente para lograr una gran área superficial de transferencia de calor por unidad de volumen, la razón entre el área superficial de transferencia de calor de un intercambiador y su volumen se denomina *densidad de área* β . Un intercambiador de calor con $\beta > 700 \text{ m}^2/\text{m}^3$ o $(200 \text{ ft}^2/\text{ft}^3)$ se clasifica como compacto¹¹.

Los intercambiadores compactos permiten lograr razones elevadas de transferencia de calor entre dos fluidos en un volumen pequeño y son de uso común en aplicaciones con limitaciones estrictas con respecto al peso y el volumen de esos aparatos.

¹¹ Yunus A. çengel Transferencia de calor y masa, 3^a edición

4.2.1 Densidad de Área para Box Cooler, Unidad Aire Acondicionado

$$\beta = \frac{17.29 \text{ m}^2}{78 \text{ Lt} \times \frac{\text{m}^3}{1000 \text{ Lt}}} = 221.66 \frac{\text{m}^2}{\text{m}^3}$$

4.2.2 Densidad de Área para Box Cooler, Cuartos Fríos

$$\beta = \frac{7.11 \text{ m}^2}{26 \text{ Lt} \times \frac{\text{m}^3}{1000 \text{ Lt}}} = 273.461 \frac{\text{m}^2}{\text{m}^3}$$

4.2.3 Densidad de Área para Box Cooler, Generadores

Sección 1

$$\beta = \frac{3.25 \text{ m}^2}{13 \text{ Lt} \times \frac{\text{m}^3}{1000 \text{ Lt}}} = 250 \frac{\text{m}^2}{\text{m}^3}$$

Sección 2

$$\beta = \frac{2.17 \text{ m}^2}{10 \text{ Lt} \times \frac{\text{m}^3}{1000 \text{ Lt}}} = 217 \frac{\text{m}^2}{\text{m}^3}$$

4.2.4 Densidad de Área para Box Cooler, Motor Propulsor

Sección 1

$$\beta = \frac{11.70 \text{ m}^2}{52 \text{ Lt} \times \frac{\text{m}^3}{1000 \text{ Lt}}} = 225 \frac{\text{m}^2}{\text{m}^3}$$

Sección 2

$$\beta = \frac{4.55 \text{ m}^2}{24 \text{ Lt} \times \frac{\text{m}^3}{1000 \text{ Lt}}} = 189.583 \frac{\text{m}^2}{\text{m}^3}$$

A continuación se presenta la tabla 4-2 que muestra las diferentes densidades de área β para los intercambiadores Box Cooler.

Box Cooler	Sección	A_s (m ²)	V(m ³)	β (m ² /m ³)
A/A	1	17,29	0,2515	221.66
C. Frío	1	7,11	0,1315	273.461
Generador	1	3,25	0,1030	250
	2	2,17		217
Motor Propulsor	1	11,7	0,2253	225
	2	4,55		189.583

Tabla 4-2 Densidad de Área en Intercambiadores Box Cooler

4.3 CALCULO TÉRMICO DE INTERCAMBIADORES BOX COOLER

En esta etapa se eligió el intercambiador de calor para la unidad de aire acondicionado, utilizando las especificaciones técnicas suministrada por la firma fabricante *Duramax Marine* (tabla 3-1).

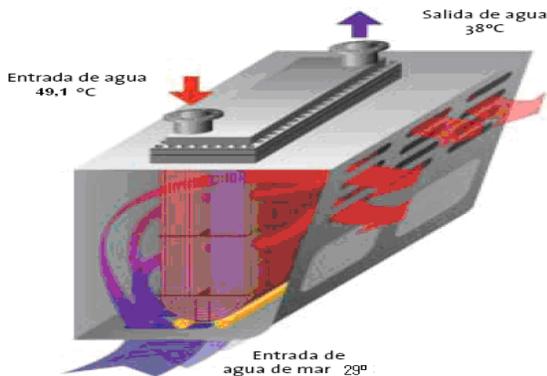


Figura 4-1 Box Cooler para la Unidad de Aire Acondicionado

4.3.1 Lado Frío (Coraza)

➤ Comprobación de Temperatura de Salida (Agua de Río)

La temperatura de agua en la salida de la coraza es desconocida a lo anterior se suma el inconveniente de no contar con un flujo másico o caudal al lado de la coraza que permita precisar indicadores como área superficial y razón de transferencia de calor respectivamente. Por tanto es necesario asumir dicha temperatura para conocer las propiedades térmicas del fluido (agua de río).

Teniendo en cuenta que la temperatura de entrada de agua de río es $T_3 = 29^{\circ}C$ se asume una temperatura de salida $T_4 = 38^{\circ}C$

A continuación se presenta la tabla 4-3 que muestra las diferentes temperaturas de salida del lado de la coraza en los intercambiadores Box Cooler.

Box Cooler	Secciones	T ₄ °C
A/A	1	38
C. Fríos		33,5
Generador		32,1
	2	35,8
Motor	1	33
Propulsor	2	36,3

Tabla 4-3 Resumen de Temperatura de Salida (Coraza) en Intercambiadores Box Cooler

Se busca la temperatura media o promedio de agua de río

$$\overline{T}_m = \frac{T_{en} + T_{sal}}{2} \quad (4.1)$$

Desarrollando la anterior ecuación se obtiene;

$$\overline{T}_m = \frac{29 + 38}{2} = 33.5^\circ C$$

La tabla 4-4 presenta las temperaturas promedios de agua de río (lado de la coraza) en los diferentes intercambiadores Box Cooler.

Box Cooler	Secciones	T ₃ °C	T ₄ °C	T _P °C
A/A	1	29	38	33,5
C. Fríos			33,5	31,25
Generador			32,1	30,55
	2		35,8	32,4
Motor	1		33	31
Propulsor	2		36,3	32,65

Tabla 4-4 Temperaturas Promedios de Agua de Río (lado de la coraza)

La magnitud de un grado Celsius (1°C) es equivalente a la magnitud de un Kelvin (1 K), puesto que esta unidad se define como igual a la primera. Sin embargo, las escalas son diferentes porque la escala Kelvin toma como valor 0. Dado que al cero absoluto corresponde un valor de $-273,15^{\circ}\text{C}$.

Mediante la tabla 4-5 se encuentran las propiedades térmicas del fluido

Temperatura ($^{\circ}\text{C}$)	Densidad ρ (kg/m^3)	Calor Especifico c_p ($\text{J}/\text{kg}^{\circ}\text{C}$)	Conductiv. térmica k ($\text{W}/\text{m}^{\circ}\text{C}$)	Visc. dinám. $\eta \cdot 10^6$ ($\text{N}\cdot\text{seg}/\text{m}^2$)	Visc. cinem. $\nu \cdot 10^6$ (m^2/seg)
0	999,9	4226	0,558	1794	1,789
20	998,2	4182	0,597	1004	1,006
40	992,3	4178	0,633	653,0	0,658
60	983,2	4181	0,658	470,0	0,478
80	971,8	4194	0,673	353,7	0,364
100	958,4	4211	0,682	281,0	0,294
140	926,1	4279	0,687	198,2	0,214
180	887,0	4413	0,678	153,5	0,173
220	840,5	4606	0,656	126,0	0,150
260	784,0	4944	0,614	107,5	0,137
300	712,5	6594	0,543	94,1	0,132

Tabla 4-5 Propiedades de Agua Saturada [2]

Las propiedades térmicas a la temperatura promedio 33.5 °C de agua de río son:

$C_{P,(frio)}$ (KJ/Kg °C)	ρ (Kg/m ³)	$\mu \times 10^{-3}$ (Kg m/s)	Prandt	K (W/m °C)
4,178	994,6	0,743	5,007	0,62

La tabla 4-6 resume las propiedades térmicas a la temperatura promedio del lado de la coraza en los diferentes intercambiadores Box Cooler.

Box Cooler	Secciones	ρ (Kg/m ³)	C_P (KJ/Kg °C)	$\mu \times 10^{-3}$ (Kg m/s)	Prandt	K (W/m°C)
A/A	1	994,6	4,178	0,743	5,007	0,62
C. fríos		995,5		0,778	5,27	0,617
Generador		995,78		0,7894	5,35	0,61588
	2	995,04		0,760	5,13	0,6188
Motor Propulsor	1	995,6		0,782	5,3	0,6166
	2	994,94		0,756	5,1	0,619

Tabla 4-6 Propiedades Térmicas de Agua de Río (Lado de la Coraza)

Por balance de energía que indica que el calor cedido por el fluido saliente o entregado, será igual al recibido por el fluido frío, se tiene la ecuación

$$Q = \dot{m}_a C_{p_a} (T_1 - T_2) = \dot{m}_b C_{p_b} (T_4 - T_3) \quad (4.2)$$

Donde Q es suministrado por el fabricante. Por tanto el flujo másico (agua de río) que atraviesa la coraza es

$$\dot{m}_b = \frac{Q}{C_{p_b} (T_4 - T_3)} = \frac{110 \text{ Kw}}{4,178 \frac{\text{Kj}}{\text{Kg } ^\circ\text{C}} (38 - 29) ^\circ\text{C}} = 2.93 \text{ Kg/s}$$

La tabla 4-7 resume los flujos másicos que atraviesan la coraza en los diferentes intercambiadores Box Cooler.

Box Cooler	Secciones	$Q_{(dat. fabrica)}$ (Kw)	C_P (KJ/Kg °C)	T_3 °C	T_4 °C	$m_{(frio)}$ (Kg/s)
A/A	1	110	4,178	29	38	2,93
C. fríos		32			33,5	1,70
Generador		12			32,1	0,93
	2	49			35,8	1,72
Motor Propulsor	1	93			33	5,56
	2	162			36,3	5,31

Tabla 4-7 Flujo Másico que Atraviesa la Coraza en los Diferentes Intercambiadores Box Cooler

De la ecuación (4.2) se calcula el **flujo de calor absorbido** en la coraza por el agua de río

$$Q = \dot{m}_b C_{p_b} (T_4 - T_3) = \left(2,93 \frac{Kg}{s} \right) \times \left(4,178 \frac{Kj}{Kg \text{ } ^\circ C} \right) \times (38 - 29)^\circ C = 110,17 Kw$$

Box Cooler	Secciones	$m_{(frio)}$ (Kg/s)	C_P (KJ/Kg °C)	T_3 °C	T_4 °C	$Q_{(absorbido)}$ (Kw)
A/A	1	2,93	4,178	29	38	110,17
C. fríos		1,70			33,5	31,96
Generador		0,93			32,1	12,04
	2	1,72			35,8	48,86
Motor Propulsor	1	5,56			33	92,91
	2	5,31			36,3	161,95

Tabla 4-8 Resumen Flujo de Calor Absorbido

El anexo A hace referencia a las dimensiones del intercambiador Box Cooler para la unidad de Aire Acondicionado. Donde el diámetro hidráulico de la coraza se expresa de la siguiente forma:

$$d_{h,total} = d_{h,c} - d_{h,t}$$

$d_{h,total}$ = Diámetro hidráulico total de la coraza

$d_{h,c}$ = Diámetro Hidráulico de la coraza

$d_{h,t}$ = Diámetro Hidráulico de los tubos, teniendo en cuenta que el haz tubular tiene 40 tubos

Por tanto:

Box Cooler Unidad de Aire Acondicionado

$$d_{h,c} = \frac{4ab}{2(a+b)} = \frac{2ab}{(a+b)} = \frac{2(0.32)(1.305)}{(0.32+1.305)} = 0.51 m$$

$$d_{h,t} = (40) 9.4 \times 10^{-3} m = 0.376 m$$

$$d_{h,total} = 0.51 - 0.376 m$$

$$d_{h,total} = 0.134 m$$

Box Cooler de Cuartos Fríos

$$d_{h,c} = \frac{4ab}{2(a+b)} = \frac{2ab}{(a+b)} = \frac{2(0.23)(0.945)}{(0.23+0.945)} = 0.37 m$$

$$d_{h,t} = (25) 9.4 \times 10^{-3} m = 0.235 m$$

$$d_{h,total} = 0.37 - 0.235 m$$

$$d_{h,total} = 0.135 m$$

Box Cooler Unidad de Generadores

$$d_{h,c} = \frac{4ab}{2(a+b)} = \frac{2ab}{(a+b)} = \frac{2(0.26)(0.247)}{(0.26+0.247)} = 0.253 \text{ m}$$

$$d_{h,t} = (15) 9.4 \times 10^{-3} \text{ m} = 0.141 \text{ m}$$

$$d_{h,total} = 0.253 - 0.141 \text{ m}$$

$$d_{h,total} = 0.112 \text{ m}$$

Box Cooler de Motor Propulsor

$$d_{h,c} = \frac{4ab}{2(a+b)} = \frac{2ab}{(a+b)} = \frac{2(0.38)(0.4725)}{(0.38+0.4725)} = 0.421 \text{ m}$$

$$d_{h,t} = (25) 9.4 \times 10^{-3} \text{ m} = 0.235 \text{ m}$$

$$d_{h,total} = 0.421 - 0.235 \text{ m}$$

$$d_{h,total} = 0.186 \text{ m}$$

La velocidad con la cual atraviesa el agua de río la coraza es:

$$V = \frac{\dot{m}}{\rho \times A} = \frac{2.93 \text{ Kg/s}}{994,6 \text{ Kg/m}^3 \times \left(\pi \frac{(0.134)^2}{4} \right)} = 0.209 \text{ m/s}$$

Box Cooler	Secciones	m _(frío) (Kg/s)	ρ (Kg/m ³)	A (m ²)	v (m/s)
A/A	1	2,93	994,6	0,0141	0,209
C. Fríos		1,70	995,5	0,0143	0,119
Generador		2	0,93	995,78	0,0099
	1,72		995,04	0,176	
Motor Propulsor	1	5,56	995,6	0,027	0,206
	2	5,31	994,94		0,196

Tabla 4-9 Resumen Velocidad de Agua de Río en la Coraza

El número de Reynolds es un número adimensional utilizado en mecánica de fluidos, y fenómenos de transporte para caracterizar el movimiento de un fluido. Como todo número adimensional es un cociente, una comparación. En este caso es la relación entre los términos convectivos y los términos viscosos de las ecuaciones de Navier-Stokes que gobiernan el movimiento de los fluidos.

$$Re = \frac{V D}{\nu} = \frac{V D \rho}{\mu} \quad (4.3)$$

Utilizando la ecuación (4.3) para conocer el comportamiento del fluido por la coraza. Se tiene;

$$Re = \frac{(0.209 \text{ m/s}) \times (0.134 \text{ m}) \times (994.6 \text{ Kg/m}^3)}{(0.743 \times 10^{-3} \text{ Kg m/s})} = 37410,820$$

Box Cooler	Secciones	d (m)	ρ (Kg/m ³)	v (m/s)	$\mu \times 10^{-3}$ (Kg m/s)	Rey	Régimen
A/A	1	0,134	994,6	0,209	0,743	37410,820	Flujo Turbulento
C. Fríos		0,135	995,5	0,119	0,778	20633,113	
Generador		2	0,112	995,78	0,094	0,7894	
	995,04			0,176	0,76	25798,605	
Motor Propulsor	1	0,186	995,6	0,206	0,782	48712,894	
	2		994,94	0,196	0,756	48094,795	

Tabla 4-10 Numero de Reynolds para Agua de Río

Los anteriores de números de Reynolds indican que el flujo se comporta de forma turbulenta, para la mecánica de los fluidos esta se expresa en forma caótica, en la cual las partículas se mueven desordenadamente y las trayectorias están formadas por pequeños remolinos.

Aplicando la ecuación (4.4) se calcula el número de nusselt; n toma valor de 0,3 cuando el fluido se enfría y 0,4 cuando el fluido se calienta. Como el agua de río absorbe calor por procesos de transferencia de calor esta tiende a incrementar su temperatura es decir a calentarse.

$$N_u = 0.023 Re^{4/5} Pr^n \quad (4.4)$$

Donde:

Nu = Numero de Nusselt
 Re = Numero de Reynold
 Pr = Numero de Prandt

Desarrollando la ecuación (4.4)

$$N_u = 0.023(37410,820)^{4/5} (5.007)^{0.4} = 199.506$$

Box Cooler	Secciones	Rey	Prandt	Nusselt
A/A	1	37410,820	5,007	199,51
C. Fríos		20633,113	5,27	126,50
Generador		13342,742	5,35	89,80
	2	25798,605	5,13	149,64
Motor Propulsor	1	48712,894	5,3	252,09
	2	48094,795	5,1	245,72

Tabla 4-11 Resumen Calculo Numero de Nusselt del Lado de la Coraza

El coeficiente convectivo para el agua de río (lado de la coraza) se obtiene de la siguiente ecuación:

$$Nu_u = \frac{hd}{k} \quad (4.5)$$

Despejando h (coeficiente convectivo) de la ecuación (4.5) se obtiene:

$$h_o = \frac{Nu \times k}{d} = \frac{(199.506) \times (0.62 \text{ W/m}^\circ\text{C})}{0.134 \text{ m}} = 923.089 \text{ W/m}^2 \text{ }^\circ\text{C}$$

Box Cooler	Secciones	Nusselt	K (W/m°C)	d (m)	h _o (W/m ² °C)
A/A	1	199,51	0,62	0,134	923,089
C. Fríos		126,50	0,617	0,135	578,170
Generador		2	89,80	0,61588	0,112
	149,64		0,6188	826,769	
Motor Propulsor	1	252,09	0,6166	0,186	835,687
	2	245,72	0,619		817,734

Tabla 4-12 Resumen de Calculo Coeficiente Convectivo - Lado de Coraza para Intercambiadores de Calor Box Cooler

4.3.2 Lado Caliente (Haz Tubular)

Para el lado del haz tubular se presenta la tabla 4-13 que muestra las temperaturas tanto de entrada como de salida y los diferentes caudales de cada intercambiador de calor Box Cooler.

Box Cooler	Secciones	T ₁ °C	T ₂ °C	V (m ³ /h)
A/A	1	49,1	38	8,6
C. Fríos		42,3	38	6,4
Generador		39,7	38	6,1
	2	65,6	60	7,8
Motor Propulsor	1	46,8	39	10,4
	2	82	75,8	22,9

Tabla 4-13 Especificaciones Técnicas (lado Haz Tubular)

De la ecuación (4.1) se obtiene la temperatura media o promedio para agua de proceso

$$\bar{T}_m = \frac{49.1 + 38}{2} = 43.55^\circ\text{C}$$

Box Cooler	Secciones	T ₁ °C	T ₂ °C	T _P °C
A/A	1	49,1	38	43,55
C. Fríos		42,3	38	40,15
Generador		39,7	38	38,85
	2	65,6	60	62,8
Motor Propulsor	1	46,8	39	42,9
	2	82	75,8	78,9

Tabla 4-14 Resumen Calculo de Temperatura Promedio En Intercambiadores Box Cooler

A la temperatura promedio de 43.55 °C se buscan las propiedades para agua de proceso.

C_p (cal) (KJ/Kg °C)	ρ (Kg/m ³)	$\mu \times 10^{-3}$ (Kg m/s)	Prandt	K (W/m°C)
4,17971	990,68	0,6125	4,028	0,6353

Box Cooler	Secciones	ρ (Kg/m ³)	C_p (KJ/Kg °C)	$\mu \times 10^{-3}$ (Kg m/s)	Prandt	K (W/m°C)
A/A	1	990,68	4,17971	0,6125	4,028	0,6353
C. Fríos		992,04	4,17903	0,6512	4,3077	0,6311
Generador		992,54	4,17877	0,6684	4,4373	0,629
	2	981,68	4,18612	0,4479	2,8556	0,656
Motor Propulsor	1	990,94	4,17958	0,6199	4,0822	0,634
	2	972,438	4,19612	0,36	2,2552	0,6693

Tabla 4-15 Resumen de Propiedades Térmicas para Agua de Proceso

El flujo másico (agua de proceso) que recorre el haz tubular es:

$$\dot{m}_a = \rho \times \dot{V} = \left(990.68 \frac{Kg}{m^3} \right) \times \left(8.6 \frac{m^3}{h} \times \frac{h}{3600 s} \right) = 2.37 \frac{Kg}{s}$$

Box Cooler	Secciones	ρ (Kg/m ³)	V (m ³ /h)	$m_{(cal)}$ (Kg/s)
A/A	1	990,68	8,6	2,37
C. Fríos		992,04	6,4	1,76
Generador		992,537	6,1	1,68
	2	981,676	7,8	2,13
Motor Propulsor	1	990,94	10,4	2,86
	2	972,438	22,9	6,19

Tabla 4-16 Resumen de Flujo Másico (Agua de Proceso) en el Haz Tubular

De la ecuación (4.2) se calcula el **flujo de calor rechazado** o cedido por el agua de proceso en el haz tubular.

$$Q_A = \left(990.68 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3} \times 8.6 \frac{\text{m}^3}{\text{h}} \times \frac{1 \text{h}}{3600 \text{s}} \right) \times \left(4.17971 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg} \cdot ^\circ \text{C}} \right) \times (49.1 - 38)^\circ \text{C}$$

$$Q_A = 109.8 \text{ Kw}$$

Box Cooler	Secciones	$m_{(\text{cal})}$ (Kg/s)	C_p (KJ/Kg °C)	T_1 °C	T_2 °C	$Q_{(\text{cedido})}$ (Kw)
A/A	1	2,37	4,17971	49,1	38	109,80
C. Fríos		1,76	4,17903	42,3	38	31,69
Generador		1,68	4,17877	39,7	38	11,95
	2	2,13	4,18612	65,6	60	49,86
Motor Propulsor	1	2,86	4,17958	46,8	39	93,33
	2	6,19	4,19612	82	75,8	160,93

Tabla 4-17 Resumen Flujo de Calor Rechazado

Teniendo en cuenta que el caudal dado por la firma fabricante ingresa al intercambiador Box Cooler (para la unidad de aire acondicionado) y se distribuye por todo el haz tubular que tiene 40 tubos por sección (*ver anexo A*) en un arreglo de 5 × 8 por tanto la velocidad con la que el agua de proceso atraviesa el haz tubular es:

$$V = \frac{\dot{m}}{\rho \times A} = \frac{2.37 \frac{\text{Kg}}{\text{s}}}{990,68 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3} \times \left(\pi \frac{(0.0094)^2}{4} \right)} = 0.861 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Box Cooler	Secciones	ρ (Kg/m ³)	A (m ²)	$m_{(cal)}$ (Kg/s)	v (m/s)
A/A	1	990,68	6,93979E-05	2,37	0,861
C. Fríos		992,04		1,76	1,025
Generador		992,537		1,68	0,814
	2	981,676		2,13	1,041
Motor Propulsor	1	990,94		2,86	0,833
	2	972,438		6,19	1,83

Tabla 4-18 Resumen Velocidad de Agua de Proceso en el Haz Tubular

Utilizando la ecuación (4.3) para conocer el comportamiento del fluido en el haz tubular (Numero de Reynold). Se tiene;

$$Re = \frac{(0.861 \text{ m/s}) \times (0.0094 \text{ m}) \times (990.68 \text{ Kg/m}^3)}{0.6125 \times 10^{-3} \text{ Kg m/s}}$$

$$Re = 13084.120$$

Box Cooler	Secciones	ρ (Kg/m ³)	d (m)	v (m/s)	$\mu \times 10^{-3}$ (Kg m/s)	Rey	Régimen
A/A	1	990,68	0,0094	0,861	0,6125	13084,120	Flujo Turbulento
C. Fríos		992,04		1,025	0,6512	14673,493	
Generador		992,537		0,814	0,6684	11360,504	
	2	981,676		1,041	0,4479	21440,712	
Motor Propulsor	1	990,94		0,833	0,6199	12510,302	
	2	972,438		1,833	0,36	46548,281	

Tabla 4-19 Resumen Numero de Reynolds para Agua de Proceso

Esta tiende a disminuir su temperatura es decir a enfriarse por tanto $n=0.3$ Como el agua de proceso cede calor por procesos de transferencia de calor

Desarrollando la ecuación (4.4) para calcular el número de Nusselt se tiene:

$$N_u = 0.023(13084.120)^{4/5} (4.028)^{0.3}$$

$$N_u = 68.652$$

Box Cooler	Secciones	Rey	Prandtl	Nusselt
A/A	1	13084,120	4,028	68,652
C. Fríos		14673,493	4,3077	76,78
Generador		11360,504	4,4373	63,12
Motor Propulsor	2	21440,712	2,8556	91,92
	1	12510,302	4,0822	66,50
	2	46548,281	2,2552	159,22

Tabla 4-20 Resumen Numero de Nusselt (Agua de Proceso)

Despejando el coeficiente convectivo h de la ecuación (4.5) Se tiene que:

$$h_i = \frac{(68.652) \left(0.6353 \frac{W}{m^{\circ}C} \right)}{0.0094 \text{ m}} = 4639.8216 \frac{W}{m^2 \text{ }^{\circ}C}$$

Box Cooler	Secciones	Nusselt	K (W/m°C)	d (m)	h_i (W/m ² °C)
A/A	1	68,652	0,6353	0,0094	4639,8216
C. Fríos		76,776	0,6311		5154,6431
Generador		63,122	0,629		4223,8097
Motor Propulsor	2	91,924	0,656		6415,1143
	1	66,498	0,634		4485,0963
	2	159,223	0,6693		11337,029

Tabla 4-21 Resumen de Calculo Coeficiente Convectivo - Lado Haz Tubular para Intercambiadores de Calor Box Cooler

Los procedimientos de cálculo para intercambiadores Box Cooler del lado de haz tubular y coraza se realizaron mediante iteraciones de la temperatura de salida de agua de río para comprobar la conservación de la energía en el intercambiador, por tanto se muestra a continuación una breve tabla donde se identifica la temperatura ideal de agua de río en la salida de la coraza para cada intercambiador con las cuales se realizó el cálculo.

Box Cooler	Sección	T ₄ (°C)	Q _{abs} (Kw)	Q _{ced} (Kw)
A/A	1	36,5	109,87	109,80
		37	110	
		37,5	110,19	
		38	111,17	
C.Frios	1	34	28,48	31,69
		34,2	27,353	
		33,8	29,642	
		33,5	32	
Generador	1	32,5	10,59	11,95
		32,4	10,79	
		32,2	11,4	
		32,1	12	
	2	35,8	49	49,86
		35,4	48,98	
		36	48,93	
		36,6	48,89	
M. Propulsor	1	33,5	93,064	93,33
		33,2	93,027	
		33	93	
		32,8	92,87	
	2	37,5	142,183	160,93
		36,8	152,4	
		36,5	157,13	
		36,3	160	

Tabla 4-22 Resumen de Iteraciones de Temperatura de Salida (Agua de Río) en Intercambiadores de Calor Box Cooler

➤ **Calculo de Coeficiente Global de Transferencia de Calor “U”**

Una de las primeras cuestiones a realizar en el análisis térmico de un intercambiador de calor consiste en evaluar el coeficiente de transferencia térmica global entre las dos corrientes fluidas. El coeficiente de transferencia térmica global entre un fluido caliente a temperatura T_c y otro frío a temperatura T_f separados por una pared.

Sin Incrustaciones (Intercambiador de Calor Limpio)

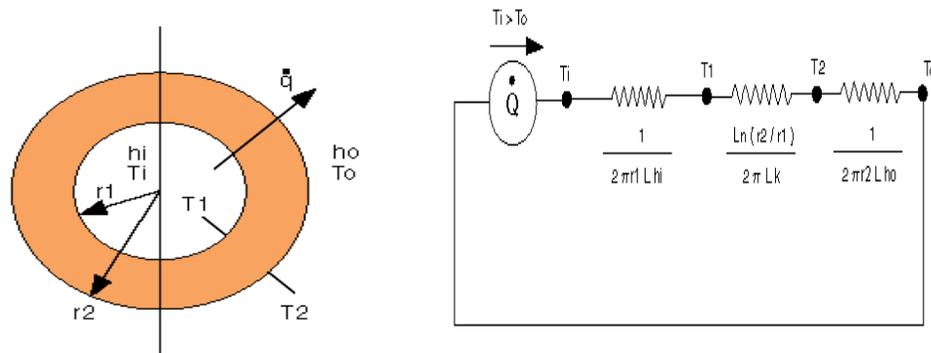


Figura 4-2 Resistencias Térmicas en un Proceso de Transferencia de Calor con Sección Transversal Circular

$$U = \frac{1}{\left[\frac{1}{2\pi r_1 L h_i} + \frac{\ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)}{2\pi k L} + \frac{1}{2\pi r_2 L h_o} \right]} A \quad (4.6)$$

Como el espesor del metal es pequeño y la conductividad térmica del metal empleado es grande, la resistencia térmica del metal es despreciable, por tanto de la ecuación (4.6) se obtiene:

$$U_{TEORICO} = \frac{1}{\frac{1}{4639.8216 \frac{W}{m^2 \text{ } ^\circ C}} + \frac{1}{923.089 \frac{W}{m^2 \text{ } ^\circ C}}} = 769.915 \frac{W}{m^2 \text{ } ^\circ C}$$

Box Cooler	Secciones	h _i (W/m ² °C)	h _o (W/m ² °C)	U (W/m ² °C)
A/A	1	4639,8216	923,089	769,915
C. Fríos		5154,6431	578,170	519,860
Generador		4223,8097	493,791	442,106
Motor Propulsor	2	6415,1143	826,769	732,381
	1	4485,0963	835,687	704,434
	2	11337,0287	817,734	762,719

Tabla 4-23 Resumen Coeficiente Global de Transferencia de Calor – Intercambiador Sin Incrustaciones

Coeficiente Global de Transferencia de Calor Teniendo en Cuenta la Resistencia por Incrustación

Con frecuencia resulta imposible predecir el coeficiente de transferencia de calor global de un intercambiador de calor al cabo de un cierto tiempo de funcionamiento, teniendo sólo en cuenta el análisis térmico; durante el funcionamiento con la mayoría de los líquidos y con algunos gases, se van produciendo gradualmente unas películas de suciedad sobre la superficie en la que se realiza la transferencia térmica, que pueden ser de óxidos, bacterias (incrustaciones biológicas).

De tal manera que resulta conveniente calcular un coeficiente global de transferencia de operación (ajustado a cierto tiempo de funcionamiento del intercambiador) mediante la siguiente ecuación:

$$\frac{1}{U_{OPERACION}} = \frac{1}{U_{TEORICO}} + R_f \quad (4.7)$$

Donde:

$U_{TEORICO}$ = Coeficiente total de transferencia de calor global de un intercambiador limpio

$U_{OPERACION}$ = Coeficiente total de transferencia de calor global después de que se ha presentado el ensuciamiento.

R_f = Factor de suciedad (o resistencia térmica unitaria) del depósito. Para el agua de río la resistencia unitaria es $0.0001 \frac{m^2 \cdot ^\circ C}{W}$

Desarrollando la ecuación (4.7) se obtiene:

$$U_{operacion} = \frac{1}{\frac{1}{4639.821 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}} + \frac{1}{923.0889 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}} + 0.0001 \frac{m^2 \cdot ^\circ C}{W}} = 714.876 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}$$

Box Cooler	Secciones	h_i (W/m ² °C)	h_o (W/m ² °C)	R_f (m ² °C/ W)	U_f (W/m ² °C)
A/A	1	4639,8216	923,089	0,0001	714,876
C. Fríos		5154,6431	578,170		494,170
Generador		4223,8097	493,791		423,388
	2	6415,1143	826,769		682,403
Motor Propulsor	1	4485,0963	835,687		658,076
	2	11337,0287	817,734		708,668

Tabla 4-24 Resumen Coeficiente Global de Transferencia de Calor con Incrustaciones

Se calcula la diferencia de temperatura media logarítmica (ΔT_m), considerando la ecuación (2.7) para intercambiadores de calor a contraflujo.

$$\Delta T_{ML} = \frac{(49.1 - 38) - (38 - 29)}{\ln\left(\frac{(49.1 - 38)}{(38 - 29)}\right)} = 10.01$$

Box Cooler	Secciones	T ₁ °C	T ₂ °C	T ₃ °C	T ₄ °C	ΔT_{LM}
A/A	1	49,1	38	29	38	10,01
C. Fríos		42,3	38		33,5	8,90
Generador		39,7	38		32,1	8,28
	2	65,6	60		35,8	30,40
Motor Propulsor	1	46,8	39		33	11,80
	2	82	75,8		36,3	46,25

Tabla 4-25 Resumen Diferencia de Temperatura Media Logarítmica

Para el factor de corrección los números adimensionales P y R se calculan teniendo en cuenta las ecuaciones (2.3) y (2.4) respectivamente

$$P = \frac{38 - 29}{49.1 - 29} = 0.45$$

$$R = \frac{49.1 - 38}{38 - 29} = 1.2$$

Usando la figura 2.1 que describe un diagrama para encontrar el factor de corrección en intercambiadores de contraflujo de un paso por la coraza y dos por los tubos.

$$F = 0.82$$

Box Cooler	Secciones	P	R	F. Corrección
A/A	1	0,45	1,2	0,82
C. Fríos		0,34	1,0	0,96
Generador		0,29	0,5	1
	2	0,19	0,8	1
Motor Propulsor	1	0,22	2,0	0,97
	2	0,14	0,8	1

Tabla 4-26 Resumen Factor de Corrección en Intercambiadores Box Cooler

➤ **Comprobación de Área Superficial de Transferencia de Calor**

Despejando el área superficial de transferencia de calor A_s de la ecuación (2.2) se comprueba tal valor proporcionado por la firma fabricante en las especificaciones técnicas de cada intercambiador Box Cooler.

$$A_s = \frac{110 \text{ Kw}}{\left(769.915 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}}\right) \times (0.82) \times (10.01 \text{ } ^\circ\text{C})} = 17.4$$

Box Cooler	Secciones	$Q_{(\text{dat. fabrican})}$ (Kw)	U (W/m ² °C)	F	ΔT_{LM}	A_s (m ²)
A/A	1	110	769,915	0,82	10,01	17,4
C. Fríos		32	519,860	0,96	8,90	7,2
Generador		12	442,106	1	8,28	3,3
	2	49	732,381	1	30,40	2,2
Motor Propulsor	1	93	704,434	0,97	11,80	11,5
	2	162	762,719	1	46,25	4,6

Tabla 4-27 Resumen Comprobación de Área Superficial de Transferencia de Calor en Intercambiadores Box Cooler

➤ **Aplicación de Efectividad – Numero de Unidades de Transferencia (NTU)**

Para determinar la efectividad de los intercambiadores Box Cooler es necesario conocer las capacidades calóricas de cada fluido de tal manera que permita establecer cual es mayor o menor respectivamente. Reemplazando en las ecuaciones (2.13) y (2.14) respectivamente se tiene:

$$C_{CAL} = \left(2.37 \frac{Kg}{s} \right) \times \left(4.17971 \frac{KJ}{Kg \text{ } ^\circ C} \right) = 9.89 \frac{Kw}{^\circ C}$$

$$C_{FRIO} = \left(2.93 \frac{Kg}{s} \right) \times \left(4.178 \frac{KJ}{Kg \text{ } ^\circ C} \right) = 12.2 \frac{Kw}{^\circ C}$$

Box Cooler	Secciones	m _(cal) (Kg/s)	C _{p (cal)} (KJ/Kg °C)	C _(cal) (Kw/ °C)	m _(frio) (Kg/s)	C _{P,(frio)} (KJ/Kg °C)	C _(frio) (Kw/ °C)
A/A	1	2,37	4,17971	9,89	2,93	4,178	12,2
C. Fríos		1,76	4,17903	7,37	1,70		7,1
Generador		1,68	4,17877	7,03	0,93		3,9
	2	2,13	4,18612	8,90	1,72		7,2
Motor Propulsor	1	2,86	4,17958	11,96	5,56		23,3
	2	6,19	4,19612	25,96	5,31		22,2

Tabla 4-28 Resumen de Capacidades Calóricas en Intercambiadores Box Cooler

La relación de capacidades calóricas se calcula de la siguiente manera:

$$C = \frac{C_{MIN}}{C_{MAX}} = \frac{9.89 \frac{Kw}{^\circ C}}{12.2 \frac{Kw}{^\circ C}} = 0.81$$

Box Cooler	Secciones	C _{min} (Kw/ °C)	C _{max} (Kw/ °C)	C
A/A	1	9,89	12,2	0,81
C. Fríos		7,1	7,37	0,96
Generador		3,9	7,03	0,55
	2	7,2	8,90	0,81
Motor Propulsor	1	11,96	23,3	0,51
	2	22,2	25,96	0,85

Tabla 4-29 Resumen Relación de Capacidades Calóricas

Reemplazando en la ecuación (2.15) se obtiene el número de unidades de transferencia (NTU) entendido como una medida del área superficial de transferencia de calor

$$NTU = \frac{769.915 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C} \times 17.4 m^2}{9891.80 \frac{W}{^\circ C}} = 1.35$$

Box Cooler	Secciones	U (W/m ² °C)	A (m ²)	C _{min} (W/ °C)	NTU
A/A	1	769,915	17,4	9891,80	1,35
C. Fríos		519,860	7,2	7111,11	0,53
Generador		442,106	3,3	3870,97	0,37
	2	732,381	2,2	7205,88	0,22
Motor Propulsor	1	704,434	11,5	11964,95	0,68
	2	762,719	4,6	22191,78	0,16

Tabla 4-30 Resumen de Numero de Unidades de Transferencia de Calor para Intercambiadores Box Cooler

La efectividad de los intercambiadores Box Cooler se calcula teniendo en cuenta la configuración que estos tienen, por tal motivo se escoge la segunda ecuación de la tabla 2-1 que corresponde a la efectividad de intercambiadores de tubo y coraza con un paso por la coraza y 2,4...n pasos por los tubos.

$$\varepsilon = 2 \left\{ 1 + c + \sqrt{1 + c^2} \frac{1 + \exp\left[-ntu\sqrt{1 + c^2}\right]}{1 - \exp\left[-ntu\sqrt{1 + c^2}\right]} \right\}^{-1}$$

$$\varepsilon = 2 \left\{ 1 + 0.81 + \sqrt{1 + 0.81^2} \frac{1 + \exp\left[-1.35\sqrt{1 + 0.81^2}\right]}{1 - \exp\left[-1.35\sqrt{1 + 0.81^2}\right]} \right\}^{-1} = 0.45349$$

Box Cooler	Secciones	NTU	C	ε (%)
A/A	1	1,35	0,81	45,349
C. Fríos		0,53	0,96	20,894
Generador		0,37	0,55	15,637
	2	0,22	0,81	9,233
Motor	1	0,68	0,51	27,612
Propulsor	2	0,16	0,85	6,526

Tabla 4-31 Resumen de Efectividades en Intercambiadores Box Cooler

4.4 CALCULO HIDRÁULICO DE INTERCAMBIADORES BOX COOLER

Para calcular la caída de presión es necesario tener presente el comportamiento del fluido, el caudal que atraviesa el haz tubular en condiciones de normal operación, las dimensiones del haz tubular entre otros parámetros calculados en los anteriores sub-capítulos.

4.4.1 Cálculo Hidráulico Comprobatorio Box Cooler Aire Acondicionado

Recordando el caudal dado por la firma fabricante ingresa al intercambiador Box Cooler y se distribuye por todo el haz tubular que tiene 40 tubos (*ver anexo A*) en un arreglo de 5 × 8.

Para flujos turbulentos en intercambiadores de calor, existe una ecuación¹² que relaciona las variables de las propiedades del fluido y permite calcular la caída de presión total en el mismo, por tanto:

$$\xi_p = \frac{\Delta p \times m}{\rho} = \frac{0.046 \times \mu^{0.2} \times 4 \times L \times m^{2.8}}{2 \times g_c \times \rho^2 \times D_h \times A^{1.8}_{EXT} \times D_h^{0.2}} \quad (4-8)$$

Donde:

Δp = Caída de presión total

m = Flujo másico

ρ = Densidad

μ = Viscosidad dinámica

L = Longitud total de la tubería

¹² Ramesh K. Shah, Handbook of Energy Efficiency and Renewable Energy, Chapter 13: Compact Heat Exchangers-Recuperators and Generators, (2007)

A_{EXT} = Área de sección transversal externa

Despejando la caída de presión total de la ecuación (4-8) se obtiene:

$$\Delta p = \frac{0.046 \times (0.61253 \times 10^{-3})^{0.2} \times 4 \times (500.325 \text{ m}) \times (0.051916 \text{ Kg/s})^{2.8}}{2 \times 1 \times (990.68) \times (0.0094) \times (9.5033 \times 10^{-5} \text{ m}^2)^{1.8} \times (0.0094)^{0.2} \times (0.0592)}$$

$$\Delta p = \frac{7.65591 \times 10^{-3}}{2.4958 \times 10^{-8}}$$

$$\Delta p = 306748.7 \text{ Pa}$$

$$\Delta p = 3.0675 \text{ Bar}$$

El anexo A muestra una vista frontal del intercambiador de calor donde se distingue la distribución de tubos en una hilera y la cantidad de hileras en el intercambiador.

Por tanto se nota una distribución de 70 × 8 y el caudal se reparte en una distribución de 5 × 8 (sección)

El cálculo de la caída de presión en una hilera de tubos comprendida por 8 tubos es:

$$\Delta p = \frac{3.0675 \text{ Bar}}{70} = 0.0438 \text{ Bar}$$

Entonces para un haz de 40 tubos. La caída de presión es

$$\Delta p = 0.0438 \text{ Bar} \times 5 = 0.21 \text{ Bar}$$

4.4.2 Cálculo Hidráulico Comprobatorio Box Cooler Cuartos Fríos

El caudal dado por la firma fabricante ingresa al intercambiador Box Cooler y se distribuye por todo el haz tubular que tiene 25 tubos (*ver anexo B*) en un arreglo de 5 × 5

Desarrollando la ecuación (4-8), se obtiene:

$$\Delta p = \frac{0.046 \times (0.65129 \times 10^{-3})^{0.2} \times 4 \times (221.88 \text{ m}) \times (0.07054 \text{ Kg/s})^{2.8}}{2 \times 1 \times (992,04) \times (0.0094) \times (9.5033 \times 10^{-5} \text{ m}^2)^{1.8} \times (0.0094)^{0.2} \times (0.07054)}$$

$$\Delta p = \frac{5.6144 \times 10^{-3}}{2.9779 \times 10^{-8}}$$

$$\Delta p = 188535.545 \text{ Pa}$$

$$\Delta p = 1.88 \text{ Bar}$$

Con el anexo B se distingue la distribución de tubos en una hilera y la cantidad de hileras en el intercambiador.

Por tanto se nota una distribución de 50 × 5 y el caudal se reparte en una distribución de 5 × 5

El cálculo de la caída de presión en una hilera de tubos comprendida por 5 tubos es:

$$\Delta p = \frac{1.88 \text{ Bar}}{50} = 0.0376 \text{ Bar}$$

Entonces para un haz de 25 tubos. La caída de presión es

$$\Delta p = 0.0376 \text{ Bar} \times 5 = 0.18 \text{ Bar}$$

4.4.3 Cálculo Hidráulico Comprobatorio Box Cooler para Generadores

Sección 1 y 2

El caudal dado por la firma fabricante ingresa al intercambiador Box Cooler y se distribuye por todo el haz tubular que tiene 30 tubos (*ver anexo C*) en un arreglo de 5 x 6

Desarrollando la ecuación (4-8), se obtiene:

$$\Delta p = \frac{0.046 \times (0.6684 \times 10^{-3})^{0.2} \times 4 \times (169.14 \text{ m}) \times (0.055 \text{ Kg/s})^{2.8}}{2 \times 1 \times (992.54) \times (0.0094) \times (9.5033 \times 10^{-5} \text{ m}^2)^{1.8} \times (0.0094)^{0.2} \times (0.055)}$$

$$\Delta p = \frac{2.1433 \times 10^{-3}}{2.323 \times 10^{-8}}$$

$$\Delta p = 92264.313 \text{ Pa}$$

$$\Delta p = 0.922 \text{ Bar}$$

El anexo C muestra una la distribución tubos en una hilera y la cantidad de hileras en el intercambiador.

Por tanto se nota una distribución de 25 x 6 y el caudal se reparte en una distribución de 5x6

El cálculo de caída de presión para el haz tubular es:

$$\Delta p = \frac{0.922 \text{ Bar}}{25} = 0.0368 \text{ Bar}$$

4.4.4 Cálculo Hidráulico Comprobatorio Box Cooler para Motor Propulsor

Sección 1

El caudal dado por la firma fabricante ingresa al intercambiador Box Cooler y se distribuye por todo el haz tubular que tiene 50 tubos (*ver anexo B*) en un arreglo de 5 × 10

Desarrollando la ecuación (4-8), se obtiene:

$$\Delta p = \frac{0.046 \times (0.6199 \times 10^{-3})^{0.2} \times 4 \times (507.111 \text{ m}) \times (0.057 \text{ Kg/s})^{2.8}}{2 \times 1 \times (990.94) \times (0.0094) \times (9.5033 \times 10^{-5} \text{ m}^2)^{1.8} \times (0.0094)^{0.2} \times (0.057)}$$

$$\Delta p = \frac{6.995 \times 10^{-3}}{2.403 \times 10^{-8}}$$

$$\Delta p = 291094.465 \text{ Pa}$$

$$\Delta p = 2.9109 \text{ Bar}$$

El anexo D muestra una la distribución tubos en una hilera y la cantidad de hileras en el intercambiador.

Por tanto se nota una distribución de 50 × 10 y el caudal se reparte en una distribución de 5 × 10

El cálculo de caída de presión es:

$$\Delta p = \frac{2.9109 \text{ Bar} \times 2}{50} = 0.11 \text{ Bar}$$

Sección 2

El caudal dado por la firma fabricante ingresa al intercambiador Box Cooler y se distribuye por todo el haz tubular que tiene 50 tubos (*ver anexo B*) en un arreglo de 5×10

Desarrollando la ecuación (4-8), se obtiene:

$$\Delta p = \frac{0.046 \times (0.36 \times 10^{-3})^{0.2} \times 4 \times (141.991 \text{ m}) \times (0.1236 \text{ Kg/s})^{2.8}}{2 \times 1 \times (972.438) \times (0.0094) \times (9.5033 \times 10^{-5} \text{ m}^2)^{1.8} \times (0.0094)^{0.2} \times (0.1236)}$$

$$\Delta p = \frac{0.01534}{5.114 \times 10^{-8}}$$

$$\Delta p = 300021.968 \text{ Pa}$$

$$\Delta p = 3 \text{ Bar}$$

El anexo D muestra una la distribución tubos en una hilera y la cantidad de hileras en el intercambiador.

Por tanto se nota una distribución de 50×10 y el caudal se reparte en una distribución de 5×10

El cálculo de caída de presión es:

$$\Delta p = \frac{3\text{Bar}}{50} = 0.06 \text{ Bar}$$

5 APORTE CIENTÍFICO

En la industria colombiana no hay ninguna empresa dedicada al diseño y fabricación de equipos de intercambio de calor tipo Box Cooler especiales para aplicación marina; los resultados de la presente investigación ofrecen los fundamentos técnicos - científicos (no disponibles en la actualidad) para el diseño y control operacional de estos equipos. Con ello se evaluará la viabilidad de sustituir la importación de los mismos.

La metodología de diseño de este tipo de equipos es reservada por las compañías dedicadas a su manufactura especial para la industria naval.

También el conocimiento técnico – científico generado proporciona a los proveedores de la industria marítima y naval la capacidad de construir intercambiadores de calor tipo Box Cooler cuyos clientes a corto plazo serían la industria marítima colombiana.

CONCLUSIONES

Finalizado este trabajo de grado se concluye que:



A partir de un programa de calculo en Excel se elaboró una metodología de diseño para intercambiadores en cual se realizaron cálculos térmicos e hidráulicos para comprobar las especificaciones técnicas suministradas por la firma fabricante *Duramax Marine*, este cálculo se basó en procedimientos de transferencia de calor y mecánica de los fluidos aplicada a intercambiadores de calor *Box Cooler* instalados en las nodrizas fluviales.



Actualmente las nodrizas fluviales construidas por Cotecmar tienen intercambiadores Box Cooler para la unidad de aire acondicionado, cuartos fríos, compresores, generadores y motores de propulsión con dicho calculo se evaluó la cantidad de calor rechazado, temperaturas de entrada y salida del haz tubular y la caja de mar respectivamente, caída de presión al lado de los tubos, coeficiente global y área superficial de transferencia de calor, durante la etapa de calculo se determinó que los intercambiadores Box Cooler no tienen características de tipo compacto es decir no son capaces de alcanzar elevadas razones de transferencia de calor entre los dos fluidos teniendo en cuenta un volumen pequeño lo cual representa la necesidad de diseñar los Box Cooler con menor peso y volumen.



Para intercambiadores de calor líquido-líquido cuya función sea calentar o enfriar un fluido como es el caso del Box Cooler el coeficiente global de transferencia de calor oscila entre valores de 150 – 1200 W/ (m² °C), con el calculo se encontró que tales intercambiadores operan en este orden, aunque con bajos valores. Lo que representa la posibilidad de incrementar el coeficiente global de transferencia de calor para permitir que las áreas de transferencia de calor sean más pequeñas y se pueda reducir el tamaño del intercambiador, lo cual es muy importante cuando se trabaja con costosos materiales resistentes a la incrustación.



Después de calculado el coeficiente global de transferencia de calor teórico se incluyó la resistencia extra por incrustaciones arrojando valores en el cual este parámetro varia entre 4% y 8%. Lo anterior indica que después de cierto tiempo de operación la razón de transferencia de calor no disminuyó de forma considerable gracias al sistema de Anti- Incrustación de Corriente Impresa.



El Numero de Unidades de Transferencia (NTU) calculado para los intercambiadores Box Cooler oscila entre 0.16 y 1.35 esto concluye que para valores cercanos a 1.5 representa la necesidad de aumentar tal parámetro puesto que refleja una baja efectividad de los intercambiadores.



Se desarrolló una guía para identificar los tipos de incrustaciones, pautas en el control operacional de intercambiadores con presencia de ensuciamientos en los tubos y periodos óptimos (tiempo) para limpieza de estos equipos como método de mantenimiento preventivo.

RECOMENDACIONES

Finalizado este trabajo de grado es necesario tener en cuenta las siguientes recomendaciones:

- Teniendo en cuenta la metodología de cálculo termo- hidráulica es necesario realizar el diseño mecánico del intercambiador Box Cooler con características de tipo compacto para lograr elevadas razones de transferencia de calor por unidad de volumen.

- Simular mediante un software de dinámica computacional para fluidos (CFD) el desempeño termo-hidráulico de intercambiadores Box Cooler para ajustar los resultados de la metodología empleada en el presente trabajo de grado.

- Realizar la evaluación técnico-económica sobre la viabilidad de fabricar los intercambiadores tipo Box Cooler en Colombia como alternativa para la sustitución de importación de los mismo

REFERENCIAS BIBLIOGRAFICAS

- [1] Rigoberto del Toro Rodríguez y Arístides Berenguer Maurant, Actualidad Internacional del Tratamiento Magnético para el Control de Incrustaciones. Tecnología Química. Universidad de Oriente
- [2] Cengel, Yunus A. Transferencia de Calor. Editorial McGraw-Hill Interamericana, S.A. 3a edición. 2003.
- [3] Kakaç, S., Bergles, A.E., and Mayinger, F. 1981. Heat Exchangers: Thermal-Hydraulic Fundamentals and Design, Hemisphere Publishing, Washington, D.C.
- [4] Incropera, Frank P. y David P. DeWitt. Fundamentos de Transferencia de Calor. México: Prentice Hall. 4ta ed. 1999.
- [5] O. A. Jaramillo, Intercambiadores de Calor, Centro de Investigación en Energía. Universidad Nacional Autónoma de México. Noviembre 20 de 2007
- [6] TEMA, 1988. Standards of the Tubular Exchanger Manufacturers Association, 7th ed., Tubular Exchanger Manufacturers Association, New York.
- [7] T. F. Edgar & D. M. Himmelblau; Optimization of Chemical Processes; McGraw- Hill International Editions.
- [8] Kern, Donald Q. Procesos de Transferencia de Calor. Compañía Editorial Continental S.A. de C.V. 1ra edición. 1965.

[9] Mills, A. F. Transferencia de calor. Madrid: Irwin Ediciones, 1995

[10] Chai, H.C. 1988. A simple pressure drop correlation equation for low finned tube crossflow heat exchangers, Int. Common. Heat Mass Transfer, 15, 95–101

[11] Epstein, N. 1978. Fouling in heat exchangers, in Heat Transfer 1978, Vol. 6, Hemisphere Publishing, New York, 235–254.

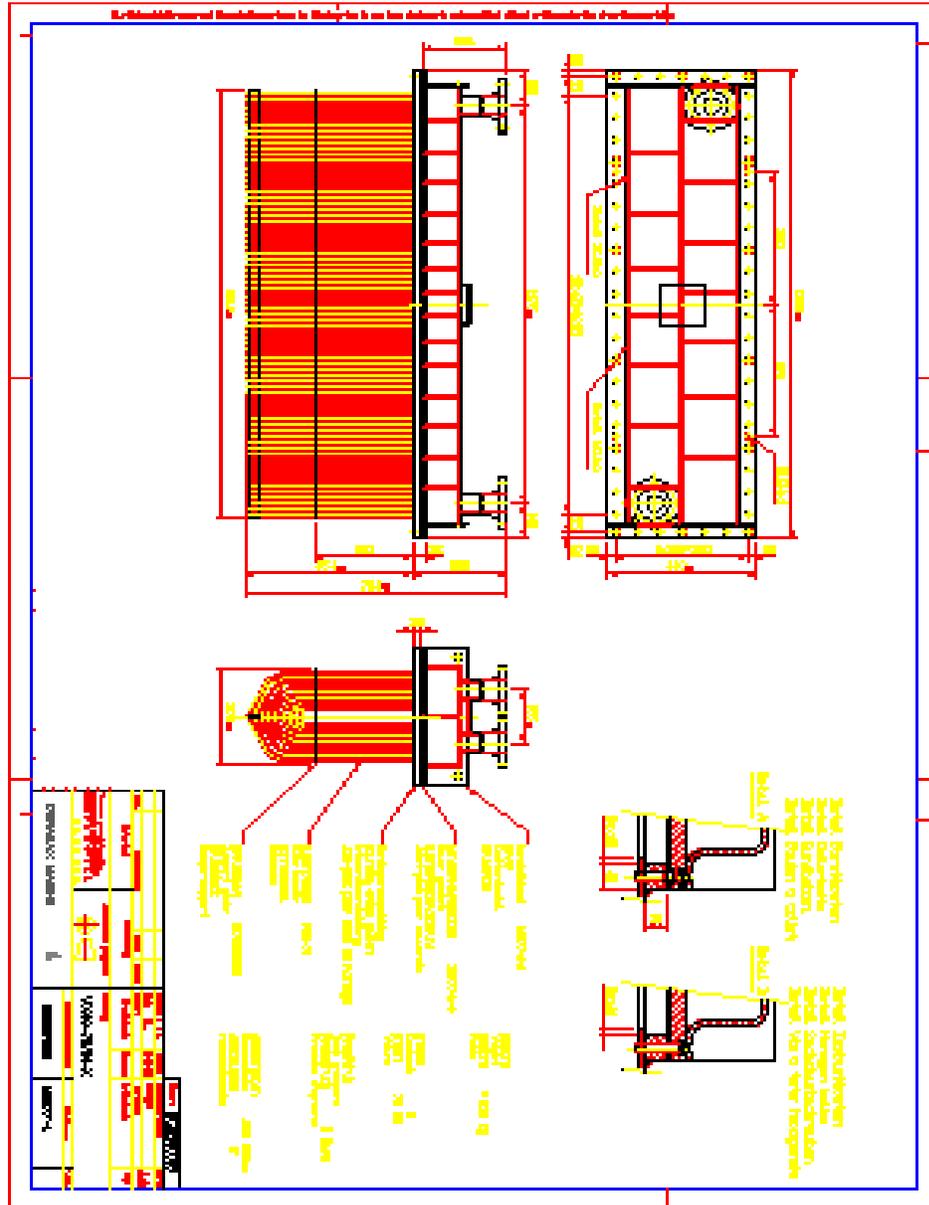
www.bloksma.net

www.Klima.com

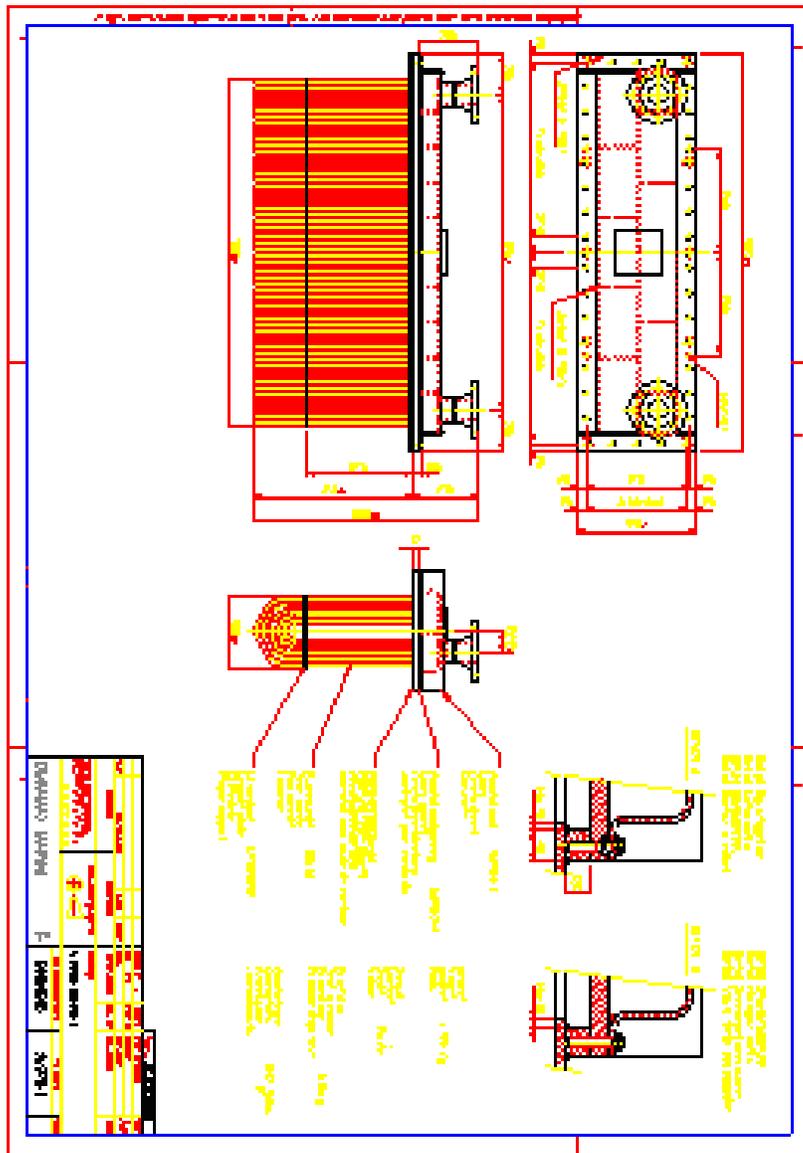
www.duramax-marine.com

www.nrf.es/marine/workingprin.html

ANEXOS



Anexo A. Plano y vistas de intercambiador de calor Box Cooler para la Unidad de Aire Acondicionado



Anexo B. Plano y vistas de intercambiador de calor Box Cooler para Cuartos Fríos

