

**DISEÑO DE INTERCAMBIADOR DE CALOR A
ESCALA DE LABORATORIO**

GREGORIO HERMES VÁSQUEZ YEPES

1

**UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA DE BOLÍVAR
FACULTAD DE INGENIERÍA
PROGRAMA DE INGENIERÍA MECÁNICA Y MECATRÓNICA
CARTAGENA DE INDIAS D.T. Y C
2012**

DISEÑO DE INTERCAMBIADOR DE CALOR A ESCALA DE LABORATORIO

GREGORIO HERMES VÁSQUEZ YEPES

Trabajo de grado presentado para optar a título de Ingeniero Mecánico

Director y Asesor

PhD, Msc, ME. Bienvenido Sarria López

2

UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA DE BOLÍVAR

FACULTAD DE INGENIERÍA

PROGRAMA DE INGENIERÍA MECÁNICA Y MECATRÓNICA

CARTAGENA DE INDIAS D.T. Y C

2012

Cartagena D.T. y C., 07 de mayo de 2012.

Señores:

COMITÉ CURRICULAR
UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA DE BOLÍVAR
Facultad de Ingeniería
Cartagena de Indias

Estimados Señores,

Presento a su consideración la tesis de grado titulada **“DISEÑO DE INTERCAMBIADOR DE CALOR A ESCALA DE LABORATORIO”** como requisito para obtener el título de Ingeniero Mecánico.

3

Atentamente,

Gregorio Hermes Vásquez Yepes
C.C. 1.128.050.855 de Cartagena.

Cartagena D.T. y C., 07 de mayo de 2012.

Señores:

COMITÉ CURRICULAR
UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA DE BOLÍVAR
Facultad de Ingeniería
Cartagena de Indias

Estimados Señores,

Luego de revisar el trabajo de grado **“DISEÑO DE INTERCAMBIADOR DE CALOR A ESCALA DE LABORATORIO”** desarrollado por el estudiante GREGORIO VÁSQUEZ YEPES; 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.

4

Cordialmente,

PhD Bienvenido Sarria López
Director de Proyecto.

Cartagena D.T. y C., 07 de mayo de 2012.

AUTORIZACIÓN

Yo, Gregorio Hermes Vásquez Yepes identificado con la cedula de ciudadanía numero 1.128.050.855 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.

5

Cordialmente,

Gregorio Hermes Vásquez Yepes
C.C. 1.128.050.855 de Cartagena.

NOTA DE ACEPTACIÓN

Firma del presidente del jurado

Firma del jurado

Firma del jurado

Cartagena D.T. y C., 07 de mayo de 2012.

DEDICATORIA

En este arduo proceso de elaboración y estudios para la creación de este proyecto quiero dedicarlo primero a Dios por iluminar mi mente, el camino a seguir y llenarme de fortaleza.

A mis padres que siempre me han apoyado en especial a mi mamá "Lucy" que siempre ha querido la mejor educación para sus hijos.

A mi hermana Liliana, mi novia Yesenia quienes me motivan cada día para ser mejor persona y no desfallecer ante nada.

Y a mi segunda madre Lilia por su linda compañía todos estos años.

"GOYO"

AGRADECIMIENTOS

Cuando las personas envejecen, miran hacia atrás, su pasado, y se dice que recapitulan toda su vida. Ven su vivir, sus actos buenos o malos y al final, solo el último de sus días se dan cuenta si tuvieron una vida digna, capaz de enorgullecer a cualquier padre o hijo, llena de amor, buenas compañías, enseñanzas y aprendizajes que marcaron su destino y dejaron huella en la vida de las personas que la rodean. Hoy, en este documento quiero dejar plasmado mi más sentido agradecimiento a esas personas que son importantes para mí y que han marcado y dejado huella en mi diario vivir.

- ✚ Dios en ti siempre he encontrado un refugio y una respuesta amigable a situaciones que han retado mi paciencia. En tus manos siempre encomiendo lo que más quiero.
- ✚ Mi madre Lucia Yepes quien con su amor incondicional me motiva a salir adelante, es la mejor administradora que conozco y un gran ejemplo a seguir.
- ✚ Mi padre Gregorio Vásquez que me ha demostrado todos estos años que la honestidad es más poderosa y grande que cualquier arma.
- ✚ Mis hermanas Lili, Mavi y Patri y mi segunda madre Lilia. Quienes crearon de mi una persona íntegra y llena de buenos sentimientos.
- ✚ A Bienvenido Sarria, quien no solo es un ejemplo a seguir sino un gran amigo quien me extendió su mano de amistad sin interés alguno cuando más lo necesitaba.
- ✚ A los Castro: Gustavo (el abuelo), Oscar, Elvis, Gabriela y Raquel (la abuela). Gracias por los conocimientos, el amor, el segundo hogar y el primer trabajo que siempre me brindaron, gracias a ustedes escogí esta carrera.
- ✚ A los mejores amigos que una persona pueda tener: Juan, Joaco, Saida, Yesenia, Ketty, Yery y Marcos. Quienes siempre están a mi lado y buscan la forma de hacerme reír aun en las peores situaciones.
- ✚ Mis sobrinos que son la nueva generación y tendrán el reto de sacar adelante el nuevo mundo. De ustedes chicos también he aprendido mucho.

RESUMEN

Título de Trabajo

Diseño de intercambiador de calor a escala de laboratorio.

Autor

Gregorio H. Vásquez Yepes.

Objetivo General

Calcular diseñar y evaluar (a escala de laboratorio) el intercambiador de calor con el propósito de obtener la información técnica necesaria para tomar la decisión de fabricarlo en Colombia.

Metodología y Resultados

Para lograr este objetivo se consulto la normativa de diseño, fabricación y mantenimiento de intercambiadores de calor, propuesta por las normas TEMA. Así mismo se consultaron diferentes textos relacionados con diseño térmico e hidráulico de intercambiadores de calor, tomando como texto guía el libro de "Procesos de Transferencia de Calor, de Donald Q. Kern". Del cual se obtuvo toda la metodología para el diseño térmico e hidráulico que fue fundamental para llegar al resultado final de la investigación.

En el desarrollo de la investigación se tomaron como referencias, para estudio de viabilidad diferentes configuraciones siendo estas de 20, 40, 80 y 150 tubos todas en configuración cuadrada y escalonada. Permitiendo el análisis de los diferentes modelos y para los números de tubos antes mencionados.

También se trabajo con la temperatura de fluido frio de entrada de 6°C, 15°C y 20°C, siendo las dos primeras temperaturas del fluido en ese caso agua y la tercera de aire extraído de un cuarto. Luego de un análisis térmico por el método de Kern, se logro establecer que el aire frio extraído de una habitación no era suficiente para lograr un descenso considerable de la temperatura del fluido de las maquinas, por lo cual se descarto su uso como medio para una correcta transferencia de calor.

Se logro determinar por medio de los cálculos que los modelos que otorgan una mejor transferencia de calor son: el modelo 2.2 con un fluido de 15°C de agua fría de entrada. Y el modelo 2.1 con un fluido de 6°C de agua fría de entrada. También se determino que las demás configuraciones de tubos no cumplen con las condiciones ideales de velocidad y caída de presión para funcionar correctamente.

JUSTIFICACIÓN

El intercambiador de calor que se busca reemplazar es conocido como de tipo Box Cooler. El cual consiste en una caja ubicada en la parte baja de las embarcaciones que cuenta con unas ranuras para el ingreso de fluidos o agua, de río o mar. También cuenta con un banco de tubos en U, por el interior de estos circula un fluido a temperaturas elevadas, el cual es vital que se mantenga lo más fresco para el funcionamiento de las maquinas. Como lo muestra la imagen.

El Box Cooler ofrece muchas desventajas, las cuales se buscan eliminar o minimizar con el diseño del nuevo intercambiador de calor. Estas son:

- Difícil mantenimiento al interior de los tubos por su configuración en U.
- Gran peso muerto que representa este intercambiador de calor para la embarcación que debe consumir una energía extra por el peso del equipo.
- Incrustaciones de suciedades provenientes del medio lo que dificulta el objetivo del equipo y gasta tiempo en mantenimientos.
- Fallas en la función principal de disipar calor, debido que para ser efectiva la embarcación debe estar en movimiento para lograr que haya más paso de fluido frío por entre los tubos.



Imagen de box Cooler y su funcionamiento.

TABLA DE CONTENIDO

INTRODUCCIÓN.....	14
OBJETIVO GENERAL.....	16
OBJETIVO ESPECIFICO.....	11
1. ESTADO DEL ARTE.....	18
1.1. IDENTIFICACIÓN DE LOS INTERCAMBIADORES DE CALOR.....	19
1.1.1. ELEMENTOS DE LOS INTERCAMBIADORES DE CALOR.....	20
1.2. FALLOS EN INTERCAMBIADORES.....	23
1.2.1. CORROSIÓN.....	23
1.3. MATERIALES RECOMENDADOS PARA CONSTRUCCIÓN.....	25
2. METODOLOGÍA DE CÁLCULO.....	26
2.1. SELECCIÓN DE DIMENSIONES.....	26
2.2. CALCULO TÉRMICO.....	28
2.3. MÉTODO PARA EL CÁLCULO HIDRÁULICO.....	30
REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	31
3. DIMENSIONAMIENTO DE MODELOS.....	32
3.1. DISEÑO DE DEFLECTORES O BAFFLES.....	34
4. CALCULO TÉRMICO E HIDRÁULICO.....	35
4.1. CÁLCULOS TÉRMICOS Y RESULTADOS CON 20 TUBOS.....	37
4.2. CÁLCULOS TÉRMICOS Y RESULTADOS CON 40 TUBOS.....	44
4.3. CÁLCULOS PARA CONDICIÓN DE FLUIDO C.....	51
5. EFECTIVIDAD DE LOS MODELOS.....	52
6. ANÁLISIS DE RESULTADOS.....	56
7. AHORROS Y COSTOS DE FABRICACIÓN.....	57
8. OTRAS VARIANTES.....	61

9. ESPECIFICACIONES.....	66
CONCLUSIÓN.....	67
BIBLIOGRAFÍA.....	69

ANEXOS

TABLA 1 PODER DE OXIDACIÓN Y REDUCCIÓN DE METALES.....	24
TABLA 2 ESPESOR DE LA CARCAZA.....	27
TABLA 3 ESPACIADO ENTRE DEFLECTORES Y CARCAZA.....	27
TABLA 4 ESPESOR DE DEFLECTORES Y PLACAS.....	27
TABLA 5 NUMERO Y DIÁMETRO DE VARILLAS TENSORAS.....	28
TABLA 6 CONDUCTIVIDAD TÉRMICA DE LÍQUIDOS.....	71
TABLA 7 GRAVEDADES ESPECIFICAS DE LÍQUIDOS.....	72
TABLA 8 DATOS DE TUBOS.....	73
TABLA 9 RESULTADOS PARA 20 TUBOS A 6°C.....	43
TABLA 10 RESULTADOS PARA 20 TUBOS A 15°C	43
TABLA 11 RESULTADOS PARA 40 TUBOS A 6°C.....	50
TABLA 12 RESULTADOS PARA 40 TUBOS A 15°C	50
TABLA 13 RESULTADOS PARA 150 Y 80 TUBOS A 6°C.....	64
TABLA 14 RESULTADOS PARA 150 Y 80 TUBOS A 15°C	64
FIGURA 1 CALOR ESPECIFICO DE LÍQUIDOS.....	74
FIGURA 2 VISCOSIDADES DE LÍQUIDOS.....	75
FIGURA 3 FACTOR F DE TEMPERATURA CALÓRICA.....	76
FIGURA 4 FACTOR DE CORRECCIÓN MLDT.....	77
FIGURA 5 FACTOR DE CORRECCIÓN MLDT.....	78
FIGURA 6 CURVA TRANSFERENCIA DE CALOR AGUA EN TUBOS.....	79
FIGURA 7 FACTOR DE FRICCIÓN LADO TUBO	80

FIGURA 8 PERDIDA DE PRESIÓN POR RETORNO LADO TUBOS.....	81
FIGURA 9 CURVA TRANSFERENCIA DE CALOR DEFLECTORES 25%.....	82
FIGURA 10 FACTOR DE FRICCIÓN LADO CORAZA.....	83
ISOMÉTRICO MODELO 1.1. 20 TUBOS.....	84
ISOMÉTRICO MODELO 2.1. 20 TUBOS.....	85
ISOMÉTRICO MODELO 2.2. 20 TUBOS.....	86
PLANOS GENERALES.....	87
VISTAS ISOMÉTRICAS.....	90

INTRODUCCIÓN

En una era en la que la tecnología avanza a pasos agigantados, los objetos cada vez se hacen más pequeños y livianos, se crean nuevos sistemas que aprovechan al máximo el ahorro de energía o utilizan energías alternas reduciendo y en algunos casos evitando la contaminación y minimizando el uso de combustibles no renovables y por ende reduciendo costos de operación y mantenimiento. Existe la necesidad de crear equipos que vayan acorde a este desarrollo tan gigante que tiene la industria, en nuestra situación analizaremos, estudiaremos la posibilidad de crear una forma de aprovechar al máximo la energía sobrante de algunos equipos como un chiller para poder refrigerar los sistemas vitales de propulsión y generación de energía por medio de un intercambiador de calor para buques que se fabrican en COTECMAR, reemplazando el actual de tipo box cooler que tiene ciertas desventajas.

Con este trabajo de grado se pretende sentar ciertas bases para el diseño y la fabricación de intercambiadores de calor sustituto que sea más eficiente que el de tipo box cooler, con un área menor y de fácil mantenimiento. Los intercambiadores de calor tipo box cooler trabajan enfriando agua de las maquinas de una embarcación con agua del ambiente es decir del un rio o del mar lo que produce incrustaciones en el intercambiador debido al material orgánico que se encuentra en el medio, esto hace que su rendimiento disminuya bajando la tasa de transferencia de calor y haciendo que el sistema pueda recalentarse produciendo daños a las maquinas que depende del sistema para su enfriamiento.

Es decir que el sistema de box cooler funciona como un radiador para un vehículo, en lo que se desea es obtener la mayor disipación de calor posible. La industria naval depende de la eficiencia y ahorro de espacio de sus equipos, se hace necesario hacer las embarcaciones más livianas con el fin de obtener mejor desempeño y rendimiento.

En este proyecto se busca como objetivo tratar de suprimir o reemplazar el intercambio con el ambiente es decir que ya no se hará intercambio con el mar o rio sino que este flujo será reemplazado con una corriente de agua o de aire frio proveniente de un chiller utilizado en la refrigeración para el confort de los tripulantes de la embarcación. Esta corriente se encuentra entre los 6°C y 15°C, con lo cual se espera que tenga mayor disipación comparado con los 26°C en promedio que se puede encontrar el agua de mar o rio que es utilizada actualmente para este propósito.

Otro objetivo pero no menos importante que el primero, será el de establecer unas bases para el diseño y construcción de intercambiadores, principalmente a escala de laboratorio, pero se espera que con la continuación de este proyecto se pueda fabricar un prototipo para pruebas y ensayos y de esta manera determinar si se pueda fabricar en Colombia estos intercambiadores, reduciendo tiempos de espera y costo para los clientes ó usuarios de estos equipos, no solo a nivel naval sino también a nivel industrial y civil.

Al igual que los intercambiadores de tipo Box Cooler, nuestro modelo será de tipo agua – agua, pero también se experimentara con uno de tipo agua – aire y en base a sus resultados se determinara si es posible utilizar aire frio a alrededor de los 24°C. Es necesario saber que se pretende obtener los mejores resultados de transferencia de calor sea con un intercambiador de tipo agua – agua ó con uno de tipo agua – aire.

Como no se tiene registro sobre esta tecnología en nuestro país, el diseño debe iniciar desde de una base ó una guía ya establecida en la industria, para esto seguimos la norma Tubular Exchanger Manufacturers Association ó TEMA según sus siglas en ingles. En esta norma se establecen medidas, tolerancias, formas, ubicación y orientación sobre el diseño, montaje y manipulación de intercambiadores de calor.

OBJETIVO GENERAL

Calcular diseñar y evaluar (a escala de laboratorio) el intercambiador de calor con el propósito de obtener la información técnica necesaria para tomar la decisión de fabricarlo en Colombia.

OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- ✚ Elaborar un compendio bibliográfico de toda la normativa sobre diseño de intercambiadores de calor
- ✚ Realizar los cálculos de transferencia de calor con diversos esquemas de flujos y sustancias de enfriamiento.
- ✚ Realizar los cálculos térmicos y mecánicos del intercambiador a escala de laboratorio.
- ✚ Evaluar la eficiencia y la eficacia del intercambiador de calor escala de laboratorio.

1 ESTADO DEL ARTE

Los intercambiadores de calor son equipos diseñados para reducir o aumentar la temperatura de un fluido, por medio del intercambio de temperaturas con otro. Es decir que se pueden definir como, un aparato en donde circulan dos fluidos a temperaturas diferentes y no se mezclan, en donde uno pasa por la coraza y otro por dentro de los tubos. El intercambio ocurre por el calentamiento y enfriamiento del metal de la pared de los tubos.

Desde el desarrollo de la industria se han implementado diferentes tipos de intercambiadores de calor como lo son: de cabezal flotante interno (AES); de lámina y tubo fijo (BEM); de cabezal flotante exterior (AEP); de cabezal y tubos integrados (CFU); rehervidor de caldera (AKT); condensador de flujo dividido (AJW). Estos son los reconocidos (porque existen otros que no están reconocidos pero que cumplen con las normas y condiciones de seguridad) por las normas TEMA (Asociación Manufacturera de Intercambiadores de Calor) que es la encargada de regular las normas que rigen el diseño, construcción y seguridad de estos equipos. Las TEMA fueron creadas en EE.UU. por los fabricantes de intercambiadores de calor para estandarizar y crear métodos sencillos y casi que universales para la fabricación de intercambiadores de calor, y así, de esta manera otorgarle a los usuarios mayor calidad y desempeño de los equipos.

En este proyecto estudiaremos el intercambiador tipo CFP porque es uno de los más resistentes, maneja altas temperaturas, su construcción es económica y su configuración es óptima para lo que se busca en este proyecto.

El principal problema que surge en la gran mayoría de estos equipos es el ensuciamiento por incrustaciones el cual desencadena pérdidas de presión y por lo tanto baja la eficiencia y aumenta el consumo de energía, es por ese motivo que los intercambiadores deben ser de fácil mantenimiento y construidos con los materiales adecuados para evitar al máximo las incrustaciones.

1.1 IDENTIFICACIÓN DE LOS INTERCAMBIADORES DE CALOR

Las normas TEMA mantienen una nomenclatura fácil de utilizar la cual consta de tres letras, cada una identifica una sección del intercambiador. La primera letra designa el tipo de entrada o de cabezal para el fluido que va por el interior de los tubos.

La segunda letra designa el tipo de coraza. La tercera letra designa el tipo de cabezal para el retorno o salida del fluido por el interior de los tubos.

En la imagen 1. Que aparece a continuación se puede apreciar la configuración que ofrece TEMA para los intercambiadores de calor.

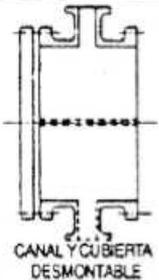
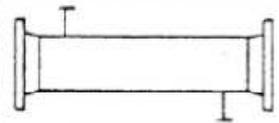
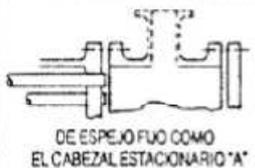
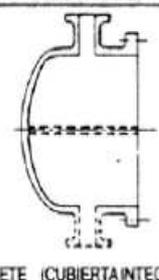
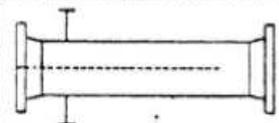
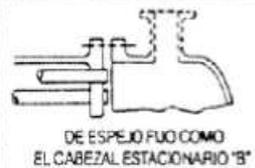
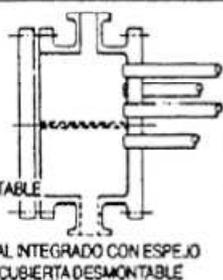
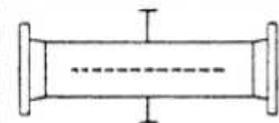
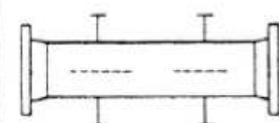
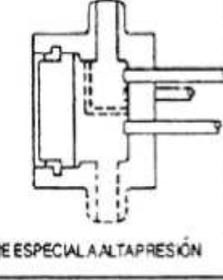
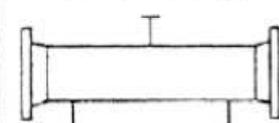
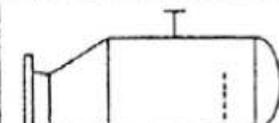
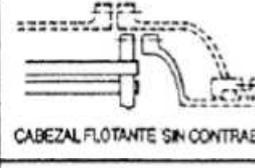
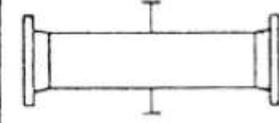
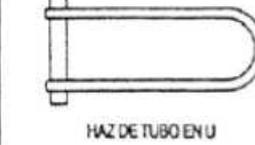
	TIPOS DE CABEZAL ESTACIONARIO, EXTREMO FRONTAL		TIPOS DE CORAZAS		TIPOS DE CABEZALES, EXTREMO POSTERIOR
A	 CANAL Y CUBIERTA DESMONTABLE	E	 CORAZA DE UN PASO	L	 DE ESPEJO FLUO COMO EL CABEZAL ESTACIONARIO "A"
B	 CASQUETE (CUBIERTA INTEGRADA)	F	 CORAZA DE DOS PASOS CON DEFLECTOR LONGITUDINAL	M	 DE ESPEJO FLUO COMO EL CABEZAL ESTACIONARIO "B"
C	 SOLO HAZ DE TUBOS DESMONTABLE CANAL INTEGRADO CON ESPEJO Y CUBIERTA DESMONTABLE	G	 DE FLUJO PARTIDO	N	 DE ESPEJO FLUO COMO EL CABEZAL ESTACIONARIO "N"
N	 CANAL INTEGRADO CON ESPEJO Y CUBIERTA DESMONTABLE	H	 DE FLUJO PARTIDO DOBLE	P	 CABEZAL FLOTANTE CON EMPAQUE EXTERIOR
D	 CIERRE ESPECIAL A ALTA PRESIÓN	J	 DE FLUJO DIVIDIDO	S	 CABEZAL FLOTANTE CON DISPOSITIVO DE APOYO
		K	 REHERVIDOR DE CALDERA	T	 CABEZAL FLOTANTE SIN CONTRABRIDA
		X	 FLUJO CRUZADO	U	 HAZ DE TUBO EN U
				W	 ESPEJO FLOTANTE SELLADO EXTERNAMENTE

IMAGEN 1: Diferentes configuraciones de los intercambiadores de calor. Tomado de normas TEMA.

1.1.1 ELEMENTOS DE LOS INTERCAMBIADORES DE CALOR

Los siguientes son los elementos de los intercambiadores de las imágenes 2, 3, 4 y 5.

- | | |
|---|---|
| 1. Cabezal estacionario (tubos) | 21. Tapa del cabezal flotante (externa) |
| 2. Cabezal estacionario (bonete) | 22. Faldón del cabezal flotante |
| 3. Brida cabezal estacionario (bonete) | 23. Caja de empaques |
| 4. Tapa de cabezal | 24. Empaques |
| 5. Tobera de cabezal | 25. Contra brida de la caja |
| 6. Espejo o lamina estacionaria tubos | 26. Anillo tensor |
| 7. Tubos | 27. Varillas tensoras |
| 8. Carcaza | 28. Deflectores o baffles transversales |
| 9. Cubierta de la carcaza | 29. Deflector de choque |
| 10. Brida de la carcaza en cabezal | 30. Deflector longitudinal |
| 11. Brida de la carcaza parte posterior | 31. Divisor de flujos |
| 12. Tobera de la carcaza | 32. Conexión de ventilación |
| 13. Brida de la cubierta de la carcaza | 33. Conexión de drenaje |
| 14. Junta de expansión | 34. Conexión para instrumentos |
| 15. Espejo flotante | 35. Soportes |
| 16. Tapa del cabezal flotante | 36. Sujetador para levantar |
| 17. Brida del cabezal flotante | 37. Ménsula de soporte |
| 18. Apoyo del cabezal flotante | 38. Vertedero |
| 19. Anillo dividido | 39. Conexión nivel de liquido |
| 20. Brida deslizable de apoyo | |

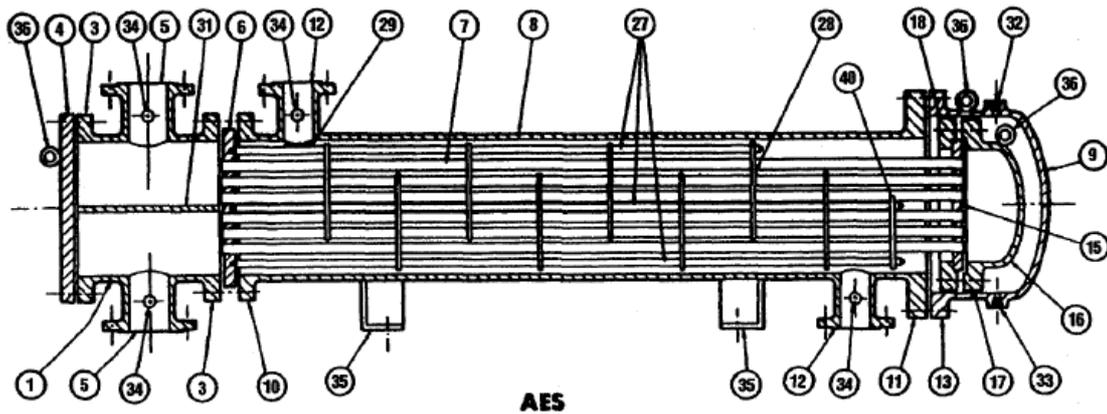


IMAGEN 2: intercambiador de tipo AES. Tomado de normas TEMA 8ed.

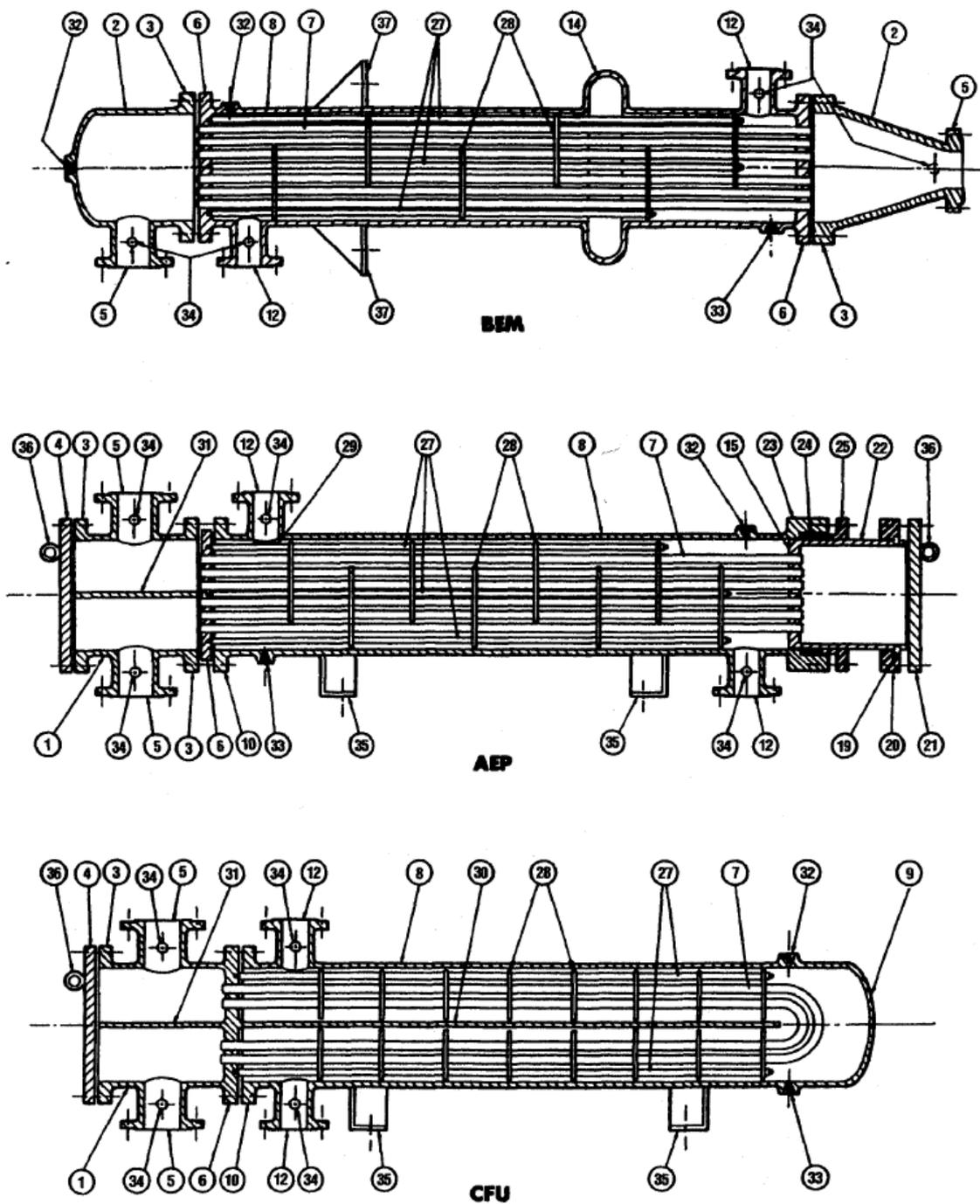


IMAGEN 3: intercambiadores tipo BEN, AEP y CFU. Tomado de normas TEMA 8ed.

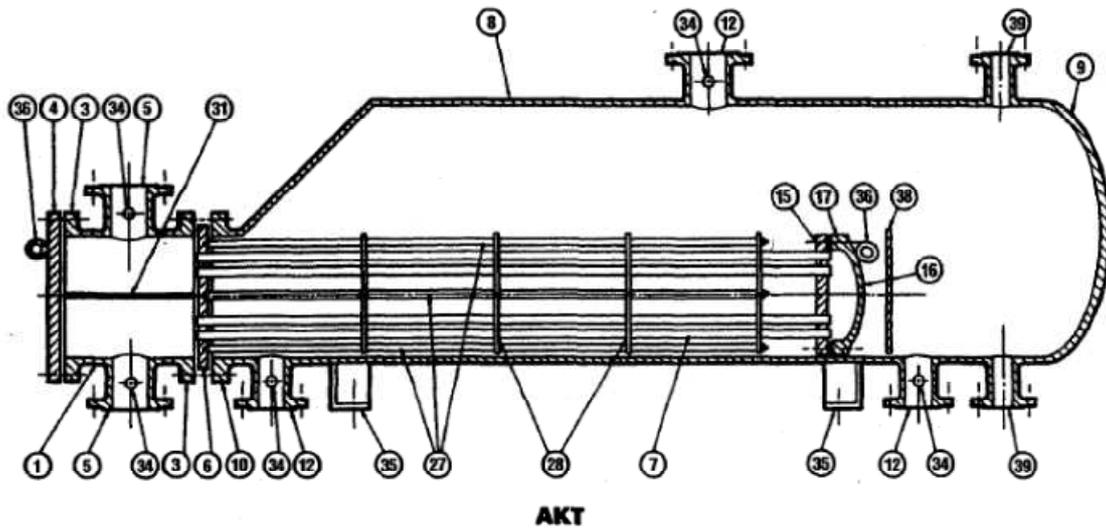


IMAGEN 4: intercambiadores tipo AKT. Tomado de normas TEMA 8ed.

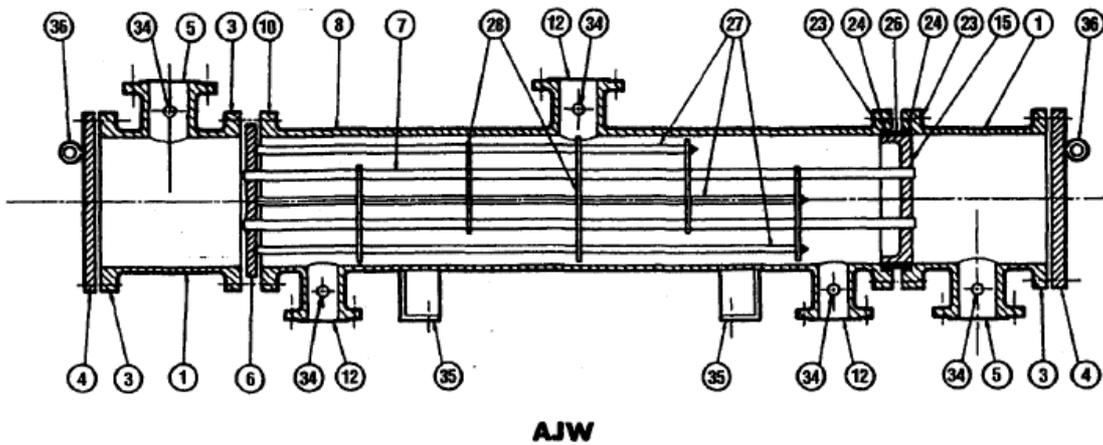


IMAGEN 5: intercambiadores tipo AJW. Tomado de normas TEMA 8ed.

Estos son algunas de las combinaciones más usadas en la industria, pero como se dijo anteriormente es posible que existan otros tipos de intercambiadores de calor que aun no han sido incluidos en la normativa TEMA pero que cumplen con todas las características técnicas y de seguridad expuestas en las normas tanto TEMA como ASME.

1.2 FALLOS EN INTERCAMBIADORES DE CALOR

Además de las incrustaciones que son uno de los temas más estudiados en fallas de intercambiadores, existen otros que afectan de igual forma a los tubos y se describen a continuación.

1.2.1 CORROSIÓN

Los intercambiadores de calor se encuentran expuestos no solo al ambiente, sino también a los diferentes fluidos que a través de ellos circulan, y que los hacen propensos a producir fallas por corrosión. La mayoría de estas fallas se deben a la inadecuada selección de los materiales constructivos del intercambiador y a fallas en el diseño o cálculo de velocidades tanto por el interior de los tubos como de la coraza.

Los tipos de corrosión que se generan debido a estos defectos son: **corrosión galvánica** y **corrosión por erosión**. Existen otro tipo de corrosiones como: picadura y fractura por tensión, pero en este documento se hará énfasis en la galvánica y la erosión.

CORROSIÓN GALVÁNICA

Es una corrosión de tipo electroquímica, la cual consiste en la oxidación de un metal. Es decir que si en una solución se tienen dos metales separados, el uno con el otro pero sumergidos en la misma solución como lo muestra la imagen 6, se producirá una reacción electroquímica en la cual el metal con el potencial de oxidación más negativo o metal más activo será el que se va a oxidar o corroer. Mientras que el que tiene potencial de reducción más positivo o noble será el que se reduce y se tiende a proteger.

A una pila galvánica también se le conoce como **protección galvánica** cuando se quiere proteger un metal, como en el caso de los buques. El metal a proteger se convierte en el cátodo, mientras que el ánodo es el metal de sacrificio. Para los buques se utilizan barras y lingotes de aleaciones de Aluminio, de Magnesio y de Zinc que se convierten en los ánodos de sacrificios por tener un potencial de oxidación menor que el del hierro. De esta forma se protege el casco de la embarcación. Viendo el ejemplo de la imagen 5 la barra de Zinc se oxidara por tener un potencial de oxidación negativo protegiendo la barra de Cobre que tiene un potencial de oxidación positivo.

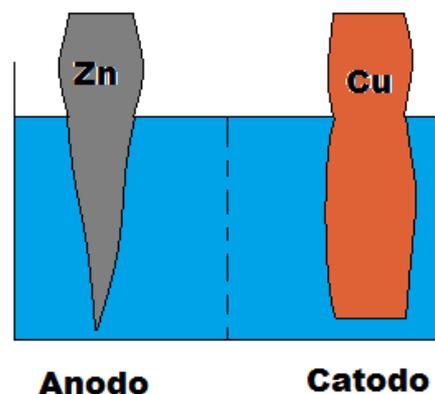


IMAGEN 6: ejemplo de pila galvánica.

En la tabla 1 se muestran los valores de potencial de los metales.

Para el caso de los intercambiadores de calor de este proyecto, estos trabajan con agua y el agua es un buen electrolito por lo que inicia la corrosión, es común que lo primero que se va a corroer sea la carcasa ya que por lo general se hace de acero al carbón, y los tubos se protejan porque están hechos por lo general de cobre. Para evitar daños y prolongar la vida útil del equipo se pueden seguir las siguientes recomendaciones: **1)** instalar ánodos de sacrificio para proteger áreas anódicas en el equipo; **2)** evitar exponer a un ambiente electrolítico las áreas anódicas pequeñas en relación con las catódicas; **3)** tratar de no utilizar metales muy distintos; **4)** al utilizar metales distintos tratar de utilizar recubrimientos que los protejan.

Potenciales estándar de reducción a 25°C

Semirreacción	E°(V)
Li ⁺ (ac) + e ⁻ → Li(s)	-3.05
K ⁺ (ac) + e ⁻ → K(s)	-2.93
Ba ²⁺ (ac) + 2e ⁻ → Ba(s)	-2.90
Sr ²⁺ (ac) + 2e ⁻ → Sr(s)	-2.89
Ca ²⁺ (ac) + 2e ⁻ → Ca(s)	-2.87
Na ⁺ (ac) + e ⁻ → Na(s)	-2.71
Mg ²⁺ (ac) + 2e ⁻ → Mg(s)	-2.37
Be ²⁺ (ac) + 2e ⁻ → Be(s)	-1.85
Al ³⁺ (ac) + 3e ⁻ → Al(s)	-1.66
Mn ²⁺ (ac) + 2e ⁻ → Mn(s)	-1.18
2H ₂ O + 2e ⁻ → H ₂ (g) + 2OH ⁻ (ac)	-0.83
Zn ²⁺ (ac) + 2e ⁻ → Zn(s)	-0.76
Cr ³⁺ (ac) + 3e ⁻ → Cr(s)	-0.74
Fe ²⁺ (ac) + 2e ⁻ → Fe(s)	-0.44
Cd ²⁺ (ac) + 2e ⁻ → Cd(s)	-0.40
PbSO ₄ (s) + 2e ⁻ → Pb(s) + SO ₄ ²⁻ (ac)	-0.31
Co ²⁺ (ac) + 2e ⁻ → Co(s)	-0.28
Ni ²⁺ (ac) + 2e ⁻ → Ni(s)	-0.25
Sn ²⁺ (ac) + 2e ⁻ → Sn(s)	-0.14
Pb ²⁺ (ac) + 2e ⁻ → Pb(s)	-0.13
2H ⁺ (ac) + 2e ⁻ → H ₂ (g)	0.00
Sn ⁴⁺ (ac) + 2e ⁻ → Sn ²⁺ (ac)	+0.13
Cu ²⁺ (ac) + e ⁻ → Cu ⁺ (ac)	+0.15
SO ₄ ²⁻ (ac) + 4H ⁺ (ac) + 2e ⁻ → SO ₂ (g) + 2H ₂ O	+0.20
AgCl(s) + e ⁻ → Ag(s) + Cl ⁻ (ac)	+0.22
Cu ²⁺ (ac) + 2e ⁻ → Cu(s)	+0.34
O ₂ (g) + 2H ₂ O + 4e ⁻ → 4OH ⁻ (ac)	+0.40
I ₂ (s) + 2e ⁻ → 2I ⁻ (ac)	+0.53
MnO ₄ ⁻ (ac) + 2H ₂ O + 3e ⁻ → MnO ₂ (s) + 4OH ⁻ (ac)	+0.59
O ₂ (g) + 2H ⁺ (ac) + 2e ⁻ → H ₂ O ₂ (ac)	+0.68
Fe ³⁺ (ac) + e ⁻ → Fe ²⁺ (ac)	+0.77
Ag ⁺ (ac) + e ⁻ → Ag(s)	+0.80
Hg ₂ ²⁺ (ac) + 2e ⁻ → 2Hg(l)	+0.85
2Hg ²⁺ (ac) + 2e ⁻ → Hg ₂ ²⁺ (ac)	+0.92
NO ₃ ⁻ (ac) + 4H ⁺ (ac) + 3e ⁻ → NO(g) + 2H ₂ O	+0.96
Br ₂ (l) + 2e ⁻ → 2Br ⁻ (ac)	+1.07
O ₂ (g) + 4H ⁺ (ac) + 4e ⁻ → 2H ₂ O	+1.23
MnO ₂ (s) + 4H ⁺ (ac) + 2e ⁻ → Mn ²⁺ (ac) + 2H ₂ O	+1.23
Cr ₂ O ₇ ²⁻ (ac) + 14H ⁺ (ac) + 6e ⁻ → 2Cr ³⁺ (ac) + 7H ₂ O	+1.33
Cl ₂ (g) + 2e ⁻ → 2Cl ⁻ (ac)	+1.36
Au ³⁺ (ac) + 3e ⁻ → Au(s)	+1.50
MnO ₄ ⁻ (ac) + 8H ⁺ (ac) + 5e ⁻ → Mn ²⁺ (ac) + 4H ₂ O	+1.51
Ce ⁴⁺ (ac) + e ⁻ → Ce ³⁺ (ac)	+1.61
PbO ₂ (s) + 4H ⁺ (ac) + SO ₄ ²⁻ (ac) + 2e ⁻ → PbSO ₄ (s) + 2H ₂ O	+1.70
H ₂ O ₂ (ac) + 2H ⁺ (ac) + 2e ⁻ → 2H ₂ O	+1.77
Co ³⁺ (ac) + e ⁻ → Co ²⁺ (ac)	+1.82
O ₃ (g) + 2H ⁺ (ac) + 2e ⁻ → O ₂ (g) + H ₂ O(l)	+2.07
F ₂ (g) + 2e ⁻ → 2F ⁻ (ac)	+2.87

TABLA 1: metales y su poder de reducción y oxidación para evitar corrosión galvánica.

CORROSIÓN POR EROSIÓN

Esta es debido a la alta velocidad del fluido, la cual se presenta en forma de picaduras poco profundas y que van en la dirección del fluido. Estas fallas pueden ser vistas en la tobera de entrada de la carcaza.

La forma de controlar este tipo de corrosión puede ser:

- 1) Controlar la velocidad de entrada del fluido a la coraza.
- 2) Utilizar en la selección de materiales un metal más resistente.
- 3) Utilizar deflectores de choque y mamparos de choque para reducir la velocidad.
- 4) Trabajar con la velocidad recomendada o un poco menor.

1.3 MATERIALES RECOMENDADOS PARA LA CONSTRUCCIÓN

Para seleccionar el material adecuado se debe tener en cuenta las recomendaciones antes vistas, la disponibilidad en el mercado y su costo. Todo esto con el fin de hacer un equipo con gran resistencia.

- ✚ Cabezales, Boquillas, Tapas, Placa divisoria y Corazas: En estos elementos se puede utilizar acero al carbón recubierto de una aleación para soportar la corrosión galvánica puesto que en los tubos casi siempre son fabricados en cobre o una aleación similar.
- ✚ Tubos de transferencia: Los tubos casi siempre están fabricados en Cobre o alguna aleación especial como CuNiFer que es una aleación con porcentajes de cobre, níquel u hierro. Lo que los hace resistente a la presión, temperatura y corrosión.
- ✚ Empaques: Estos elementos son muy comunes fabricarlos en asbesto, por lo general recubiertos de un metal ya que se encuentran en contacto con el fluido, este metal puede ser igual al de recubrimiento de los cabezales y coraza.
- ✚ Bridas: Por lo general se fabrican en acero al carbono y por su robustez soportan la corrosión.
- ✚ Mamparas: Son difíciles de reemplazar, así que de ser posible se recomienda fabricarlas en acero al carbono y recubrirlas con el mismo material de los tubos y de esta forma evitar la corrosión galvánica.
- ✚ Cabezal flotante: se hace por lo general de acero al carbón pero se le debe adicionar material para que puedan soportar la corrosión.

2 METODOLOGÍA DE CALCULO

La metodología de cálculo para el diseño estructural del intercambiador de calor será la recomendada por normas TEMA, mientras que la térmica e hidráulica toda es sacada del libro de Procesos de Transferencia de Calor de Calor¹. Con la metodología explicada en estos texto y con consideraciones reales como flujos y tamaños del intercambiador actual que es de tipo Box Cooler, procederé a diseñar un intercambiador que sea más funcional, de mejores prestaciones y menor mantenimiento que el actual.

A lo largo del capítulo 2 se describirá de forma detallada la metodología y ecuaciones a utilizar para el diseño y selección del mejor modelo. Hay que tener en cuenta que se va a trabajar con diferentes fluidos a diferentes temperaturas.

2.1. SELECCIÓN DE DIMENSIONES, MEDIDAS Y UBICACIÓN DE ELEMENTOS

Es de anotar que lo que se busca con este proyecto es encontrar un sustituto que entregue resultados similares o superiores al intercambiador actual de tipo Box Cooler que es el que utilizan las embarcaciones. Por lo tanto se considerara sus dimensiones actuales.

Por cuestiones de espacios en el laboratorio de pruebas se tomara un porcentaje del 7% y 5% del área real del intercambiador actual, y aproximadamente un 63% de longitud de los tubos. Las dimensiones de los tubos a utilizar son iguales a los de los actuales, se utilizara el mismo diámetro. Y el número de tubos se calculara con esos valores obtenidos. Es decir:

$$A_{\text{modelo}} = A_{\text{sup. Real}} \times \% \text{ a usar (Plg)} \quad (2.1)$$

$$L_{\text{tubos}} = L_{\text{real}} \times 0,64 \text{ (Plg)} \quad (2.2)$$

$$\# \text{tubos} = \frac{A_{\text{total}}}{\pi DL} \text{ (Plg)} \quad (2.3)$$

Para la distribución de los tubos se trabajara con pasos $S_T = S_L$ en configuración cuadrada se saca de las normas TEMA², y la triangular o escalonada para S_D se calcula con esos valores y la ecuación de CENGEL³ como se muestra a continuación:

$$S_T = S_L = 1.25 \phi_{\text{ext.}} \text{ (Plg)} \quad (2.4)$$

$$S_D = \sqrt{S_L^2 + \left(\frac{S_T}{2}\right)^2} \text{ (Plg)} \quad (2.5)$$

Por la ubicación de los tubos se sacara el diámetro de la carcaza por medio de un programa de dibujo computacional.

Para el diseño de los deflectores o baffles se utiliza la norma TEMA⁴ o el libro de KERN⁴ que nos da las siguientes recomendaciones:

Espaciado mínimo de los deflectores (B). Si el espaciado es menor que 2" colocar 2".

$$B = \phi_{\text{interior corza}}/5 \text{ (Plg)} \quad (2.6)$$

Espaciado máximo de los deflectores (B)

$$B = \phi_{\text{interior corza}} \text{ (Plg)} \quad (2.7)$$

Altura del deflector (H)

$$H = 0,75 \times (\phi_{\text{interior corza}}/2) \text{ (Plg)} \quad (2.8) \quad \# \text{ de deflector (N)} = (L \text{ tubo}/B) - 1 \quad (2.9)$$

Para la selección del espesor de la carcasa utilizaremos la tabla R-3.13 de las normas TEMA y se muestra en la tabla 2.

DIÁMETRO NOMINAL DEL CABEZAL Plg (mm)	ACERO AL CARBÓN Plg (mm)	MATERIALES DE ALEACIÓN Plg (mm)
Hasta 23" (584mm)	3/8" (9.5mm)	1/4" (6.3mm)
De 24" a 60" (610 a 1524mm)	1/2" (13mm)	3/8" (9.5mm)
61" a 100" (1549 a 2540mm)	5/8" (16mm)	1/2" (13mm)

TABLA 2: espesor de la carcasa en función del diámetro. TEMA tabla R-3.13 8ed.

El espaciado entre los deflectores o soportes y la coraza esta dado por normas TEMA y se muestra en la tabla 3.

DIÁMETRO INTERNO(Di) DE LA CORAZA Plg (mm)	Di de la coraza menos el Do del deflector Plg (mm)
6 – 17" (152 – 432)	1/8 (3.2)
18 – 39" (457 – 991)	3/16 (4.8)
40 – 54" (1016 – 1372)	1/4 (6.4)
55 – 69" (1397 – 1753)	5/16 (7.9)
70 – 84" (1778 – 2134)	3/8 (9.5)
85 – 100" (2159 – 2540)	7/16 (11.1)

TABLA 3: espaciado entre los deflectores o soportes y la coraza. TEMA tabla RCB-4.3 8ed.

Espesor de los deflectores y las placas esta dado por normas TEMA y se muestra en la tabla 4.

DIÁMETRO CORAZA Plg (mm)	ESPESOR				
	Longitud sin soportar entre deflectores.				
	24 (610) y menores	Más de 24 (610) a 36 (914) incluido	Más de 36 (914) a 48 (1219) incluido	Más de 46 (1219) a 60 (1524) incluido	Más de 60 (1524)
6-14 (152-356)	1/8 (3.2)	3/16 (4.8)	1/4 (6.4)	3/8 (9.5)	3/8 (9.5)
15-28 (381-711)	3/16 (4.8)	1/4 (6.4)	3/8 (9.5)	3/8 (9.5)	1/2 (12.7)
29-38 (737-965)	1/4 (6.4)	5/16 (7.5)	3/8 (9.5)	1/2 (12.7)	5/8 (15.9)
39-60 (1549-1524)	1/4 (6.4)	3/8 (9.5)	1/2 (12.7)	5/8 (15.9)	5/8 (15.9)
61-100 (1549-2540)	3/8 (9.5)	1/2 (12.7)	5/8 (15.9)	3/4 (19.1)	3/4 (19.1)

TABLA 4: espesor de los deflectores y las placas. TEMA tabla R-4.41 8ed.

El número de varillas tensoras y su dimensión también se debe sacar de una tabla establecida por normas TEMA y se muestra en la tabla 5.

DIÁMETRO DE LA CORAZA	DIÁMETRO DE VARILLA TENSORA	MÍNIMO NUMERO DE VARILLAS TENSORAS
6-15" (152 – 381)	3/8 (9.5)	4
16-27" (406 – 686)	3/8 (9.5)	6
28-33" (711 – 838)	1/2 (12.7)	6
34-48" (864 – 1219)	1/2 (12.7)	8
49-60" (1245 – 1524)	1/2 (12.7)	10
61-100" (1549 – 2540)	5/8 (15.9)	12

TABLA 5: número de varillas tensoras y su dimensión. TEMA tabla R-4.71 8ed.

2.2. CÁLCULO Y ANÁLISIS TÉRMICO

El cálculo y análisis térmico se va a realizar basado en la metodología propuesta por Donald Kern⁵ e inicia de la siguiente forma:

- 1) Se debe hacer balance de calor para hallar alguna temperatura faltante y el Q:

$$H_2O \text{ caliente } Q = \dot{m}C_p\Delta T \text{ (BTU/h) (2.10)}$$

$$H_2O \text{ fría } Q = \dot{m}C_p\Delta T \text{ (BTU/h) (2.11) Donde: } \dot{m} \text{ esta en Lb/h}$$

$$C_p \text{ Esta en BTU/Lb } ^\circ\text{F}$$

$$\Delta T \text{ Esta en } ^\circ\text{F}$$

- 2) Lo siguiente es crear una tabla de las temperaturas que se manejan como la siguiente, para hallar la MLTD y su factor de corrección.

Fluido Caliente		Fluido Frio	Diferencia
T _{C1}	Alta Temp.	T _{f2}	(T _{C1} - t _{f2})
T _{C2}	Baja Temp.	T _{f1}	(T _{C2} - t _{f1})
(T _{C1} - T _{C2})	Diferencia	(t _{f2} - t _{f1})	(ΔT-Δt)

Con los valores ya establecidos de temperatura en la tabla se calcula R y S y luego se busca F de la figura 5

$$R = \frac{(T_{C1} - T_{C2})}{(t_{f2} - t_{f1})} \quad (2.12) \quad S = \frac{(t_{f2} - t_{f1})}{T_{C1} - t_{f1}} \quad (2.13) \quad F = (\text{Figura 5})$$

$$MLTD = \frac{(\Delta T - \Delta t)}{\ln \frac{(T_{C1} - T_{C2})}{(t_{f2} - t_{f1})}} \quad (2.14) \quad \Delta T = MLTD \times F \quad (2.15)$$

$$U_C = \frac{Q}{A_C \Delta T} \quad (2.16) \quad U_f = \frac{Q}{A_f \Delta T} \quad (2.17)$$

- 3) Se calcula K_C las diferencias de temperatura, se va a la figura 3 se saca F_C y se calcula T_C y t_C

$$K_C = \frac{U_f - U_C}{U_f} \quad (2.18) \quad \frac{\Delta T_f}{\Delta T_C} \quad (2.19) \quad F_C = (\text{Figura 3})$$

$$T_C = T_{C2} + F_C \times (T_{C1} - T_{C2}) \quad (2.20) \quad t_C = t_{f1} + F_C \times (t_{f2} - t_{f1}) \quad (2.21)$$

- 4) En este paso se desarrolla todo el cálculo para el lado de la coraza y el lado de los tubos, para llegar a obtener la temperatura de la pared, los coeficientes de transferencia, el coeficiente global, el factor de obstrucción y finalmente llegar a la caída de presión en ambos lados.

Lado de la coraza

$$\text{Área de flujo} \\ C' = S_T - D_{\text{tubo}} \quad (2.22)$$

$$a_C = \frac{D_i C' B}{144 P t} \quad (\text{ft}^2) \quad (2.23)$$

5) Flujo másico por área
 $G = \dot{m}/a_S \quad (\text{Lb}/\text{ft}^2\text{h}) \quad (2.24)$

6) Calculo de número de Reynolds
 Para una configuración cuadrada se debe hallar el (de) con la siguiente expresión: do = diámetro tubos

$$de = \frac{4(St^2 - \pi d_o^2/4)}{\pi d_o} \quad (\text{Plg}) \quad (A)$$

Si es triangular se utiliza

$$de = \frac{4(0.5Sd \times 0.86Sd - 0.5\pi d_o^2/4)}{0.5\pi d_o} \quad (\text{Plg}) \quad (B)$$

$$De = de/12 \quad (\text{ft}) \quad (2.25)$$

De la figura 2 con tc se busca el valor c
 $\mu = c \times 2.42 \quad (\text{Lb}/\text{ft h}) \quad (2.26)$

$$Re = \frac{De \times G}{\mu} \quad (2.27)$$

7) De la figura 9 se saca el valor de J

8) De la figura 1 se busca el calor específico C y con la tabla 6 y tc se busca la conductividad térmica K; C (BTU/Lb °F); K ((BTU/h ft²)/°F ft)

$$\left(\frac{C\mu}{K}\right)^{0.33} \quad (2.28)$$

$$9) h_O = \frac{J \times K \times \left(\frac{C\mu}{K}\right)^{0.33}}{De} \quad \left(\frac{\text{BTU}}{\text{h ft}^2 \text{°F}}\right) \quad (2.29)$$

Lado de los tubos

Área de flujo
 De la tabla 8 se busca a (Plg²)
 $a_t = \frac{\# \text{tubos} \times a}{144 \times \# \text{pasos}} \quad (2.30)$

5) Flujo másico por área
 $G = \dot{m}/a_t \quad (\text{Lb}/\text{ft}^2\text{h}) \quad (2.31)$

6) Calculo de la velocidad
 $V = G/3600\rho \quad (\text{ft}/\text{s}) \quad (2.33)$

NOTA: si la V es menor a 3.9ft/s usar la velocidad recomendada de 4ft/s para calcular nuevamente el número de tubos.

7) Calculo de número de Reynolds
 De la figura 2 con Tc se halla el valor c
 $\mu = c \times 2.42 \quad (\text{Lb}/\text{ft h}) \quad (2.26)$

De la tabla 8 se busca Di
 $D = Di/12 \quad (2.33)$

Se halla el Reynolds
 $Re = \frac{D \times G}{\mu} \quad (2.34)$

8) De la figura 6 se obtiene el valor de h con Tc y V que debe ser corregido con el factor de corrección que se halla en la grafica superior con el Di
 $hi = h \times \text{Factor} \left(\frac{\text{BTU}}{\text{h ft}^2 \text{°F}}\right) \quad (2.35)$

$$9) h_{iO} = h_i \times \frac{D_i}{D_o} \quad (2.36)$$

10) Coeficiente total U_C

$$U_C = \frac{h_{oi}h_o}{h_{oi}+h_o} \text{ (BTU/h ft}^2 \text{ }^\circ\text{F)} \quad (2.37)$$

11) Coeficiente total de diseño U_D

De la tabla 8 se obtiene para 0,5" el valor **0,1309 (ft²/ft lineal)**

$$\text{Superficie total } A = \# \text{tubo} \times L \times 0,1309 \text{ (ft}^2\text{)} \quad (2.38)$$

$$U_D = \frac{Q}{A \Delta T} \quad (2.39)$$

12) Factor de obstrucción

$$R_D = \frac{U_D - U_C}{U_D U_C} \left(\frac{\text{h ft}^2 \text{ }^\circ\text{F}}{\text{BTU}} \right) \quad (2.40)$$

2.3. MÉTODO PARA EL CALCULO HIDRÁULICO (CAÍDA DE PRESIÓN)

El cálculo de caída de presión se debe hacer tanto por la coraza como por los tubos y no debe exceder las 15Lb/Plg² o Psi ya que el rango permisible de caída de presión es de entre 15 y 10Lb/Plg². Por lo tanto siempre que la perdida de presión este comprendida entre esos valores o sea menor, será satisfactoria para el sistema.

Caída de presión lado de la carcaza

Se debe calcular primero el numero de cruces que es el numero de deflectores más uno.

$$\# \text{ Cruces} = N + 1 = 12L/B \quad (2.41)$$

De la figura 10 se saca **f** y de tabla 7 **S**

Para hallar el D_s se debe dividir el D_i de la coraza entre 12

$$D_s = D_i/12 \text{ (ft)} \quad (2.42)$$

$$\phi_C = 1$$

$$\Delta P_C = \frac{fG^2 D_s (N+1)}{5.22 \times 10^{10} D_e S \phi_C} \text{ (Lb/Plg}^2\text{)} \quad (2.43)$$

Caída de presión tubos

De la figura 7 se saca **f** y de tabla 7 **S**

Donde **n** es el número de pases de los tubos.

$$\phi_t = 1$$

$$\Delta P_t = \frac{fG^2 L n}{5.22 \times 10^{10} D S \phi_t} \text{ (Lb/Plg}^2\text{)} \quad (2.44)$$

De la figura 8 con **G** se halla un valor de la relación $(V^2/2g)$ en (Lb/Plg²) para hallar la caída de presión en retorno

$$\Delta P_{\text{retorno}} = \left(\frac{4n}{s} \right) \left(\frac{V^2}{2g} \right) \text{ (Lb/Plg}^2\text{)} \quad (2.45)$$

$$\Delta P_{\text{TOTAL}} = \Delta P_t + \Delta P_{\text{retorno}} \text{ (Lb/Plg}^2\text{)} \quad (2.46)$$

Con esta metodología se pretende calcular las dimensiones estructurales del intercambiador de calor como la cantidad de tubos, sus dimensiones y la geometría de sus accesorios, también se debe hallar sus valores térmicos y la caída de presión en el intercambiador tanto para el lado de los tubos como el de la coraza.

REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS DEL CAPITULO 2

1. Procesos de transferencia de calor. Donald Q. Kern. Editorial CECSA. Página 185.
2. Normas TEMA. Octava edicion. Página 29.
3. Heat Transfer. Cengel. Segunda edicion Ingles. Página 389.
4. Normas TEMA. Octava edicion. Página 33. Procesos de transferencia de calor. Donald Q. Kern. Editorial CECSA. Página 162 y 271.
5. Procesos de transferencia de calor. Donald Q. Kern. Editorial CECSA. Página 186-187.

3 DIMENSIONAMIENTO DE MODELOS

Del modelo que actualmente se utiliza en los buques que es un intercambiador de calor de tipo Box Cooler tomaremos el área real mayor del intercambiador para los motores propulsores que es de aproximadamente **11.70m²** y utilizaremos un porcentaje de su área, en este caso será un 3.5% y 7% como lo se ve en la ecuación (2.1) y con esa área se calculara el numero de tubos.

$$A_{\text{modelo}} = A_{\text{sup. Real}} \times \% \text{ a usar (Plg)} \quad (2.1)$$

$$A_{\text{modelo}} = 11.7\text{m}^2 \times 0.035 \quad \text{y} \quad 11.7\text{m}^2 \times 0.07$$

$$A_{\text{modelo}} = 0,4\text{m}^2 = 620\text{Plg}^2 \quad \text{y} \quad 0,8\text{m}^2 = 1240\text{Plg}^2$$

Para la longitud de los tubos, tomaremos una longitud estándar de **0.5m** que equivale al 64% de la longitud real de los tubos en el intercambiador.

$$L_{\text{tubos}} = L_{\text{real}} \times 0,64 \text{ (Plg)} \quad (2.2)$$

$$L_{\text{tubos}} = 0,78\text{m} \times 0,64$$

$$L_{\text{tubos}} = 0.5\text{m} = 19.68\text{Plg}$$

En el cálculo del número de tubos se realiza con la ecuación (2.3). Es válido decir que el diámetro de tubos será el mismo utilizados es decir tubos de ½" ó 0.0127m.

$$\#\text{tubos} = \frac{A_{\text{total}}}{\pi DL} \text{ (Plg)} \quad (2.3)$$

$$\#\text{tubos} = \frac{0,4\text{m}^2}{\pi 0,0127\text{m} \times 0,5\text{m}} = 20 \text{ tubos} \quad \#\text{tubos} = \frac{0,8\text{m}^2}{\pi 0,0127\text{m} \times 0,5\text{m}} = 40 \text{ tubos}$$

El número de tubos para los modelos a estudiar será del intercambiador de calor será de 20 y 40 tubos, pero también se verá la posibilidad de trabajar otros modelos más adelante.

La distribución de los tubos se hace calculando el paso longitudinal y transversal para la configuración cuadrada y para la configuración escalonada o triangular se hace calculando el paso diagonal todo esto se hace por las ecuaciones (2.4) y (2.5).

$$S_T = S_L = 1.25 \phi_{\text{ext.}} \text{ (Plg)} \quad (2.4)$$

$$S_T = S_L = 1.25 \times 0,0127\text{m}$$

$$S_T = S_L = 0.0158\text{m} = 0.622\text{Plg}$$

$$S_D = \sqrt{S_L^2 + \left(\frac{S_T}{2}\right)^2} \text{ (Plg)} \quad (2.5)$$

$$S_D = 0.0177\text{m} = 0.698\text{Plg}$$

Con los pasos longitudinal y diagonal se procede hacer las graficas por medio de un programa de diseño computacional con el cual se determinara la geometría del plato porta tubos y el diámetro interior de la carcaza, para las diferentes configuraciones es decir para 20 y 40 tubos en configuración cuadrada y escalonada.

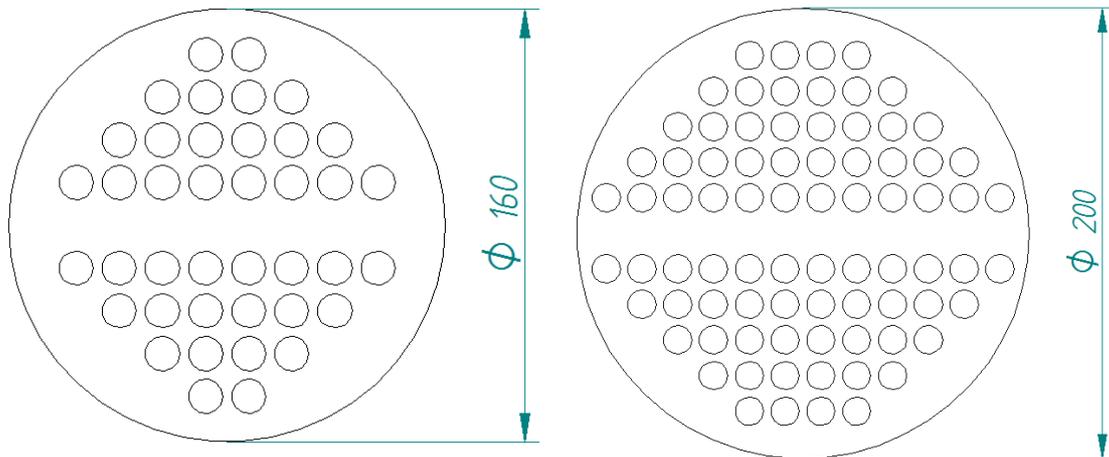


IMAGEN 7: diámetro 160mm ó 6,2992" para 20 tubos configuración cuadrada. Diámetro 200mm ó 7,874" para 40 tubos configuración cuadrada.

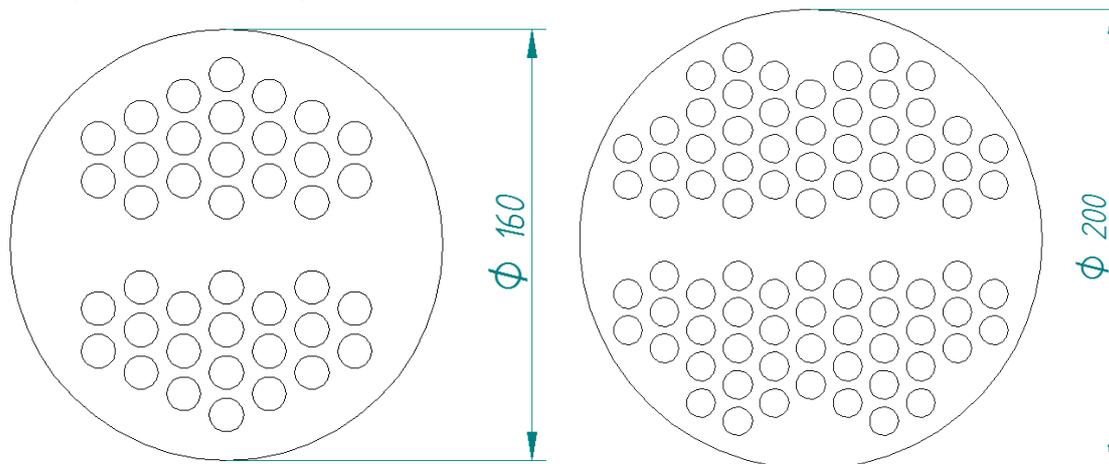


IMAGEN 8: diámetro 160mm ó 6,2992" para 20 tubos configuración escalonada. Diámetro 200mm ó 7,874" para 40 tubos configuración escalonada.

Con estos diámetros ya establecidos, se utilizan las tablas 2, 3, 4 y 5 para seleccionar los otros requerimientos importantes del intercambiador como lo son: espesor de la carcaza, espaciado entre los deflectores o soportes y la coraza, espesor de los deflectores y las placas, el numero de varillas tensoras y su dimensión.

ELEMENTO	NUMERO DE TUBOS	
	20	40
Espesor de la carcaza	3/8" (9.5mm)	3/8" (9.5mm)
Espaciado entre la carcaza y deflector	1/8" (3.2mm)	1/8" (3.2mm)
Espesor de los deflectores y placas	1/8" (3.2mm)	1/8" (3.2mm)
Numero de varillas tensoras	4	4
Diámetro de varillas tensoras	3/8" (9.5mm)	3/8" (9.5mm)

Estos son los valores de diseño para la fabricación de los elementos vitales para el funcionamiento del intercambiador de calor.

3.1 DISEÑO DE LOS DEFLECTORES O (BAFFLES)

Para iniciar debemos aclarar que los deflectores son elementos que ayudan a crear turbulencias en el fluido, lo cual es necesario para obtener la máxima transferencia de calor en el intercambiador.

El espaciado en los deflectores no debe ser más cercano a 1/5" del diámetro de la carcaza o 2" lo que sea mayor. Pero para algunas consideraciones de diseño puede tener una distancia menor.

Espaciado mínimo de los deflectores (B)

$$B = \phi_{\text{interior carcaza}}/5 \quad (\text{Plg}) \quad (2.6)$$

Para 20 tubos $B = 0.16\text{m}/5$ $B = 0.032\text{m} = 1.25''$ como B es menor de lo recomendado, se usa 2".

Para 40 tubos $B = 0.2\text{m}/5$ $B = 0.04\text{m} = 1.57''$ como B es menor de lo recomendado, se usa 2".

Altura del deflector (H)

$$H = 0,75 \times (\phi_{\text{interior carcaza}}/2) \quad (\text{Plg}) \quad (2.8)$$

Para 20 tubos $H = 0.75 \times (0.16/2)$ $H = 0.06\text{m} = 2.36''$

De deflectores = $(L/B) - 1 = (19,68''/2'') - 1$

De deflectores (N) = 9

Para 40 tubos $H = 0.75 \times (0.2/2)$ $H = 0.075\text{m} = 2.95''$

De deflectores = $(L/B) - 1 = (19,68''/2'') - 1$

De deflectores (N) = 9

4 CALCULO TÉRMICO E HIDRÁULICO DEL EQUIPO

Para el cálculo térmico e hidráulico nos guiaremos por el siguiente esquema representado en la imagen 9 el cual nos muestra las variantes de flujo y temperatura que se van a tomar. La primera opción es la **A** la cual consiste en agua fría a 6°C saliendo del chiller y entrando al intercambiador para enfriar el agua del motor propulsor que llega a 82°C. La segunda variante **B** es agua fría de salida del fan coil a 15 °C que llega al intercambiador para enfriar también el agua del motor propulsor a 82°C. La tercera variante **C** es aire frío de salida de la habitación a 20 °C que llega al intercambiador para enfriar el agua del motor propulsor a 82°C.

Para la salida del agua que retorna al chiller se establece una temperatura de salida de 24°C, esto con el fin de evitar que la torre de enfriamiento del chiller gaste mas energía bajando la temperatura del agua hasta la que necesita para cumplir la función de refrigerar. Es decir que el agua pudiera retornar a una temperatura superior a los 24°C pero para ahorro de energía que es una de las principales razones de este proyecto, se va a retornar a la torre de enfriamiento a esa temperatura.

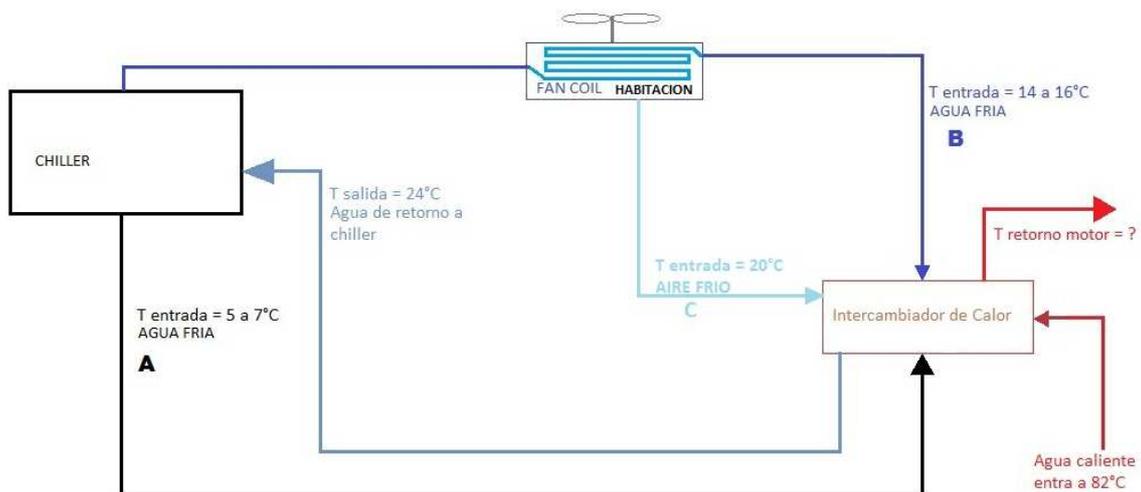


IMAGEN 9: esquema de flujos y temperaturas a usar para el diseño del intercambiador.

Para el modelo del intercambiador de calor se presentan tres propuestas todas de un intercambiador tipo CFP. Los tres modelos escogidos son: Modelo 1.1 consiste en un intercambiador a contracorriente de dos pases por tubo y un pase por la carcaza como lo muestra la imagen 10.

Modelo 2.1 consiste en un intercambiador a contracorriente de cuatro pases por tubo y dos pases por la carcaza como lo muestra la imagen 11.

Modelo 2.2 consiste en un intercambiador a contracorriente de cuatro pases por tubo y un pase por la carcaza y alimentación nueva en el segundo pase de carcaza como lo muestra la imagen 12.



IMAGEN 10: modelo 1.1 intercambiador a contracorriente de dos pases por tubo y un pase por la carcaza.

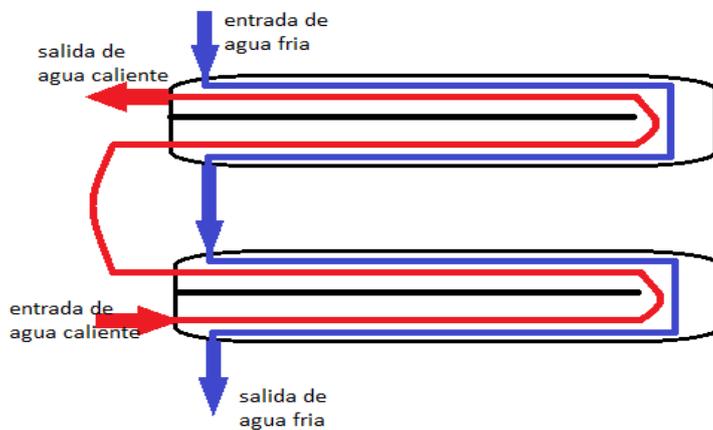


IMAGEN 11: modelo 2.1 intercambiador a contracorriente de cuatro pases por tubo y dos pases por la carcaza.

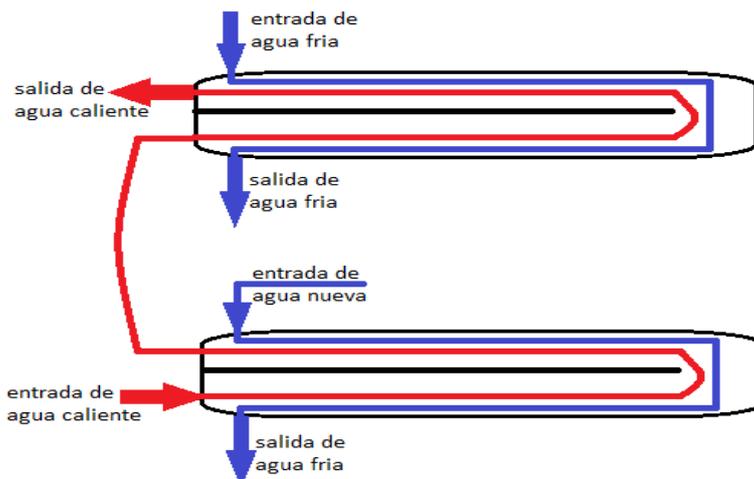


IMAGEN 12: modelo 2.2 intercambiador a contracorriente de cuatro pases por tubo y un pase por la carcaza y alimentación nueva en el segundo pase de carcaza.

4.1 CALCULO TÉRMICO PARA MODELO 1.1 A °6C, 20 TUBOS A CONFIGURACIÓN CUADRADA Y CONDICIONES DE FLUIDOS FRÍOS A Y B

DATOS PARA EL LADO DE LA CORAZA

$D_{interior} = 6.2992'' = 0,524'$; $B = 2''$; Pasos = 1; $\dot{m} = 4609,28 \text{ Lb/h}$; $C_p = 0,99 \text{ BTU/Lb}^\circ\text{F}$;
 $T_{fria\ entra} = 42,8^\circ\text{F}$; $T_{fria\ sale} = 60,8^\circ\text{F}$

DATOS PARA EL LADO DE LOS TUBOS

$D_{exterior} = 0,5''$; $S_L = S_T = 0,622''$; Pasos = 2; $\dot{m} = 5562,93 \text{ Lb/h}$; $C_p = 0,99 \text{ BTU/Lb}^\circ\text{F}$; BWG = 14;
 $L = 19,68''$; $T_{calient\ entra} = 179,6^\circ\text{F}$

1) Se debe hacer balance de calor para hallar alguna temperatura faltante y el Q:

$$\text{H}_2\text{O caliente } Q = \dot{m}C_p\Delta T \text{ (BTU/h) (2.9)}$$

$$\text{H}_2\text{O fría } Q = \dot{m}C_p\Delta T \text{ (BTU/h) (2.10)}$$

$$\text{H}_2\text{O caliente } Q = \dot{m}C_p\Delta T = 5562,93 \frac{\text{Lb}}{\text{h}} \times 0,99 \frac{\text{BTU}}{\text{Lb}^\circ\text{F}} \times (179,6^\circ\text{F} - T_{caliente\ salida})$$

$$\text{H}_2\text{O fría } Q = \dot{m}C_p\Delta T = 4609,28 \frac{\text{Lb}}{\text{h}} \times 0,99 \frac{\text{BTU}}{\text{Lb}^\circ\text{F}} \times (60,8^\circ\text{F} - 42,8^\circ\text{F}) = 82137,36 \frac{\text{BTU}}{\text{h}}$$

Igualando las ecuaciones para agua caliente y fría obtengo la temperatura de salida caliente

$$T_{calient\ sale} = 164,6^\circ\text{F} = 73,1^\circ\text{C}$$

2)

Fluido caliente.		Fluido frio	Diferencia
179,6	Alta Temp.	60,8	118,8
163,6	Baja Temp.	42,8	121,8
15	Diferencia	18	-3
(T1 - T2)		(t2 - t1)	(ΔT - Δt)

$R = 0,833333333$; $S = 0,13157895$ Con estos valores se usa la figura 4 y se halla $F = 0,98$

$$\text{MLTD} = \frac{-3}{\ln \frac{15}{18}} = 16,45^\circ\text{F}; \quad A_t = 0,98 \times 16,45 = 16,12^\circ\text{F}; \quad U_c = \frac{Q}{A_c \Delta T} = 3995; \quad U_f = \frac{Q}{A_f \Delta T} = 1059;$$

$$K_c = \frac{U_f - U_c}{U_f} = 2,76992$$

3) $K_c = 2,76$ y $\frac{\Delta T_f}{\Delta T_c} = 1,02$; Con estos valores utilizando la figura 3 hallo $F_c = 0,41$ con este valor calculo:

$$T_c = T_{cal.\text{salid.}} + F_c \times \Delta T = 164,8 + 0,41 \times 16,12 = 170^\circ\text{F}$$

$$t_c = t_{fria.\text{ent.}} + F_c \times \Delta t = 42,8 + 0,41 \times 16,12 = 50^\circ\text{F}$$

Fluido del lado de la coraza

4) Área de flujo

$$C' = S_T - D_{\text{tubo}} \quad C' = 0.122$$

$$a_s = \frac{D_i C' B}{144 P_t} = 0.0214 \text{ft}^2$$

5) $G = \frac{\dot{m}}{a_s} = 268603 \text{Lb/ft}^2 \text{h}$

6) Calculo de Reynolds $Re = \frac{De \times G}{\mu}$

$$de = \frac{4(Pt^2 - \pi d_o^2/4)}{\pi d_o} = 0.485; \quad De = 0.0404 \text{ft}$$

Con la figura 2 con tc se busca un valor que será multiplicado por 2.42

$$\mu = c \times 2.42 \Rightarrow 1.3 \times 2.42 \Rightarrow 3.146 \text{Lb/ft h}$$

$$Re = \frac{De \times G}{\mu} = 3452$$

7) Con la figura 9 se busca el valor de J
 $J = 31$

8) Con la figura 2 y tc se busca el calor específico C y con la tabla 6 y tc se busca el la conductividad térmica K

$$C = 0.99 \text{BTU/Lb}^\circ\text{F}; \quad K = 0.34 \frac{\text{BTU}}{\text{hft}^2 \text{ } ^\circ\text{Fft}}$$

$$\left(\frac{C\mu}{K}\right)^{0.33} = 2.077$$

9) $h_o = J \times \frac{K}{De} \times \left(\frac{C\mu}{K}\right)^{0.33} \times \phi_c \quad \phi_c = 1$
 $h_o = 541$

Fluido del lado de los tubos

4) Área de flujo:

$$a_t = \frac{\# \text{tubos} \times a}{144 \times \# \text{pasos}} = 0.0061 \text{ft}^2$$

Donde $a = \text{tabla 8} = 0.0876 \text{pul}^2$

5) $G = \dot{m}/a_s = 911898 \text{Lb/ft}^2 \text{h}$

6) Calculo de la velocidad

$$V = G/3600\rho = 4.05 \text{ (ft/s)}$$

7) Calculo de Reynolds $Re = \frac{De \times G}{\mu}$

De la figura 2 con Tc se busca un valor que será multiplicado por 2,42

$$\mu = c \times 2.42 \Rightarrow 0.36 \times 2.42 \Rightarrow 0.8712 \text{Lb/ft h}$$

$$Re = \frac{De \times G}{\mu} = 29133$$

8) De la figura 6 se obtiene el valor de h con Tc y V que debe ser corregido con el factor de corrección que se halla en la grafica superior con el Di

$$h_i = h \times \text{Factor} = 1680 \left(\frac{\text{BTU}}{\text{h ft}^2 \text{ } ^\circ\text{F}}\right)$$

9) $h_{iO} = h_i \times \frac{D_i}{D_o} = 2514$

10) Coeficiente total U_C

$$U_C = \frac{h_{oi}h_o}{h_{oi}+h_o} = 445 \text{ (BTU/h ft}^2 \text{ }^\circ\text{F)} \quad (2.37)$$

11) Coeficiente total de diseño U_D

De la tabla 8 se obtiene para 0,5" el valor **0,1309 (ft²/ft lineal)**

$$\text{Superficie total } A = \# \text{tubo} \times L \times 0,1309 = 4.3 \text{ (ft}^2\text{)} \quad (2.38)$$

$$U_D = \frac{Q}{A \Delta T} = 1183 \quad (2.39)$$

12) Factor de obstrucción

$$R_D = \frac{U_D - U_C}{U_D U_C} = 0.001 \left(\frac{\text{h ft}^2 \text{ }^\circ\text{F}}{\text{BTU}} \right) \quad (2.40)$$

Caída de presión lado de la carcaza

Se debe calcular primero el numero de cruces que es el numero de deflectores más uno.

$$\# \text{ Cruces} = N + 1 = 12L/B = 10 \quad (2.41)$$

De la figura 10 se saca $f = 0.0024$ y de tabla 7 $S = 1$

Para hallar el D_s se debe dividir el D_i de la coraza entre 12

$$D_s = D_i/12 \text{ (ft)} \quad (2.42)$$

$$\phi_C = 1$$

$$\Delta P_C = \frac{fG^2 D_s(N+1)}{5.22 \times 10^{10} D_e S \phi_C} = 0.42 \text{ (Lb/Pig}^2\text{)} \quad (2.43)$$

Caída de presión tubos

De la figura 7 se saca $f = 0.0002$ y de tabla 7 $S = 1$

Donde n es el número de pases de los tubos.

$$\phi_t = 1$$

$$\Delta P_t = \frac{fG^2 L n}{5.22 \times 10^{10} D S \phi_t} = 0.37 \text{ (Lb/Pig}^2\text{)} \quad (2.44)$$

De la figura 8 con G se halla un valor de la relación $(V^2/2g) = 0.11$ en (Lb/Pig^2) para hallar la caída de presión en retorno

$$\Delta P_{\text{retorno}} = \left(\frac{4n}{s} \right) \left(\frac{V^2}{2g} \right) = 0.88 \text{ (Lb/Pig}^2\text{)} \quad (2.45)$$

$$\Delta P_{\text{TOTAL}} = \Delta P_t + \Delta P_{\text{retorno}} = 1.25 \text{ (Lb/Pig}^2\text{)} \quad (2.46)$$

CALCULO TÉRMICO PARA MODELO 1.1 A °6C, 20 TUBOS A CONFIGURACIÓN ESCALONADA

DATOS PARA EL LADO DE LA CORAZA

$D_{interior} = 6.2992'' = 0,524'$; $B = 2''$; Pasos = 1; $\dot{m} = 4609,28\text{Lb/h}$; $C_p = 0,99\text{BTU/Lb}^\circ\text{F}$;
 $T_{fria\ entra} = 42,8^\circ\text{F}$; $T_{fria\ sale} = 60,8^\circ\text{F}$

DATOS PARA EL LADO DE LOS TUBOS

$D_{exterior} = 0,5''$; $S_L = S_T = 0,622''$; Pasos = 2; $\dot{m} = 5562,93\text{Lb/h}$; $C_p = 0,99\text{BTU/Lb}^\circ\text{F}$; BWG = 14;
 $L = 19,68''$; $T_{calient\ entra} = 179,6^\circ\text{F}$

1) Se debe hacer balance de calor para hallar alguna temperatura faltante y el Q:

$H_2O\ caliente\ Q = \dot{m}C_p\Delta T\ (BTU/h)\ (2.9)$

$H_2O\ fría\ Q = \dot{m}C_p\Delta T\ (BTU/h)\ (2.10)$

$H_2O\ caliente\ Q = \dot{m}C_p\Delta T = 5562,93\ \frac{\text{Lb}}{\text{h}} \times 0,99\ \frac{\text{BTU}}{\text{Lb}^\circ\text{F}} \times (179,6^\circ\text{F} - T_{caliente\ salida})$

$H_2O\ fría\ Q = \dot{m}C_p\Delta T = 4609,28\ \frac{\text{Lb}}{\text{h}} \times 0,99\ \frac{\text{BTU}}{\text{Lb}^\circ\text{F}} \times (60,8^\circ\text{F} - 42,8^\circ\text{F}) = 82137,36\ \frac{\text{BTU}}{\text{h}}$

Igualando las ecuaciones para agua caliente y fría obtengo la temperatura de salida caliente

$T_{calient\ sale} = 164.6^\circ\text{F} = 73.1^\circ\text{C}$

2)

Fluido caliente.		Fluido frio	Diferencia
179,6	Alta Temp.	60,8	118,8
163,6	Baja Temp.	42,8	121,8
15	Diferencia	18	-3
(T1 - T2)		(t2 - t1)	(ΔT - Δt)

$R = 0,833333333$; $S = 0,13157895$ Con estos valores se usa la figura 4 y se halla $F = 0,98$

$MLTD = \frac{-3}{\text{Ln}\frac{15}{18}} = 16,45^\circ\text{F}$; $A_t = 0,98 \times 16,45 = 16,12^\circ\text{F}$; $U_C = \frac{Q}{A_c\Delta T} = 3995$; $U_f = \frac{Q}{A_f\Delta T} = 1059$;

$K_C = \frac{U_f - U_c}{U_f} = 2,76992$

3) $K_C = 2.76$ y $\frac{\Delta T_f}{\Delta T_c} = 1,02$; Con estos valores utilizando la figura 3 hallo $F_c = 0,41$ con este valor calculo:

$T_C = T_{cal.salid.} + F_c \times \Delta T = 164,8 + 0,41 \times 16,12 = 170^\circ\text{F}$

$t_c = t_{fria.ent.} + F_c \times \Delta t = 42,8 + 0,41 \times 16,12 = 50^\circ\text{F}$

Fluido del lado de la coraza

4) Área de flujo

$$C' = S_T - D_{\text{tubo}} \quad C' = 0.122$$

$$a_s = \frac{D_i C' B}{144 P_t} = 0.0171 \text{ft}^2$$

5) G = $\frac{\dot{m}}{a_s} = 263420 \text{Lb/ft}^2 \text{h}$

6) Calculo de Reynolds Re = $\frac{D_e \times G}{\mu}$

$$d_e = \frac{4(0.5S_d \times 0.86S_d - 0.5\pi d_o^2/4)}{0.5\pi d_o} = 0.57 \text{ (Plg);}$$

$$D_e = 0.0474 \text{ft}$$

Con la figura 2 con t_c se busca un valor que será multiplicado por 2.42

$$\mu = c \times 2.42 \Rightarrow 1,3 \times 2.42 \Rightarrow 3.146 \text{Lb/ft h}$$

$$Re = \frac{D_e \times G}{\mu} = 3972$$

7) Con la figura 9 se busca el valor de J

$$J = 33$$

8) Con la figura 2 y t_c se busca el calor específico C y con la tabla 6 y t_c se busca el la conductividad térmica K

$$C = 0,99 \text{BTU/Lb}^\circ\text{F}; \quad K = 0.34 \frac{\text{BTU}}{\text{h ft}^\circ\text{F}}$$

$$\left(\frac{C\mu}{K}\right)^{0,33} = 2,077$$

9) $h_o = J \times \frac{K}{D_e} \times \left(\frac{C\mu}{K}\right)^{0,33} \times \phi_c \quad \phi_c = 1$
 $h_o = 491$

Fluido del lado de los tubos

4) Área de flujo:

$$a_t = \frac{\# \text{tubos} \times a}{144 \times \# \text{pasos}} = 0.0061 \text{ft}^2$$

Donde a=tabla 8 = 0,0876 pul²

5) G = $\dot{m}/a_s = 911898 \text{Lb/ft}^2 \text{h}$

6) Calculo de la velocidad

$$V = G/3600\rho = 4.02 \text{ (ft/s)}$$

7) Calculo de Reynolds Re = $\frac{D_e \times G}{\mu}$

De la figura 2 con T_c se busca un valor que será multiplicado por 2,42

$$\mu = c \times 2.42 \Rightarrow 0.36 \times 2.42 \Rightarrow 0.8712 \text{Lb/ft h}$$

$$Re = \frac{D_e \times G}{\mu} = 29133$$

8) De la figura 6 se obtiene el valor de h con T_c y V que debe ser corregido con el factor de corrección que se halla en la grafica superior con el D_i

$$h_i = h \times \text{Factor} = 1680 \left(\frac{\text{BTU}}{\text{h ft}^2 \text{ }^\circ\text{F}}\right)$$

9) $h_{iO} = h_i \times \frac{D_i}{D_o} = 2514$

10) Coeficiente total U_C

$$U_C = \frac{h_{oi}h_o}{h_{oi}+h_o} = 410 \text{ (BTU/h ft}^2 \text{ °F)} \quad (2.37)$$

11) Coeficiente total de diseño U_D

De la tabla 8 se obtiene para 0,5" el valor **0,1309 (ft²/ft lineal)**

$$\text{Superficie total } A = \# \text{tubo} \times L \times 0,1309 = 4.3 \text{ (ft}^2\text{)} \quad (2.38)$$

$$U_D = \frac{Q}{A \Delta T} = 1183 \quad (2.39)$$

12) Factor de obstrucción

$$R_D = \frac{U_D - U_C}{U_D U_C} = 0.0015 \left(\frac{\text{h ft}^2 \text{ °F}}{\text{BTU}} \right) \quad (2.40)$$

Caída de presión lado de la carcaza

Se debe calcular primero el numero de cruces que es el numero de deflectores más uno.

$$\# \text{ Cruces} = N + 1 = 12L/B = 10 \quad (2.41)$$

De la figura 10 se saca $f = 0.0023$ y de tabla 7 $S = 1$

Para hallar el D_s se debe dividir el D_i de la coraza entre 12

$$D_s = D_i/12 \text{ (ft)} \quad (2.42)$$

$$\phi_C = 1$$

$$\Delta P_C = \frac{fG^2 D_s(N+1)}{5.22 \times 10^{10} D_e S \phi_C} = 0.33 \text{ (Lb/Plg}^2\text{)} \quad (2.43)$$

Caída de presión tubos

De la figura 7 se saca $f = 0.0002$ y de tabla 7 $S = 1$

Donde n es el número de pases de los tubos.

$$\phi_t = 1$$

$$\Delta P_t = \frac{fG^2 L n}{5.22 \times 10^{10} D S \phi_t} = 0.375 \text{ (Lb/Plg}^2\text{)} \quad (2.44)$$

De la figura 8 con G se halla un valor de la relación $(V^2/2g) = 0.11$ en (Lb/Plg^2) para hallar la caída de presión en retorno

$$\Delta P_{\text{retorno}} = \left(\frac{4n}{s} \right) \left(\frac{V^2}{2g} \right) = 0.88 \text{ (Lb/Plg}^2\text{)} \quad (2.45)$$

$$\Delta P_{\text{TOTAL}} = \Delta P_t + \Delta P_{\text{retorno}} = 1.25 \text{ (Lb/Plg}^2\text{)} \quad (2.46)$$

Con esta misma metodología de cálculo se procede a calcular para los diferentes modelos y a las temperaturas de entrada de agua fría de 6°C y 15°C con el control de salida a 24°C. Los resultados se expresan en las tablas 9 y 10 para 6°C y 15°C respectivamente.

MODELO con 6°C	CONFIGURACIÓN 20 tubos	Q BTU/h	A _s (Ft ²)	U (Btu/h ft ² °F)	hi (Btu/h ft ² °F)	ho (Btu/h ft ² °F)	ΔP tubos (Psi)	ΔP coraza. (Psi)	ΔTc (°F)	T int. (°F)	V (ft/s)
Modelo 1.1	Cuadrada	82137	2.70	445	2514	541	1,25	0,423	15		4,05
	Triangular	82137	2.70	410	2514	491,19	1,25	0,33	15		4,05
Modelo 2.1	Cuadrada	164274,7	5.40	494	4132	561	9,9	0,49	29,8	164,7	8,1
	Triangular	164274,7	5.40	451	4132	507	9,9	0,36	29,8	164,7	8,1
Modelo 2.2	Cuadrada	147595,6	5.40	464	4131	523	10,2	0,52	26,8	166,2	8,1
	Triangular	147595,6	5.40	440	4131	492	10,2	0,37	26,8	166,2	8,1

TABLA 9: valores obtenidos para la temperatura de 6°C y los distintos modelos escogidos, con 20 tubos.

MODELO con 15°C	CONFIGURACIÓN 20 tubos	Q BTU/h	A _s (Ft ²)	U (Btu/h ft ² °F)	hi (Btu/h ft ² °F)	ho (Btu/h ft ² °F)	ΔP tubos (Psi)	ΔP coraza. (Psi)	ΔTc (°F)	T int. (°F)	V (ft/s)
Modelo 1.1	Cuadrada	90351	2.70	481	2514	595	1,21	0,388	16,4		4,05
	Triangular	90351	2.70	431	2514	521	1,21	0,28	16,4		4,05
Modelo 2.1	Cuadrada	164274,7	5.40	497	4311	562	9,9	0,48	16,4	171,4	8,1
	Triangular	164274,7	5.40	465	4311	521	9,9	0,31	16,4	171,4	8,1
Modelo 2.2	Cuadrada	180639	5.40	469	4131	528	10,3	0,47	32,8	163,2	8,1
	Triangular	180639	5.40	440	4131	493	10,3	0,32	32,8	163,2	8,1

TABLA 10: valores obtenidos para la temperatura de 15°C y los distintos modelos escogidos, con 20 tubos.

4.2. CALCULO TÉRMICO PARA MODELO 1.1 A °6C, 40 TUBOS A CONFIGURACIÓN CUADRADA Y CONDICIONES DE FLUIDOS FRÍOS A Y B

DATOS PARA EL LADO DE LA CORAZA

$D_{interior} = 7.874'' = 0,656'$; $B = 2''$; Pasos = 1; $\dot{m} = 4609,28 \text{ Lb/h}$; $C_p = 0,99 \text{ BTU/Lb}^\circ\text{F}$;
 $T_{fria\ entra} = 42,8^\circ\text{F}$; $T_{fria\ sale} = 60,8^\circ\text{F}$

DATOS PARA EL LADO DE LOS TUBOS

$D_{exterior} = 0,5''$; $S_L = S_T = 0,622''$; Pasos = 2; $\dot{m} = 5562,93 \text{ Lb/h}$; $C_p = 0,99 \text{ BTU/Lb}^\circ\text{F}$; BWG = 14;
 $L = 19,68''$; $T_{calient\ entra} = 179,6^\circ\text{F}$

1) Se debe hacer balance de calor para hallar alguna temperatura faltante y el Q:

$$\text{H}_2\text{O caliente } Q = \dot{m}C_p\Delta T \text{ (BTU/h) (2.9)}$$

$$\text{H}_2\text{O fría } Q = \dot{m}C_p\Delta T \text{ (BTU/h) (2.10)}$$

$$\text{H}_2\text{O caliente } Q = \dot{m}C_p\Delta T = 5562,93 \frac{\text{Lb}}{\text{h}} \times 0,99 \frac{\text{BTU}}{\text{Lb}^\circ\text{F}} \times (179,6^\circ\text{F} - T_{caliente\ salida})$$

$$\text{H}_2\text{O fría } Q = \dot{m}C_p\Delta T = 4609,28 \frac{\text{Lb}}{\text{h}} \times 0,99 \frac{\text{BTU}}{\text{Lb}^\circ\text{F}} \times (60,8^\circ\text{F} - 42,8^\circ\text{F}) = 82137,36 \frac{\text{BTU}}{\text{h}}$$

Igualando las ecuaciones para agua caliente y fría obtengo la temperatura de salida caliente

$$T_{calient\ sale} = 164,6^\circ\text{F} = 73,6^\circ\text{C}$$

2)

Fluido caliente.		Fluido frio	Diferencia
179,6	Alta Temp.	60,8	118,8
164,6	Baja Temp.	42,8	121,8
15	Diferencia	18	-3
(T1 - T2)		(t2 - t1)	(ΔT - Δt)

$R = 0,833333333$; $S = 0,13157895$ Con estos valores se usa la figura 4 y se halla $F = 0,98$

$$MLTD = \frac{-3}{\ln \frac{15}{18}} = 16,45^\circ\text{F}; A_t = 0,98 \times 16,45 = 16,12^\circ\text{F}; U_C = \frac{Q}{A_c \Delta T} = 1997,7504; U_f = \frac{Q}{A_f \Delta T} = 529,9;$$

$$K_C = \frac{U_f - U_c}{U_f} = 2,76992$$

3) $K_C = 2,76$ y $\frac{\Delta T_f}{\Delta T_c} = 1,02$; Con estos valores utilizando la figura 3 hallo $F_c = 0,41$ con este valor calculo:

$$T_C = T_{cal.\text{salid.}} + F_c \times \Delta T = 164,8 + 0,41 \times 16,12 = 170^\circ\text{F}$$

$$t_C = t_{fria.\text{ent.}} + F_c \times \Delta t = 42,8 + 0,41 \times 16,12 = 50^\circ\text{F}$$

Fluido del lado de la coraza

4) Área de flujo

$$C' = S_T - D_{\text{tubo}} \quad C' = 0.122$$

$$a_s = \frac{D_i C' B}{144 P_t} = 0.0214 \text{ft}^2$$

5) $G = \frac{\dot{m}}{a_s} = 214882 \text{Lb/ft}^2 \text{h}$

6) Calculo de Reynolds $Re = \frac{De \times G}{\mu}$

$$de = \frac{4(Pt^2 - \pi d_o^2/4)}{\pi d_o} = 0.485; \quad De = 0.0404 \text{ft}$$

Con la figura 2 con tc se busca un valor que será multiplicado por 2.42

$$\mu = c \times 2.42 \Rightarrow 1.3 \times 2.42 \Rightarrow 3.146 \text{Lb/ft h}$$

$$Re = \frac{De \times G}{\mu} = 2762$$

7) Con la figura 9 se busca el valor de J
 $J = 30$

8) Con la figura 2 y tc se busca el calor específico C y con la tabla 6 y tc se busca el la conductividad térmica K

$$C = 0.99 \text{BTU/Lb}^\circ\text{F}; \quad K = 0.34 \frac{\text{BTU}}{\text{hft}^2 \text{ } ^\circ\text{Fft}}$$

$$\left(\frac{C\mu}{K}\right)^{0.33} = 2.077$$

9) $h_o = J \times \frac{K}{De} \times \left(\frac{C\mu}{K}\right)^{0.33} \times \phi_c$ $\phi_c = 1$
 $h_o = 523.97$

Fluido del lado de los tubos

4) Área de flujo:

$$a_t = \frac{\# \text{tubos} \times a}{144 \times \# \text{pasos}} = 0.0122 \text{ft}^2$$

Donde $a = \text{tabla 8} = 0.0876 \text{pul}^2$

5) $G = \dot{m}/a_s = 456000 \text{Lb/ft}^2 \text{h}$

6) Calculo de la velocidad

$$V = G/3600\rho = 2.02 \text{ (ft/s)}$$

7) Calculo de Reynolds $Re = \frac{De \times G}{\mu}$

De la figura 2 con Tc se busca un valor que será multiplicado por 2,42

$$\mu = c \times 2.42 \Rightarrow 0.36 \times 2.42 \Rightarrow 0.8712 \text{Lb/ft h}$$

$$Re = \frac{De \times G}{\mu} = 14567$$

8) De la figura 6 se obtiene el valor de h con Tc y V que debe ser corregido con el factor de corrección que se halla en la grafica superior con el Di

$$h_i = h \times \text{Factor} = 972 \left(\frac{\text{BTU}}{\text{h ft}^2 \text{ } ^\circ\text{F}}\right)$$

9) $h_{iO} = h_i \times \frac{D_i}{D_o} = 1455$

10) Coeficiente total U_C

$$U_C = \frac{h_{oi}h_o}{h_{oi}+h_o} = 385.24 \text{ (BTU/h ft}^2 \text{ }^\circ\text{F)} \quad (2.37)$$

11) Coeficiente total de diseño U_D

De la tabla 8 se obtiene para 0,5" el valor **0,1309 (ft²/ft lineal)**

$$\text{Superficie total } A = \# \text{tubo} \times L \times 0,1309 = 8.611 \text{ (ft}^2\text{)} \quad (2.38)$$

$$U_D = \frac{Q}{A \Delta T} = 591 \quad (2.39)$$

12) Factor de obstrucción

$$R_D = \frac{U_D - U_C}{U_D U_C} = 0.0009 \left(\frac{\text{h ft}^2 \text{ }^\circ\text{F}}{\text{BTU}} \right) \quad (2.40)$$

Caída de presión lado de la carcaza

Se debe calcular primero el numero de cruces que es el numero de deflectores más uno.

$$\# \text{ Cruces} = N + 1 = 12L/B = 10 \quad (2.41)$$

De la figura 10 se saca $f = 0.0038$ y de tabla 7 $S = 1$

Para hallar el D_s se debe dividir el D_i de la coraza entre 12

$$D_s = D_i/12 \text{ (ft)} \quad (2.42)$$

$$\phi_C = 1$$

$$\Delta P_C = \frac{fG^2 D_s (N+1)}{5.22 \times 10^{10} D_e S \phi_C} = 0.536 \text{ (Lb/Plg}^2\text{)} \quad (2.43)$$

Caída de presión tubos

De la figura 7 se saca $f = 0.00028$ y de tabla 7 $S = 1$

Donde n es el número de pases de los tubos.

$$\phi_t = 1$$

$$\Delta P_t = \frac{fG^2 L n}{5.22 \times 10^{10} D S \phi_t} = 0.1314 \text{ (Lb/Plg}^2\text{)} \quad (2.44)$$

De la figura 8 con G se halla un valor de la relación $(V^2/2g) = 0.035$ en (Lb/Plg^2) para hallar la caída de presión en retorno

$$\Delta P_{\text{retorno}} = \left(\frac{4n}{s} \right) \left(\frac{V^2}{2g} \right) = 0.28 \text{ (Lb/Plg}^2\text{)} \quad (2.45)$$

$$\Delta P_{\text{TOTAL}} = \Delta P_t + \Delta P_{\text{retorno}} = 0.411 \text{ (Lb/Plg}^2\text{)} \quad (2.46)$$

CALCULO TÉRMICO PARA MODELO 1.1 A °6C, 40 TUBOS A CONFIGURACIÓN ESCALONADA

DATOS PARA EL LADO DE LA CORAZA

$$D_{\text{interior}} = 7.874'' = 0,656'; \quad B = 2''; \quad \text{Pasos} = 1; \quad \dot{m} = 4609,28 \text{ Lb/h}; \quad C_p = 0,99 \text{ BTU/Lb}^\circ\text{F}; \\ T_{\text{fría entra}} = 42,8^\circ\text{F}; \quad T_{\text{fría sale}} = 60,8^\circ\text{F}$$

DATOS PARA EL LADO DE LOS TUBOS

$$D_{\text{exterior}} = 0,5''; \quad S_L = S_T = 0,622''; \quad \text{Pasos} = 2; \quad \dot{m} = 5562,93 \text{ Lb/h}; \quad C_p = 0,99 \text{ BTU/Lb}^\circ\text{F}; \quad \text{BWG} = 14; \\ L = 19,68''; \quad T_{\text{calient entra}} = 179,6^\circ\text{F}$$

1) Se debe hacer balance de calor para hallar alguna temperatura faltante y el Q:

$$\text{H}_2\text{O caliente } Q = \dot{m}C_p\Delta T \text{ (BTU/h) (2.9)}$$

$$\text{H}_2\text{O fría } Q = \dot{m}C_p\Delta T \text{ (BTU/h) (2.10)}$$

$$\text{H}_2\text{O caliente } Q = \dot{m}C_p\Delta T = 5562,93 \frac{\text{Lb}}{\text{h}} \times 0,99 \frac{\text{BTU}}{\text{Lb}^\circ\text{F}} \times (179,6^\circ\text{F} - T_{\text{caliente salida}})$$

$$\text{H}_2\text{O fría } Q = \dot{m}C_p\Delta T = 4609,28 \frac{\text{Lb}}{\text{h}} \times 0,99 \frac{\text{BTU}}{\text{Lb}^\circ\text{F}} \times (60,8^\circ\text{F} - 42,8^\circ\text{F}) = 82137,36 \frac{\text{BTU}}{\text{h}}$$

Igualando las ecuaciones para agua caliente y fría obtengo la temperatura de salida caliente

$$T_{\text{calient sale}} = 164,6^\circ\text{F} = 65,4^\circ\text{C}$$

2)

Fluido caliente.		Fluido frío	Diferencia
179,6	Alta Temp.	60,8	118,8
164,6	Baja Temp.	42,8	121,8
15	Diferencia	18	-3
(T1 - T2)		(t2 - t1)	(ΔT - Δt)

$R = 0,833333333$; $S = 0,13157895$ Con estos valores se usa la figura 4 y se halla $F = 0,98$

$$\text{MLTD} = \frac{-3}{\text{Ln} \frac{15}{18}} = 120,29^\circ\text{F}; \quad A_t = 0,98 \times 120,29 = 117,8^\circ\text{F}; \quad U_c = \frac{Q}{A_c \Delta T} = 1997,7504; \quad U_f = \frac{Q}{A_f \Delta T} = 529,9;$$

$$K_C = \frac{U_f - U_c}{U_f} = 2,76992$$

3) $K_C = 2,76$ y $\frac{\Delta T_f}{\Delta T_c} = 1,02$; Con estos valores utilizando la figura 3 hallo $F_c = 0,41$ con este valor calculamos:

$$T_C = T_{\text{cal.salid.}} + F_c \times \Delta T = 164,8 + 0,41 \times 117,8 = 170^\circ\text{F}$$

$$t_c = t_{\text{fría.ent.}} + F_c \times \Delta t = 42,8 + 0,41 \times 117,8 = 50^\circ\text{F}$$

Fluido del lado de la coraza

4) Área de flujo

$$C' = S_T - D_{\text{tubo}} \quad C' = 0.125$$

$$a_s = \frac{D_i C' B}{144 P_t} = 0.0218 \text{ft}^2$$

5) $G = \frac{\dot{m}}{a_s} = 210736 \text{Lb/ft}^2 \text{h}$

6) Calculo de Reynolds $Re = \frac{De \times G}{\mu}$

$$de = \frac{4(0.5S_d \times 0.86S_d - 0.5\pi d_o^2/4)}{0.5\pi d_o} = 0.57 \text{ (Plg);}$$

$$De = 0.0474 \text{ft}$$

Con la figura 2 con t_c se busca un valor que será multiplicado por 2.42

$$\mu = c \times 2.42 \Rightarrow 1,3 \times 2.42 \Rightarrow 3.146 \text{Lb/ft h}$$

$$Re = \frac{De \times G}{\mu} = 3178$$

7) Con la figura 9 se busca el valor de J

$$J = 33$$

8) Con la figura 2 y t_c se busca el calor específico C y con la tabla 6 y t_c se busca el la conductividad térmica K

$$C = 0,99 \text{BTU/Lb}^\circ\text{F}; \quad K = 0.34 \frac{\text{BTU/ft}^2}{^\circ\text{Fft}}$$

$$\left(\frac{C\mu}{K}\right)^{0,33} = 2,077$$

9) $h_o = J \times \frac{K}{De} \times \left(\frac{C\mu}{K}\right)^{0,33} \times \phi_c \quad \phi_c = 1$
 $h_o = 491$

Fluido del lado de los tubos

4) Área de flujo:

$$a_t = \frac{\# \text{tubos} \times a}{144 \times \# \text{pasos}} = 0.0122 \text{ft}^2$$

Donde $a = \text{tabla 8} = 0,0876 \text{pul}^2$

5) $G = \dot{m}/a_s = 455949 \text{Lb/ft}^2 \text{h}$

6) Calculo de la velocidad

$$V = G/3600\rho = 2.02 \text{ (ft/s)}$$

7) Calculo de Reynolds $Re = \frac{De \times G}{\mu}$

De la figura 2 con T_c se busca un valor que será multiplicado por 2,42

$$\mu = c \times 2.42 \Rightarrow 0.36 \times 2.42 \Rightarrow 0.8712 \text{Lb/ft h}$$

$$Re = \frac{De \times G}{\mu} = 14567$$

8) De la figura 6 se obtiene el valor de h con T_c y V que debe ser corregido con el factor de corrección que se halla en la grafica superior con el D_i

$$h_i = h \times \text{Factor} = 972 \left(\frac{\text{BTU}}{\text{h ft}^2 \text{ } ^\circ\text{F}}\right)$$

9) $h_{iO} = h_i \times \frac{D_i}{D_o} = 1455$

10) Coeficiente total U_C

$$U_C = \frac{h_{oi}h_o}{h_{oi}+h_o} = 367 \text{ (BTU/h ft}^2 \text{ °F)} \quad (2.37)$$

11) Coeficiente total de diseño U_D

De la tabla 8 se obtiene para 0,5" el valor **0,1309 (ft²/ft lineal)**

$$\text{Superficie total } A = \# \text{tubo} \times L \times 0,1309 = 8.611 \text{ (ft}^2\text{)} \quad (2.38)$$

$$U_D = \frac{Q}{A \Delta T} = 591 \quad (2.39)$$

12) Factor de obstrucción

$$R_D = \frac{U_D - U_C}{U_D U_C} = 0.001 \left(\frac{\text{h ft}^2 \text{ °F}}{\text{BTU}} \right) \quad (2.40)$$

Caída de presión lado de la carcaza

Se debe calcular primero el numero de cruces que es el numero de deflectores más uno.

$$\# \text{ Cruces} = N + 1 = 12L/B = 10 \quad (2.41)$$

De la figura 10 se saca $f = 0.0023$ y de tabla 7 $S = 1$

Para hallar el D_s se debe dividir el D_i de la coraza entre 12

$$D_s = D_i/12 \text{ (ft)} \quad (2.42)$$

$$\phi_C = 1$$

$$\Delta P_C = \frac{fG^2 D_s (N+1)}{5.22 \times 10^{10} D_e S \phi_C} = 0.289 \text{ (Lb/Plg}^2\text{)} \quad (2.43)$$

Caída de presión tubos

De la figura 7 se saca $f = 0.00028$ y de tabla 7 $S = 1$

Donde n es el número de pases de los tubos.

$$\phi_t = 1$$

$$\Delta P_t = \frac{fG^2 L n}{5.22 \times 10^{10} D S \phi_t} = 0.1314 \text{ (Lb/Plg}^2\text{)} \quad (2.44)$$

De la figura 8 con G se halla un valor de la relación $(V^2/2g) = 0.028$ en (Lb/Plg^2) para hallar la caída de presión en retorno

$$\Delta P_{\text{retorno}} = \left(\frac{4n}{s} \right) \left(\frac{V^2}{2g} \right) = 0.224 \text{ (Lb/Plg}^2\text{)} \quad (2.45)$$

$$\Delta P_{\text{TOTAL}} = \Delta P_t + \Delta P_{\text{retorno}} = 0.355 \text{ (Lb/Plg}^2\text{)} \quad (2.46)$$

Con esta misma metodología de cálculo se procede a calcular para los diferentes modelos y a las temperaturas de entrada de agua fría de 6°C y 15°C con el control de salida a 24°C. Los resultados se expresan en las tablas 11 y 12 para 6°C y 15°C respectivamente.

MODELO con 6°C	CONFIGURACIÓN 40 tubos	Q BTU/h	A _s (Ft ²)	U (Btu/h ft ² °F)	hi (Btu/h ft ² °F)	ho (Btu/h ft ² °F)	ΔP tubos (Psi)	ΔP coraza (Psi)	ΔT _c (°F)	T intermedia (°F)	V (ft/s)
Modelo 1.1	Cuadrada	82137	3.38	385,2	1455	523,9	0,355	0,324	15		2,02
	Triangular	82137	3.38	367,2	1455	491,19	0,355	0,289	15		2,02
Modelo 2.1	Cuadrada	164274,7	6.76	412	2514,9	493,2	3,62	0,423	29,8	164,7	4,05
	Triangular	164274,7	6.76	360,2	2514,9	420,4	3,62	0,289	29,8	164,7	4,05
Modelo 2.2	Cuadrada	147595,6	6.76	433,6	2514,9	523,9	3,47	0,423	26,8	166,2	4,05
	Triangular	147595,6	6.76	422,2	2514,9	507,3	3,47	0,289	26,8	166,2	4,05

TABLA 11: valores obtenidos para la temperatura de 6°C y los distintos modelos escogidos, con 40 tubos.

MODELO con 15°C	CONFIGURACIÓN 40 tubos	Q BTU/h	A _s (Ft ²)	U (Btu/h ft ² °F)	hi (Btu/h ft ² °F)	ho (Btu/h ft ² °F)	ΔP tubos (Psi)	ΔP coraza (Psi)	ΔT _c (°F)	T intermedia (°F)	V (ft/s)
Modelo 1.1	Cuadrada	82137	3.38	388	1455	529	0,355	0,381	15		2,02
	Triangular	82137	3.38	352,3	1455	465	0,355	0,289	15		2,02
Modelo 2.1	Cuadrada	164274,7	6.76	448,2	2514,9	545,4	3,62	0,409	16,4	171,4	4,05
	Triangular	164274,7	6.76	412,2	2514,9	493	3,62	0,289	16,4	171,4	4,05
Modelo 2.2	Cuadrada	147595,6	6.76	437	2514,9	528,9	3,47	0,35	32,8	163,2	4,05
	Triangular	147595,6	6.76	412,2	2514,9	493	3,47	0,289	32,8	163,2	4,05

TABLA 12: valores obtenidos para la temperatura de 15°C y los distintos modelos escogidos, con 40 tubos.

4.3. CÁLCULO TÉRMICO PARA CONDICIÓN DE FLUIDO FRÍO TIPO C

A 20°C DE ENTRADA DE AIRE FRÍO AL INTERCAMBIADOR DE CALOR

DATOS PARA EL LADO DE LA CORAZA

$D_{\text{interior}} = 6.2992'' = 0,524'$; Espaciado deflectores = 2"; Pasos = 1; $\dot{m} = 4609,28 \text{ Lb/h}$; $C_p = 0,28 \text{ BTU/Lb}^\circ\text{F}$;
 $T_{\text{fria entra}} = 68^\circ\text{F}$; $T_{\text{fria sale}} = 95^\circ\text{F}$

DATOS PARA EL LADO DE LOS TUBOS

$D_{\text{exterior}} = 0,5''$; Arreglo cuadrado de = 0,622"; Pasos = 2; $\dot{m} = 5562,93 \text{ Lb/h}$; $C_p = 0,99 \text{ BTU/Lb}^\circ\text{F}$; BWG = 14;
 $L = 19,68''$; $T_{\text{calient entra}} = 179,6^\circ\text{F}$

1) Balance de calor

$$\text{H}_2\text{O caliente } Q = \dot{m}C_p\Delta T = 5562,93 \frac{\text{Lb}}{\text{h}} \times 0,99 \frac{\text{BTU}}{\text{Lb}^\circ\text{F}} \times (179,6^\circ\text{F} - T_{\text{caliente salida}})$$

$$\text{AIRE frío } Q = \dot{m}C_p\Delta T = 4609,28 \frac{\text{Lb}}{\text{h}} \times 0,28 \frac{\text{BTU}}{\text{Lb}^\circ\text{F}} \times (95^\circ\text{F} - 68^\circ\text{F}) = 34844 \frac{\text{BTU}}{\text{h}}$$

Igualando las ecuaciones para agua caliente y fría obtengo la temperatura de salida caliente

$$T_{\text{calient sale}} 173.2^\circ\text{F} = 78.4^\circ\text{C}$$

Al realizar balance de energía, se nota que la temperatura de salida para el agua que regresa al motor no bajo lo suficiente como para justificar el gasto de energía de un ventilador para hacer circular el aire por el intercambiador de calor.

5 EFECTIVIDAD

La efectividad de un equipo es la capacidad de este de llegar al resultado deseado sin consumir demasiados recursos ó en este caso energía. Para nuestro equipo se define la efectividad como la velocidad de transferencia de calor real, sobre, la velocidad máxima posible de transferencia de calor. Es así que se puede determinar de forma rápida la efectividad de un equipo, la cual vendría expresada por la siguiente ecuación.

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}}{Q_{MAX}} \quad (5.1)$$

Existe otro método de calcular la efectividad, el cual es conocido como “**método de la efectividad – NTU**” el cual se apoya en la diferencia media logarítmica ó **LMTD**, para calcular los parámetros deseados y de esta forma poder llegar a una grafica en la cual dependiendo de las características del intercambiador de calor, con el NTU y un factor C se determina su efectividad.

Con la siguiente expresión se calcula la diferencia media logarítmica.

$$\Delta T_{Ln} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln(\Delta T_1 / \Delta T_2)} \quad (5.2) \quad \text{Donde: } \Delta T_1 = T_{caliente\ entra} - T_{fria\ sale}$$

$$\Delta T_2 = T_{caliente\ sale} - T_{fria\ entra}$$

La razón de transferencia de calor viene dada por la expresión:

$$\dot{Q} = U A_S \Delta T_{Ln} \quad (5.3) \quad \text{De esta expresión se puede despejar cualquier valor para poder calcular, área superficial o coeficiente global.}$$

La razón de transferencia de calor máxima viene dada por la expresión:

$$\dot{Q}_{MAX} = C_{MIN} (T_{caliente\ entra} - T_{frio\ entra}) \quad (5.4)$$

La expresión general para hallar la NTU es de la siguiente forma:

$$NTU = \frac{U A_S}{C_{MIN}} \quad (5.5) \quad \text{Donde: } U \text{ es coeficiente global de transferencia de calor (W/m}^2\text{°C)}$$

A_S es el área superficial de transferencia de calor (m^2)

C_{MIN} es la capacidad calórica mínima ($W/°C$)

Para determinar la capacidad calórica mínima y máxima se debe tener en cuenta las siguientes expresiones en donde la que de cómo resultado menor valor será la capacidad mínima y la de mayor valor será la capacidad máxima:

$$C_{CALIENTE} = (\dot{m} C_P)_{caliente} \quad (5.6)$$

$$C_{FRIO} = (\dot{m} C_P)_{frio} \quad (5.7)$$

$$C = C_{MIN} / C_{MAX} \quad (5.8)$$

GRAFICAS PARA DETERMINAR LA EFECTIVIDAD

Las siguientes graficas nos ayudan a determinar la efectividad de nuestros equipos, teniendo en cuenta su configuración y con los parámetros antes calculados.

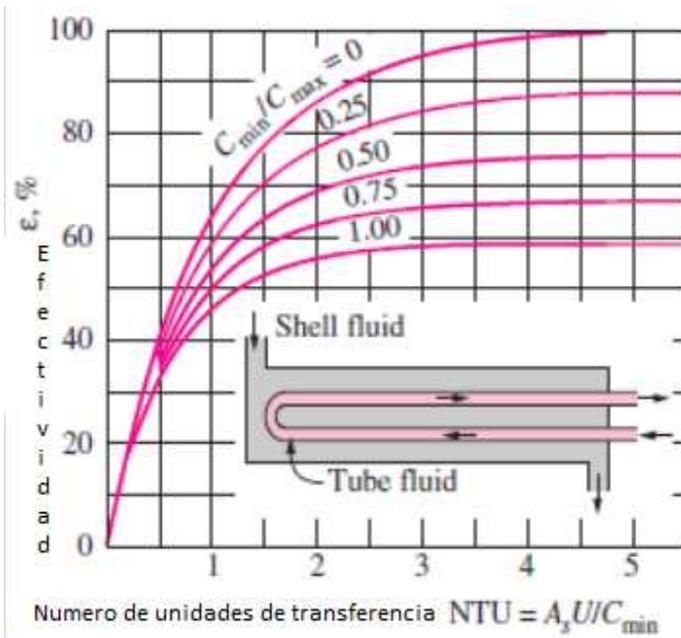


IMAGEN15: dos pases de tubos y un pase por la carcaza. Modelo 1.1

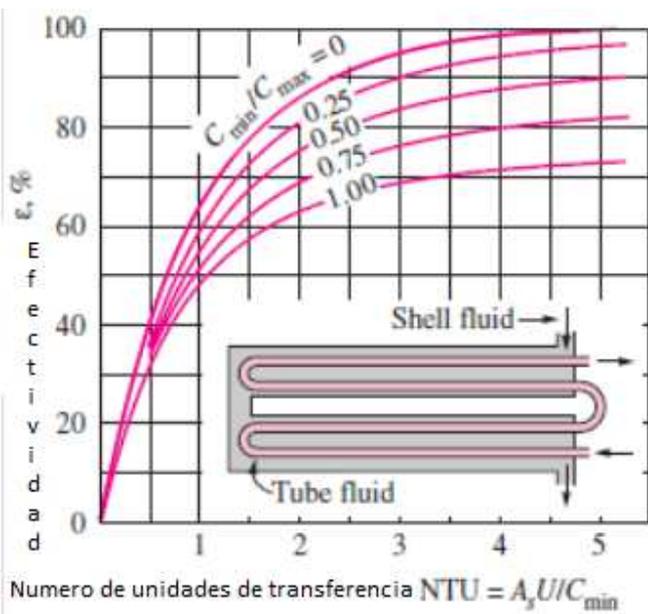


IMAGEN 16: cuatro pases de tubos y dos pase por la carcaza. Modelos 2.1 y 2.2

5.1 CALCULO DE LA EFECTIVIDAD

Teniendo en cuenta que los modelos con mejor desempeño son el 1.1 y el 2.2 a 6°C y 15°C respectivamente de entrada de fluido frio, se realiza el cálculo de efectividad para estos dos modelos.

Para el modelo 1.1 se tienen los siguientes datos:

$$\dot{m} = 0,58 \text{ kg/s.} \quad C_p = 4,184 \text{Kj/Kg}^\circ\text{C} \quad T_{\text{ENTRADA}} = 6^\circ\text{C} \quad T_{\text{SALIDA}} = 16^\circ\text{C} \quad \text{Fluido frio}$$

$$\dot{m} = 0,70 \text{ kg/s.} \quad C_p = 4,184 \text{Kj/Kg}^\circ\text{C} \quad T_{\text{ENTRADA}} = 82^\circ\text{C} \quad T_{\text{SALIDA}} = 65.4^\circ\text{C} \quad \text{Fluido caliente}$$

$$U = 4718.4 \text{ W/m}^2\text{C}; \quad A_s = 0.251 \text{m}^2; \quad \Delta T_{\text{Lm}} = 62.2^\circ\text{C}$$

Aplicando las ecuaciones 5.6 y 5.7 obtengo las capacidades calóricas máximas y mínimas:

$$C_{\text{MIN}} = 2426.7 \text{ W/}^\circ\text{C}$$

$$C_{\text{MAX}} = 2928.8 \text{ W/}^\circ\text{C}$$

Aplicando las ecuaciones 5.3 y 5.4 y reemplazando en 5.1 obtenemos respectivamente:

$$\dot{Q} = 74138.33 \text{ W}$$

$$\dot{Q}_{\text{MAX}} = 184429.2 \text{ W}$$

$$\varepsilon = 0.4$$

Con el método de las NTU obtenemos el siguiente resultado de la imagen 15:

De la ecuación 5.5 y 5.8 obtenemos respectivamente

$$\text{NTU} = 0.5 \text{ y } C = 0,83.$$

Lo que nos da en grafica una efectividad cercana al 38% $\varepsilon = 0.38$.

Para el modelo 2.2 se tienen los siguientes datos con temperatura de entrada de 15°C:

$$\dot{m} = 0,58 \text{ kg/s.} \quad C_p = 4,184 \text{ Kj/Kg}^\circ\text{C} \quad T_{\text{ENTRADA}} = 6^\circ\text{C} \quad T_{\text{SALIDA}} = 16^\circ\text{C} \quad \text{Fluido frio}$$

$$\dot{m} = 0,70 \text{ kg/s.} \quad C_p = 4,184 \text{ Kj/Kg}^\circ\text{C} \quad T_{\text{ENTRADA}} = 82^\circ\text{C} \quad T_{\text{SALIDA}} = 65.4^\circ\text{C} \quad \text{Fluido caliente}$$

$$U = 2662 \text{ W/m}^2\text{C}; \quad A_s = 0.502 \text{m}^2; \quad \Delta T_{\text{Ln}} = 52.2^\circ\text{C}$$

Aplicando las ecuaciones 5.6 y 5.7 obtengo las capacidades calóricas máximas y mínimas:

$$C_{\text{MIN}} = 2426.7 \text{ W/}^\circ\text{C}$$

$$C_{\text{MAX}} = 2928.8 \text{ W/}^\circ\text{C}$$

Aplicando las ecuaciones 5.3 y 5.4 y reemplazando en 5.1 obtenemos respectivamente:

$$\dot{Q} = 69756.1 \text{ W}$$

$$\dot{Q}_{\text{MAX}} = 162588.9 \text{ W}$$

$$\varepsilon = 0.42$$

Con el método de las NTU obtenemos el siguiente resultado de la imagen 16:

De la ecuación 5.5 y 5.8 obtenemos respectivamente

$$\text{NTU} = 0,47 \quad \text{y} \quad C = 0,83.$$

Lo que nos da en grafica una efectividad cercana al 51% $\varepsilon = 0.53$.

Si se desea aumentar la efectividad al 70% sería necesario aumentar el área del intercambiador de calor a 2.57m^2 lo cual automáticamente nos daría un incremento considerable del volumen en más de 1.1m^3 y tal capacidad no sería posible de manejar en el laboratorio.

6 ANÁLISIS DE RESULTADOS

- ✚ Para la estructura de 20 tubos tanto en configuración cuadrada como escalonada, a las diferentes temperaturas de 6°C y 15°C, de los cálculos se obtuvieron resultados muy positivos, que colocan al intercambiador de 20 tubos como el prototipo más apto para construir y realizar prácticas.

En sus diferentes modelos los cálculos arrojaron que el intercambiador se mantiene entre los límites permisibles de velocidad y pérdidas de presión, aunque las pérdidas de presión en los modelos 2.1 y 2.2 a 6°C y 15°C son algo elevadas, no resultan dañinas, lo cual es muy conveniente para el funcionamiento no solo porque ayuda con la vida útil del equipo sino porque permite un ahorro considerable de energía y por lo tanto económico. Es de anotar que con los modelos a 20 tubos se obtienen los mejores valores para diseño y transferencia de calor.

- ✚ Para la estructura de 40 tubos tanto en configuración cuadrada como escalonada, se puede determinar que para los modelos 1.1 a 6°C y 15°C no cumplen con la velocidad mínima establecida de 1m/s ó 4ft/s lo que resultaría en un inconveniente para el correcto funcionamiento del intercambiador ya que es propenso a tener mayores fallas por incrustaciones.

Los modelos 2.1 y 2.2 a 40 tubos, se pueden catalogar como funcionales y opciones posibles que pueden ser estudiados más a fondo como modelos de laboratorios.

- ✚ De la variante tipo C es decir la que utiliza como medio para enfriar aire frío de una habitación a 20°C, no hay mucho que decir, puesto que se comprobó en el balance de energía que su diferencia de temperatura no alcanza la mínima de 75°C que necesitan las máquinas para mantenerse funcionando correctamente. Por lo tanto esta variante quedó totalmente descartada del proyecto.

7 AHORROS Y COSTOS DE FABRICACIÓN

AHORROS

Una de las principales razones técnicas y operativas para realizar el diseño y posterior fabricación del intercambiador de calor, es el de reducir costos de mantenimiento, operación de la embarcación y dar confiabilidad al sistema de refrigeración de las maquinas.

Viendo el esquema de flujos, contamos con la incógnita de cuál será la temperatura de retorno del agua al chiller, teniendo en cuenta que la temperatura actual de retorno es alrededor de 15°C, procederemos a realizar un balance de energía para determinar cuál será la temperatura a la cual regresaría sumando el flujo que atraviesa los intercambiadores.

Datos necesarios para determinar la temperatura de salida del agua fría del intercambiador de calor.

Datos fluido caliente

$$\dot{m}_{\text{caliente}} = 6.4 \text{ kg/s} \quad C_P = \frac{4187 \text{ J}}{\text{Kg}^\circ\text{C}} \quad T_{\text{entra}} = 82^\circ\text{C} \quad T_{\text{sale}} = 73^\circ\text{C}$$

$$Q_{\text{caliente}} = \dot{m} C_P \Delta T = 6,4 \frac{\text{Kg}}{\text{s}} \times 4187 \frac{\text{J}}{\text{Kg}^\circ\text{C}} \times (82^\circ\text{C} - 73^\circ\text{C})$$

$$Q_{\text{caliente}} = 241.17 \text{ Kw}$$

Datos fluido frio

$$\dot{m}_{\text{frio}} = 2.4 \text{ kg/s} \quad C_P = \frac{4226 \text{ J}}{\text{Kg}^\circ\text{C}} \quad T_{\text{entra}} = 6^\circ\text{C} \quad T_{\text{sale}} = ?$$

$$Q_{\text{frio}} = \dot{m} C_P \Delta T = 2,4 \frac{\text{Kg}}{\text{s}} \times 4226 \frac{\text{J}}{\text{Kg}^\circ\text{C}} \times (6^\circ\text{C} - T_{\text{salida}})$$

Haciendo balance de calor $Q_{\text{caliente}} = Q_{\text{frio}}$ obtengo el valor de $T_{\text{frio salida}}$

$$T_{\text{frio salida}} = 30^\circ\text{C}$$

La temperatura de 30°C es la de salida del agua fría del intercambiador, es decir que es la que se va a combinar con el flujo de salida de los fan coil que se encuentra a 15°C. Lo importante es conocer cuánto va a variar la temperatura de esos 15°C actuales para así determinar qué consumo extra deberá hacer el chiller para bajar la temperatura. Esto teniendo en cuenta los siguientes datos de los flujos máscicos totales del sistema.

$$\dot{m}_{\text{fan coil}} = 50.2 \text{ Kg/s} \quad \dot{m}_{\text{intercambiadores}} = 11.6 \text{ Kg/s}$$

Aplicando balance de masa y energía al sistema total me resulta la siguiente expresión:

$$[\dot{m}_{\text{fan coil}} - \dot{m}_{\text{intercambiador}}(T_{\text{fan coil}})] + [\dot{m}_{\text{intercambiador}}(T_{\text{intercambiador}})] = [\dot{m}_{\text{TOTAL}}(T_{\text{TOTAL}})]$$

$$[50.2 \text{ Kg/s} - 11.6 \text{ Kg/s}(15^\circ\text{C})] + [11.6 \text{ Kg/s}(30^\circ\text{C})] = [50.2 \text{ Kg/s} + 11.6 \text{ Kg/s}(T_{\text{TOTAL}})]$$

$$(38.6\text{Kg/s} \times 15^\circ\text{C}) + (348\text{Kg} \text{ }^\circ\text{C/s}) = 61.8\text{Kg/s} \times T_{\text{TOTAL}}$$

$$T_{\text{TOTAL}} = 15^\circ\text{C}$$

Es decir que el resultado nos demuestra que la masa de agua caliente que retorna al chiller producto de pasar por los intercambiadores de calor, no afecta para nada la temperatura a la que normalmente retorna el agua al chiller.

Por lo tanto es posible utilizar el agua fría como fuente para el intercambio de calor con el agua de los equipos y maquinas, y esto no va a afectar el rendimiento actual del chiller.

Ahorros en mantenimiento.

El mantenimiento de los intercambiadores de calor de tipo Box Cooler, son unas de las principales razones para detener las maquinas, ya que si los intercambiadores no funcionan correctamente tampoco los harán las maquinas.

Los mantenimientos están programados o deben de realizarse según indicaciones del fabricante cada 3 meses. Recordemos que son 4 intercambiadores de tipo Box Cooler para los cuales el costo de cada mantenimiento es de alrededor de \$800,000 pesos. Es decir que en total son \$3,200,000 pesos cada tres meses. En total al año el costo aproximado seria en total de \$12,800,000 pesos.

58

Con implementación del nuevo intercambiador el mantenimiento se reduciría a 1 al año, es decir que anualmente se estaría desembolsando por mantenimiento la suma de \$3,200,000 pesos. Adicionalmente se recomendaría utilizar un producto químico llamado **calfa bas** el cual tiene un valor de \$30,000 pesos. Por bolsa de 40gr. Este producto ayuda a conservar y prevenir la acumulación de escoria por el interior de los tubos lo que ayuda a reducir costos. El producto debería ser usado cada 6 meses es decir 2 veces al año lo que representa una inversión de \$240,000 pesos anuales como mantenimiento preventivo esto, también ayuda a disminuir el costo del mantenimiento general evitando daños mayores.

En el aspecto de operación se ha logrado reducir el peso de los intercambiadores de calor actuales, ya que estos pesan en conjunto (4 intercambiadores Box Cooler) vacios 770Kg. Mientras que los diseñados estarían entre todos alrededor de los 150Kg vacios. Se puede decir que a la embarcación se le estaría haciendo una reducción de casi 1 tonelada de peso.

Lo que genera un ahorro de casi 0,5Kw/h de potencia ya que las maquinas propulsoras no van a tener que gastar mucha energía en el lastre que se genera por la interacción del Box cooler con el medio y con su peso en funcionamiento.

Con los precios actuales del combustible, generar 1kw/h está costando \$596,14 pesos. Para nuestro sistema se está ahorrando 0,5kw/h es decir 12kw/día. Es decir que anualmente el ahorro seria de \$2,611,093.2 pesos.

Anualmente el ahorro en términos generales por la implementación del sistema sería de:

\$11,971,093 pesos anuales. En total teniendo en cuenta los costos y periodos de mantenimiento recomendado por el fabricante y consumo de combustible de una maquina nueva.

COSTOS DE FABRICACIÓN

La gran mayoría de los materiales para la fabricación de un modulo, vienen listo del proveedor, cortados y con las medidas necesarias, solo basta con darles un pequeño acabado e iniciar el armado según plano y modelo que se desee construir.

A continuación se presenta la lista de materiales, junto con su valor, cantidad necesaria, función y proveedor. Es de recordar que esto es solo para la fabricación de un modulo.

MATERIALES PARA FABRICACIÓN DE MODULO DE INTERCAMBIADOR DE CALOR					
ELEMENTO	TIPO	CANTIDAD	PRECIO	TOTAL	VENDEDOR
Unión	Aros de lamina de espesor 3,2mm diámetro interno de 160mm y externo de 210mm	5	\$ 5.870,00	\$ 29.350,00	Ferrocortes
Soportes	Lamina A36 de 4mm espesor de 800x80mm	1	\$ 8.881,00	\$ 8.881,00	Ferrocortes
Deflectores	Lamina A36 de 3.2mm espesor con diámetro de 160mm	9	\$ 8.100,00	\$ 72.900,00	Ferrocortes
Uniones para entrada de fluidos	Aros de lamina de espesor 3,2mm diámetro interno de 31,75mm y externo de 46mm	4	\$ 5.133,00	\$ 20.532,00	Ferrocortes
Entrada de fluidos	Tubo galvanizado de 1 1/4"	1	\$ 21.325,00	\$ 21.325,00	Tubos y Metales
Coraza y Tapas	Tubo galvanizado de 6 1/3"	1	\$ 65.000,00	\$ 65.000,00	Tubos y Metales
Deflector longitudinal	Lamina A36 espesor 6,4mm de 650x160mm	1	\$ 21.700,00	\$ 21.700,00	Ferrocortes
Tapa porta tubos	Lamina A36 espesor 6,4mm diámetro 160mm	2	\$ 8.100,00	\$ 16.200,00	Ferrocortes
Tapa ciega	Lamina A36 de espesor 3,2mm y diámetro 210mm	1	\$ 8.100,00	\$ 8.100,00	Ferrocortes
Porta tubo	Tapa de 160mm de diámetro 3,2mm de espesor	1	\$ 8.500,00	\$ 8.500,00	Ferrocortes
Fluido interno	Tubo de bronce o cobre de 1/2"	2	\$ 75.516,00	\$ 151.032,00	Impofer
Otros	Consumibles			\$ 500.000,00	
TOTAL					\$ 923.520,00

8 OTRAS VARIANTES

Para tener otra fuente de comparación utilizaremos un área mayor a las anteriores de un 25% para hacer un nuevo estudio.

$$A_{\text{modelo}} = A_{\text{sup. Real}} \times \% \text{ a usar (Plg)} \quad (2.1)$$

$$A_{\text{modelo}} = 11.7\text{m}^2 \times 0.25$$

$$A_{\text{modelo}} = 3\text{m}^2 = 4650\text{Plg}^2$$

Para la longitud de los tubos, tomaremos una longitud estándar de **0.5m** que equivale al 64% de la longitud real de los tubos en el intercambiador.

$$L_{\text{tubos}} = L_{\text{real}} \times 0,64 \text{ (Plg)} \quad (2.2)$$

$$L_{\text{tubos}} = 0,78\text{m} \times 0,64$$

$$L_{\text{tubos}} = 0.5\text{m} = 19.68\text{Plg}$$

En el cálculo del número de tubos se realiza con la ecuación (2.3). Es válido decir que el diámetro de tubos será el mismo utilizados es decir tubos de $\frac{1}{2}$ " ó 0.0127m.

$$\#\text{tubos} = \frac{A_{\text{total}}}{\pi DL} \text{ (Plg)} \quad (2.3)$$

$$\#\text{tubos} = \frac{3\text{m}^2}{\pi 0,0127\text{m} \times 0.5\text{m}} = 150 \text{ tubos}$$

El número de tubos para el intercambiador de calor será de 150 tubos pero también se va a diseñar otro con **80 tubos** y cuya área será de: **1.6m²** ó **2480Plg²**, con estos valores también se va a trabajar otro modelo.

La distribución de los tubos se hace calculando el paso longitudinal y transversal para la configuración cuadrada y para la configuración escalonada o triangular se hace calculando el paso diagonal todo esto se hace por las ecuaciones (2.4) y (2.5).

$$S_T = S_L = 1.25 \phi_{\text{ext.}} \text{ (Plg)} \quad (2.4)$$

$$S_T = S_L = 1.25 \times 0,0127\text{m}$$

$$S_T = S_L = 0.0158\text{m} = 0.622\text{Plg}$$

$$S_D = \sqrt{S_L^2 + \left(\frac{S_T}{2}\right)^2} \text{ (Plg)} \quad (2.5)$$

$$S_D = 0.0177\text{m} = 0.698\text{Plg}$$

Con los pasos longitudinal y diagonal se procede hacer las graficas por medio de un programa de diseño computacional con el cual se determinara la geometría del plato porta tubos y el diámetro interior de la carcaza, para las diferentes configuraciones es decir para 150 tubos en configuración cuadrada y escalonada y para 80 tubos en configuración cuadrada y escalonada.

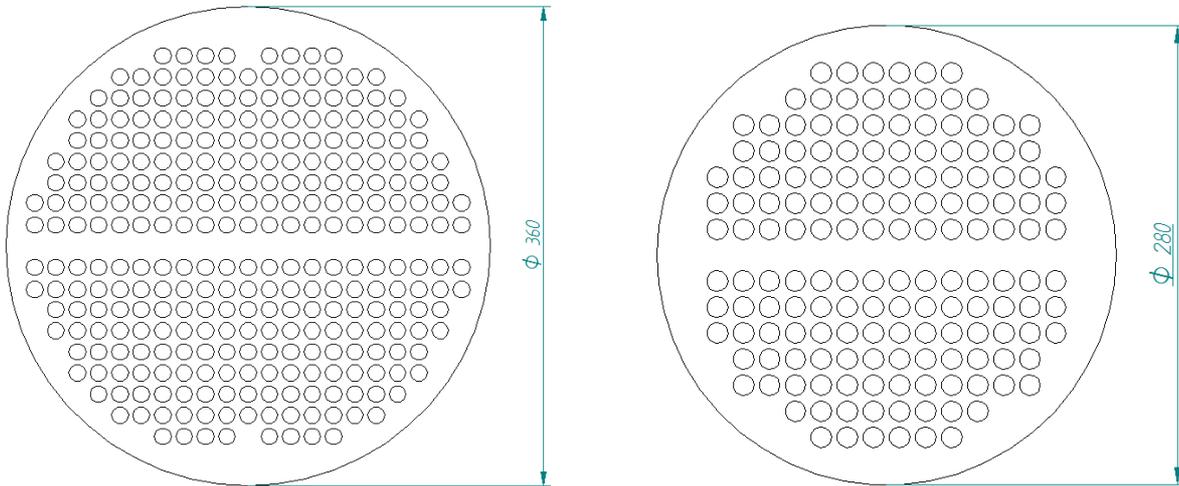


IMAGEN 13: diámetro 360mm para 150 tubos configuración cuadrada y diámetro 280mm para 80 tubos configuración cuadrada.

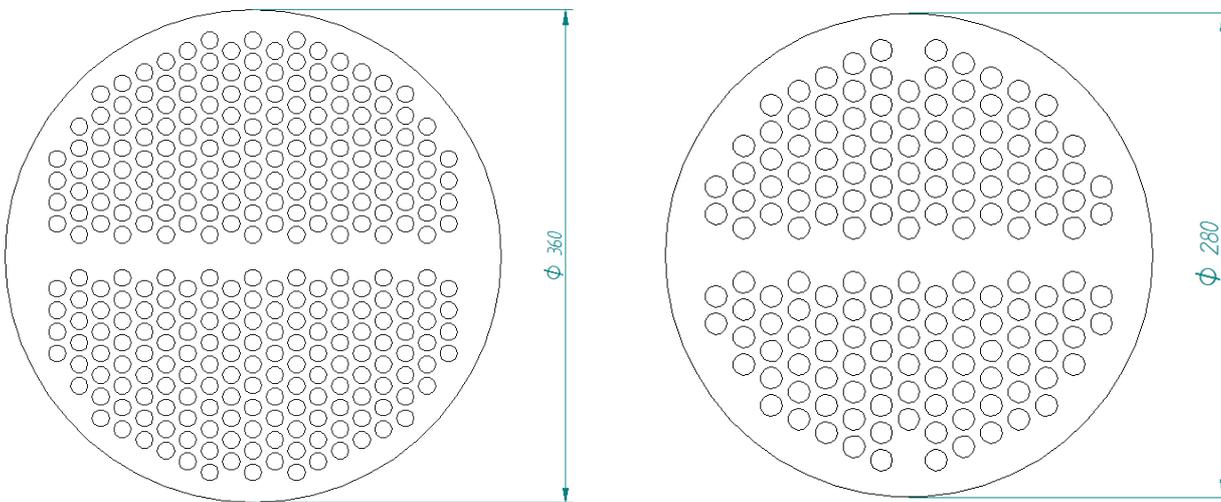


IMAGEN 14: diámetro 360mm para 150 tubos configuración escalonada y diámetro 280mm para 80 tubos configuración escalonada.

Con estos diámetros ya establecidos, se utilizan las tablas 2, 3, 4 y 5 para seleccionar los otros requerimientos importantes del intercambiador como lo son: espesor de la carcaza, espaciado entre los deflectores o soportes y la coraza, espesor de los deflectores y las placas, el numero de varillas tensoras y su dimensión.

ELEMENTO	NUMERO DE TUBOS	
	150	80
Espesor de la carcaza	3/8" (9.5mm)	3/8" (9.5mm)
Espaciado entre la carcaza y deflector	1/8" (3.2mm)	1/8" (3.2mm)
Espesor de los deflectores y placas	3/16" (4.8mm)	1/8" (3.2mm)
Numero de varillas tensoras	4	4
Diámetro de varillas tensoras	3/8" (9.5mm)	3/8" (9.5mm)

Estos son los valores para de diseño para la fabricación de los elementos vitales para el funcionamiento del intercambiador de calor.

Como se hizo para los modelos anteriores, los valores son incluidos en unas tablas para facilitar su análisis, los resultados se expresan en las tablas 13 y 14 a continuación.

MODELO con 6°C	CONFIG.	Q BTU/h		A (Ft^2)		U (Btu/h ft^2 °F)		hi (Btu/h ft^2 °F)		ho (Btu/h ft^2 °F)		ΔP tubos (Psi)		ΔP coraza (Psi)		ΔTc (°F)		T int. (°F)	
		150	80	150	80	150	80	150	80	150	80	150	80	150	80	150	80	150	80
Modelo 1.1	Cuadrada	73923	73923	32,2	17,2	174,9	205,8	646,7	826,3	239,8	274,1	0,078	0,107	0,11	0,269	13,5	13,5		
	Triangular	73923	73923	32,2	17,2	166	193,7	646,7	826,3	223,26	253	0,078	0,107	0,096	0,23	13,5	13,5		
Modelo 2.1	Cuadrada	16427 5	164275	32,2	17,2	187,9	218	826,34	1365	243,15	259,4	0,226	0,463	0,11	0,269	29,8	29,8	164,7	164,7
	Triangular	16427 5	164275	32,2	17,2	168,3	203,7	826,34	1365	211,29	239,5	0,226	0,463	0,0961	0,234	29,8	29,8	164,7	164,7
Modelo 2.2	Cuadrada	14759 6	147596	32,2	17,2	194	247,3	862,27	1401	250,23	300,3	0,226	0,463	0,11	0,2699	26,8	26,8	166,2	166,2
	Triangular	14759 6	147596	32,2	17,2	182,8	219	862,27	1401	231,9	260,9	0,226	0,463	0,096	0,234	26,8	26,8	166,2	166,2

TABLA 13: valores obtenidos para la temperatura de 6°C para diferentes modelos a los recomendados.

64

MODELO con 15°C	CONFIG.	Q BTU/h		A (Ft^2)		U (Btu/h ft^2 °F)		hi (Btu/h ft^2 °F)		ho (Btu/h ft^2 °F)		ΔP tubos (Psi)		ΔP coraza (Psi)		ΔTc (°F)		T int. (°F)	
		150	80	150	80	150	80	150	80	150	80	150	80	150	80	150	80	150	80
Modelo 1.1	Cuadrada	90351	90351	32,2	17,2	176,7	206,7	646,7	826,3	243,15	275,6	0,078	0,107	0,11	0,269	16,4	16,4		
	Triangular	90351	90351	32,2	17,2	167,1	194	646,7	826,3	225,37	253,5	0,078	0,107	0,096	0,23	16,4	16,4		
Modelo 2.1	Cuadrada	90351	90351	32,2	17,2	179	219,3	862,27	1419	226,94	259,4	0,226	0,463	0,11	0,269	16,4	16,4	171,4	171,4
	Triangular	90351	90351	32,2	17,2	169,7	204,9	862,27	1419	211,29	239,5	0,226	0,463	0,096	0,234	16,4	16,4	171,4	171,4
Modelo 2.2	Cuadrada	180639	180639	32,2	17,2	179,6	218,8	862,27	1401	226,94	259,4	0,226	0,463	0,11	0,2699	32,8	32,8	163,2	163,2
	Triangular	180639	180639	32,2	17,2	169,7	204,5	862,27	1401	211,29	239,5	0,226	0,463	0,096	0,234	32,8	32,8	163,2	163,2

TABLA 14: valores obtenidos para la temperatura de 15°C para diferentes modelos a los recomendados.

Los resultados para estos modelos no son muy favorables debido a que la velocidad por el interior de los tubos es muy baja, lo cual no es aceptable debido a que causara fallas por obstrucción en los tubos.

Por lo tanto estos modelos a 150 y 80 tubos no son fiables. Se tomo la decisión de realizar cálculos de estudios con esas configuraciones para descartar cualquier posibilidad de obtener éxito con modelos superiores al número de tubos ya escogidos al principio.

9 ESPECIFICACIONES

Las especificaciones para el intercambiador de calor se realizan basadas en un modulo con 20 tubos por pase y un pase por coraza, es decir que para sacar el total para los modelos 2.1 y 2.2 se debe multiplicar por 2.

Área superficial:

$$A_S = \pi D L$$

$$A_S = \pi (0.160\text{m}) (0.5\text{m})$$

$$A_S = 0.251\text{m}^2$$

Para los modelos 2.1 y 2.2. El área superficial es: $A_S = 0.502\text{m}^2$

Volumen total:

$$V_{\text{TOTAL}} = \pi r^2 L$$

$$V_{\text{TOTAL}} = \pi (0.08\text{m})^2 (0.5\text{m})$$

$$V_{\text{TOTAL}} = 0.010\text{m}^3$$

Volumen por interior de los tubos:

$$V_{\text{TUBOS}} = \pi r^2 L (\#\text{tubos}) (\#\text{pases})$$

$$V_{\text{TUBOS}} = \pi (0.00635)^2 (0.5\text{m}) (20) (2)$$

$$V_{\text{TUBOS}} = 0.00253\text{m}^3$$

Volumen por interior de la carcaza:

$$V_{\text{CARCAZA}} = V_{\text{TOTAL}} - V_{\text{TUBOS}}$$

$$V_{\text{CARCAZA}} = 0.010\text{m}^3 - 0.00253\text{m}^3$$

$$V_{\text{CARCAZA}} = 0.00746\text{m}^3$$

CONCLUSIÓN

- Realizar el prototipo para prácticas de laboratorio, con números de tubos de 20 y 40 tubos ordenados en configuraciones cuadrado o escalonado es posible y será muy necesario para poder obtener valores precisos ó hacer modificaciones que conlleven a obtener mejores resultados que los obtenidos por medio de cálculos. Es de aclarar que los modelos 1.1 para 40 tubos no cumplen con la velocidad mínima establecida por normas, por lo que se debería descartar la construcción de ese modelo.
- Es importante evaluar constantemente la velocidad en el interior de los tubos para evitar incrustaciones y prolongar la vida del equipo. Se puede apreciar en los cálculos que a mayor numero de tubos, la velocidad por el interior de estos se reduce provocando incrustaciones. También se puede trabajar con 150 y 80 tubos pero modificando otros factores que permitan llegar a la velocidad mínima recomendada y de esta forma determinar si es viable o no la construcción de un prototipo con esa configuración.
- Si bien la caída de presión es mayor a menor número de tubos, es decir son inversamente proporcionales, el ahorro por operación siempre será menor al de mantenimiento provocado por obstrucción. Además la caída de presión como se mencionó antes se encuentra en el rango permitido.
- La velocidad por el interior de los tubos, siempre se debe mantener en el rango establecido ya que de esta forma se evita la erosión de los tubos por una velocidad mayor a la recomendada ó incrustaciones por velocidades menor a la recomendada.
- Al construir el prototipo es necesario utilizar materiales adecuados y evitar usar elementos con potenciales muy diferentes para no crear corrosiones galvánicas.
- Un modelo que tenga como fluido refrigerante el aire, no es muy funcional para el equipo ya que la diferencia de temperatura para el fluido caliente no es mucha por lo cual no brinda una buena eficiencia al sistema.
- Los modelos más recomendados para su construcción y pruebas son los constituidos por 20 tubos, en especial los modelos 2.2 a 15°C y 2.1 a 6°C ya que ofrecen mayor transferencia de calor que el resto, pero eso no quiere decir que los demás modelos no sean funcionales.
- Al trabajar con los estos nuevos intercambiadores se reducirá el peso que otorgaban los de tipo Box Cooler y también se reduce el área designada para su ubicación porque al ser estos mas compactos necesitan menos espacio.

- ✚ Si la temperatura del aire de la habitación estuviera más debajo de los 20°C tal vez pudiera ser posible utilizar esta variante como un medio de refrigeración, ya que con esta no solo se reduce espacio sino peso, porque un importante volumen de agua estaría reemplazándose por aire.

- ✚ Si se debe buscar un intercambiador de calor que otorgue una razón elevada de transferencia de calor deberían ser los modelos 2.2 a 15°C con 20 tubos, ya que no solo ofrecen una gran transferencia de calor sino que sus valores de pérdida de presión y velocidad por el interior de los tubos se encuentran dentro de los parámetros permisibles.

- ✚ Una efectividad alta, es una de los parámetros más deseados en los intercambiadores de calor porque permiten conocer que tan bien trabaja el equipo para cumplir la función a la que es destinado. La efectividad para estos equipos no resulta muy alta o ventajosa por cuanto al tamaño de los equipos en sí. Pero si se desea obtener una efectividad mucho más alta, digamos que de un 70% será necesario un área mayor de aproximadamente 2.5m² para poder alcanzar ese valor. Es de recordar que al aumentar el área aumenta el volumen y se tendría que contar con la capacidad en el laboratorio para poder manejar un volumen superior a 1m³.

BIBLIOGRAFÍA

- ✚ Donald Q. Kern. Procesos de transferencia de calor. Editorial McGraw Hill.
- ✚ TEMA. 2007 Standards of the Tubular Exchanger Manufacturers Association. 9 edición.
- ✚ Diseño y Calculo de Intercambiadores de Calor Tubulares. Editorial Inglesa.
- ✚ Ramesh K. Shah and Dusan P. Sekulic. Fundamentals of Heat Exchanger Design. Editorial:
John Wiley & Sons, INC.
- ✚ John J. McKetta. Heat Transfer Design Methods. Editorial: Marcel Dekker, INC.
- ✚ Sadik Kakac. Selection Rating and Thermal Design. Editorial: CRC PRESS.
- ✚ V. Ganapathy. Steam Plant Calculations Manual. Editorial: L.L. Faulkner.

ANEXOS

TABLA 6: CONDUCTIVIDADES TERMICAS DE LIQUIDOS

$$k = \frac{h}{(h)(\text{pie}^2)} (\text{°F}/\text{pie})$$

Puede suponerse una variación lineal con la temperatura. Los valores extremos que se dan constituyen también los limites de temperatura en los cuales se recomiendan los datos.

Liquido	°F	k	Liquido	°F	k
Aceites			Bromobenceno	86	0.074
Riçino	68	0.104	Dióxido de azufre	212	0.070
Oliva	68	0.097	Bisulfuro de carbono	86	0.111
Acetato de etilo	68	0.095	Tetracloruro	86	0.093
Alcohol 100%	68	0.101	Cloruro de calcio, salmuera 30%	167	0.088
80%	68	0.105	15%	32	0.107
60%	68	0.137	25.0%	154	0.094
40%	68	0.176	12.5%	86	0.32
20%	68	0.224	Cloruro de sodio, salmuera 25.0%	86	0.34
100%	122	0.231	12.5%	86	0.33
Benceno	86	0.087	Clorobenceno	86	0.34
Bromuro	140	0.086	Cloroformo	50	0.083
Eter	68	0.082	Cymene (para)	86	0.080
Yoduro	86	0.070	Decano (n-)	86	0.078
Acetato de amilo	167	0.078	Diclorodifluorometano	140	0.085
Alcohol (n-)	104	0.064	Dicloroetano	20	0.057
(iso-)	167	0.063	Diclorometano	60	0.053
Acetato butílico (n-)	50	0.083	Etilen glicol	100	0.048
Alcohol (n-)	86	0.094	Gasolina	140	0.043
(iso-)	212	0.089	Glicerina 100%	180	0.038
Acetona	86	0.088	80%	122	0.082
Acido acético 100%	167	0.087	60%	5	0.111
50%	77-86	0.085	40%	86	0.096
Acido esteárico	86	0.091	20%	167	0.073
Acido láurico	167	0.102	100%	32	0.153
Acido oleico	68	0.099	Heptano (n-)	86	0.078
Acido palmítico	68	0.20	Hexano (n-)	86	0.164
Acido sulfúrico 90%	212	0.0786	Kerosena	86	0.189
60%	212	0.102	Mercurio	68	0.220
30%	212	0.0925	Nitrobenceno	68	0.259
Agua	212	0.0835	Nitrometano	68	0.278
86	86	0.21	Nonano (n-)	212	0.164
140	86	0.25	Octano (n-)	86	0.081
176	140	0.30	Paraldehído	140	0.079
Alcohol alílico	32	0.330	Pentano (n-)	86	0.080
Alcohol heptílico (n-)	86	0.356	Percloroetileno	140	0.078
Alcohol hexílico (n-)	140	0.381	Sodio	68	0.086
Alcohol metílico 100%	176	0.398	Tolueno	167	0.081
80%	77-86	0.104	β-tricloroetano	82	4.83
60%	86	0.094	Tricloroetileno	86	0.095
40%	167	0.091	Fenol (aguarrás)	212	0.088
20%	86	0.091	Vaselina	86	0.125
100%	167	0.090	Xileno (orto-)	140	0.120
Cloruro	5	0.124	Xileno (meta-)	86	0.084
Alcohol propílico (n-)	86	0.154		140	0.082
Alcohol (iso-)	140	0.190		86	0.083
Amoniaco	68	0.234		140	0.081
Amoniaco, acuoso, 26%	68	0.284		86	0.084
Anilina	122	0.114		212	0.078
Benceno	5	0.111		86	0.078
	86	0.089		167	0.074
	140	0.099		122	0.092
	167	0.095		212	49
	86	0.091		410	46
	140	0.090		86	0.086
	5-86	0.29		167	0.084
	68	0.261		122	0.077
	140	0.29		122	0.080
	32-68	0.100		59	0.074
	86	0.092		59	0.106
	140	0.087		68	0.090
				68	0.090

* De Perry, J. H., "Chemical Engineers' Handbook", 3 d ed., Mc-Graw-Hill Book Company Inc., New York, 1950.

TABLA 7: GRAVEDADES ESPECIFICAS Y PESO MOLECULAR DE LIQUIDOS

Compuesto	Mol.	§ *	compuesto	Mol.	s *
Acetaldehído	44.1	0.78	Cloruro de etilo	64.5	0.92
Acetato de amilo	130.2	0.88	Cloruro de metilo	50.5	0.92
Acetato de etilo	88.1	0.90	Cloruro de n-propilo	78.5	0.89
Acetato de metilo	74.9	0.93	Cloruro de sulfúrico	135.0	1.67
Acetona	58.1	0.79	Dibrometano	187.9	2.09
Acetato de butilo	116.2	0.88	Dicloroetano	99.0	1.17
Acetato de vinilo	86.1	0.93	Diclorometano	88.9	1.34
Agua	18.0	1.0	Difenilo	154.2	0.99
Acido acético 100%	60.1	1.05	Eter etílico	74.1	0.71
Acido acético 70%		1.07	Etilbenceno	106.1	0.87
Acido n-butírico	88.1	0.96	Etilglicol	88.1	1.04
Acido i-butírico	88.1	0.96	Fenol	94.1	1.07
Acido clorosulfónico	116.5	1.77	Formiato de etilo	74.1	0.92
Acido fórmico	46.0	1.22	Glicerina 100%	92.1	1.26
Acido nítrico 95%		1.50	Glicerina 50%		1.13
Acido nítrico 60%		1.38	n-heptano	100.2	0.68
Acido propiónico	74.1	0.99	n-hexano	86.1	0.66
Acido sulfúrico 100%	98.1	1.83	Hidróxido de sodio 50%		1.53
Acido sulfúrico 98%		1.84	Yoduro de etilo	155.9	1.93
Acido sulfúrico 60%		1.05	Yoduro de n-propilo	170.0	1.75
Alcohol alílico	58.1	0.86	Mercurio	200.6	3.55
Alcohol amílico	88.2	0.81	Metacresol	108.1	1.03
Alcohol n-butílico	74.1	0.81	Metanol 100%	32.5	0.79
Alcohol i-butílico	74.1	0.82	Metanol 90%		0.82
Alcohol etílico 100%	46.1	0.79	Metanol 40%		0.94
Alcohol etílico 95%		0.81	Metiletilcetona	72.1	0.81
Alcohol etílico 40%		0.94	Naftaleno	128.1	1.14
Alcohol isopropílico	60.1	0.79	Nitrobenceno	123.1	1.20
Alcohol octílico	30.23	0.82	Nitrotolueno, orto	137.1	1.16
Alcohol n-propílico	60.1	0.80	Nitrotolueno, meta	137.1	1.16
Amoniaco 100%	17.0	0.61	Nitrotolueno, para	137.1	1.29
Amoniaco 26 %		0.91	n-octano	114.2	0.70
Anhídrido acético	02.1	1.08	Oxalato de dietilo	146.1	1.08
Anilina	93.1	1.02	Oxalato de dimetilo	118.1	1.43
Anisol	08.1	0.99	Oxalato de dipropilo	174.1	1.02
Benceno	78.1	0.88	Pentacloroetano	202.3	1.67
Bióxido de azufre	64.1	1.38	n-pentano	72.1	0.63
Bióxido de carbono	44.0	1.29	Propano	44.1	0.59
Bisulfuro de carbono	76.1	1.26	Salmuera, Ca Cl, 25%		1.23
Bromotolueno, orto	71.0	1.42	Salmuera, Na Cl, 25%		1.19
Bromotolueno, meta	71.0	1.41	Sodio	23.0	0.97
Bromotolueno, para	71.0	1.39	Tetracloroetano	167.9	1.60
Bromuro de etilo	08.9	1.43	Tetracloroetileno	165.9	1.63
Bromuro de n-propilo	23.0	1.35	Tetracloruro de carbono	153.8	1.60
n-butano	58.1	0.60	Tetracloruro de titanio	189.7	1.73
i-butano	58.1	0.60	Tribromuro de fósforo	270.8	2.85
Ciclohexanol	00.2	0.96	Tricloruro de arsénico	181.3	2.16
Clorobenceno	12.6	1.11	Tricloruro de fósforo	137.4	1.57
Cloroformo	19.4	1.49	Tricloroetileno	131.4	1.46
Clorotolueno, orto	26.6	1.08	Tolueno	92.1	0.87
Clorotolueno, meta	26.6	1.07	xileno, orto	106.1	0.87
Clorotolueno, para	26.6	1.07	Xileno, meta		0.86
Cloruro estánico	160.5	2.23	Xileno, para		0.86

* Aproximadamente a 68°F. Estos valores serán satisfactorios, sin extrapolación, para la mayoría de los problemas de ingeniería.

TABLA 8: DATOS DE TUBOS PARA CONDENSADORES E INTERCAMBIADORES DE CALOR

Tubo DE, plg	BWG	Espesor de la pared,	DI, plg	Area de flujo por tubo, plg ²	Superficie por pie lin. pies ²		Peso por pie lineal, lb, de acero
					Exterior	Interior	
½	12	0.109	0.282	0.0625	0.1309	0.0748	0.493
	14	0.083	0.334	0.0876		0.0874	0.403
	16	0.065	0.370	0.1076		0.0969	0.329
	18	0.049	0.402	0.127		0.1052	0.258
	20	0.035	0.430	0.145		0.1125	0.190
¾	10	0.134	0.482	0.182	0.1963	0.1263	0.965
	11	0.120	0.510	0.204		0.1335	0.884
	12	0.109	0.532	0.223		0.1393	0.817
	13	0.095	0.560	0.247		0.1466	0.727
	14	0.083	0.584	0.268		0.1529	0.647
	15	0.072	0.606	0.289		0.1587	0.571
	16	0.065	0.620	0.302		0.1623	0.520
	17	0.058	0.634	0.314		0.1660	0.469
	18	0.049	0.652	0.334		0.1707	0.401
1	8	0.165	0.670	0.355	0.2618	0.1754	1.61
	9	0.148	0.704	0.389		0.1843	1.47
	10	0.134	0.732	0.421		0.1916	1.36
	11	0.120	0.760	0.455		0.1990	1.23
	12	0.109	0.782	0.479		0.2048	1.14
	13	0.095	0.810	0.515		0.2121	1.00
	14	0.083	0.834	0.546		0.2183	0.890
	15	0.072	0.856	0.576		0.2241	0.781
	16	0.065	0.870	0.594		0.2277	0.710
	17	0.058	0.884	0.613		0.2314	0.639
18	0.049	0.902	0.639	0.2361	0.545		
1¼	8	0.165	0.920	0.665	0.3271	0.2409	2.09
	9	0.148	0.954	0.714		0.2498	1.91
	10	0.134	0.982	0.757		0.2572	1.75
	11	0.120	1.01	0.800		0.2644	1.58
	12	0.109	1.03	0.836		0.2701	1.45
	13	0.095	1.06	0.884		0.2775	1.28
	14	0.083	1.08	0.923		0.2839	1.13
	15	0.072	1.11	0.960		0.2896	0.991
	16	0.065	1.12	0.985		0.2932	0.900
	17	0.058	1.13	1.01		0.2969	0.808
18	0.049	1.15	1.04	0.3015	0.688		
1½	8	0.165	1.17	1.075	0.3925	0.3063	2.57
	9	0.148	1.20	1.14		0.3152	2.34
	10	0.134	1.23	1.19		0.3225	2.14
	11	0.120	1.26	1.25		0.3299	1.98
	12	0.109	1.28	1.29		0.3356	1.77
	13	0.095	1.31	1.35		0.3430	1.56
	14	0.083	1.33	1.40		0.3492	1.37
	15	0.072	1.36	1.44		0.3555	1.20
	16	0.065	1.37	1.47		0.3587	1.09
	17	0.058	1.38	1.50		0.3623	0.978
18	0.049	1.40	1.54	0.3670	0.831		

FIGURA 1: CALORES ESPECIFICOS DE LIQUIDOS

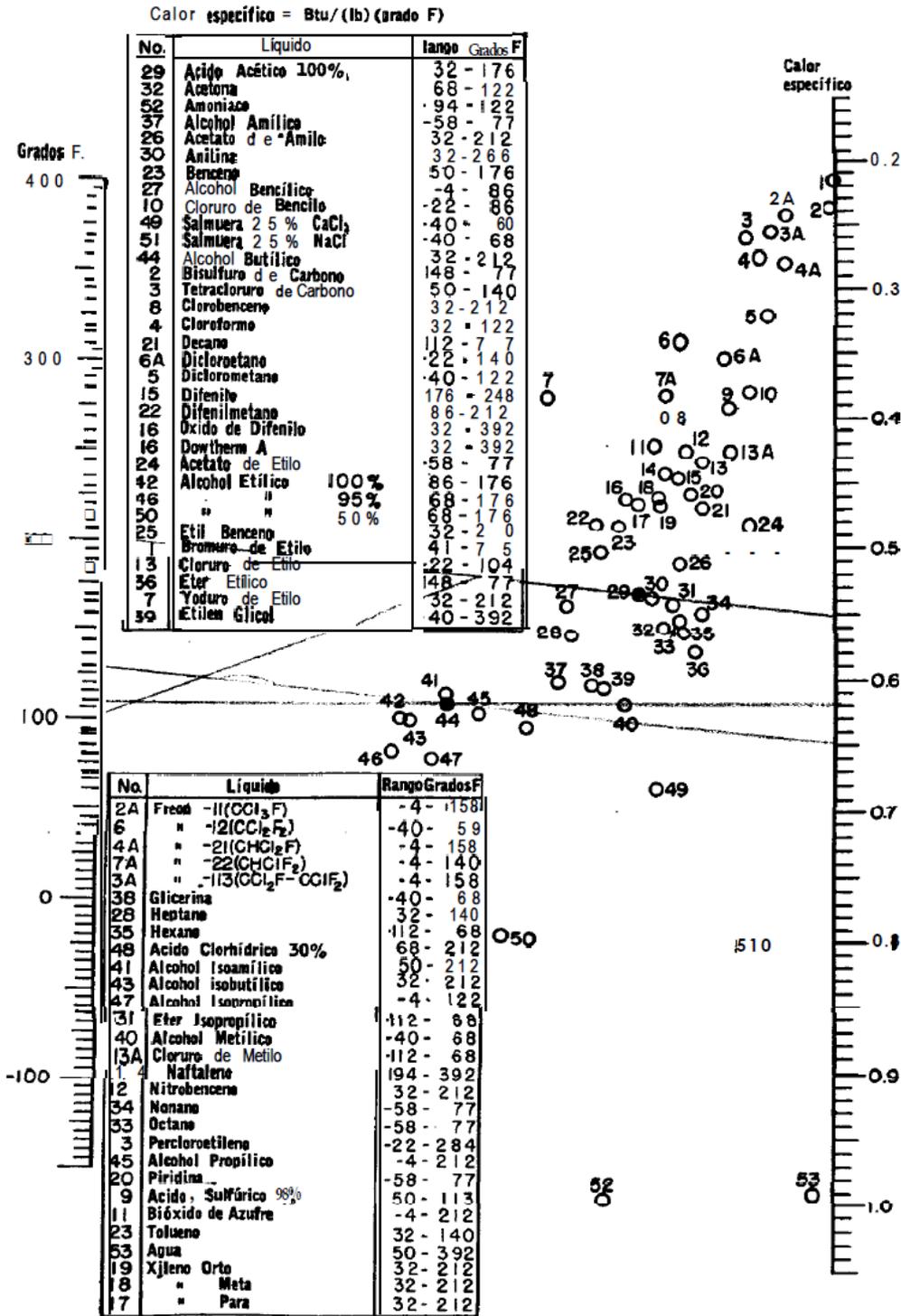


FIG. 2. Calores específicos de líquidos. (Chilton, Colburn, and Vernon, basados principalmente en datos de las Tablas Internacionales de Valores Críticos. Perry "Chemical Engineers' Handbook", 3d ed., McGraw-Hill Book Company, Inc. New York, 1950)

FIGURA 2: VISCOSIDADES DE LIQUIDOS

No.	Liquid	X	Y	No.	Liquid	X	Y
1	Acetaldehyde	15.2	4.8	56	Freon-22	17.2	4.7
2	Acetic acid, 100 %	12.1	14.2	57	Freon-113	12.5	11.4
3	Acetic acid, 70 %	9.5	17.0	58	Glycerol, 100 %	2.0	30.0
4	Acetic anhydride	12.7	12.8	59	Glycerol, 50 %	6.9	19.6
5	Acetone, 100 %	14.5	7.2	60	Heptene	14.1	8.4
6	Acetone, 35 %	7.9	15.0	61	Hexane	14.7	7.0
7	Allyl alcohol	10.2	14.3	62	Hydrochloric acid, 31.5 %	13.0	16.6
8	Ammonia, 100 %	12.6	2.0	63	Isobutyl alcohol	7.1	18.0
9	Ammonia, 26 %	10.1	13.9	64	Isobutyric acid	12.2	14.4
10	Amyl acetate	11.8	12.5	65	Isopropyl alcohol	8.2	16.0
11	Amyl alcohol	7.5	18.4	66	Kerosene	10.2	16.9
12	Aniline	8.1	18.7	67	Linseed oil, raw	7.5	27.2
13	Anisole	12.3	13.5	68	Mercury	18.4	16.4
14	Arsenic trichloride	13.9	14.5	69	Methanol, 100 %	12.4	10.5
15	Benzene	12.5	10.9	70	Methanol, 90 %	12.3	11.8
16	Brine, CaCl ₂ , 25 %	6.6	15.9	71	Methanol, 40 %	7.8	15.5
17	Brine, NaCl, 25 %	10.2	16.6	72	Methyl acetate	14.2	8.2
18	Bromine	14.2	13.2	73	Methyl chloride	15.0	3.8
19	Bromotoluene	20.0	15.9	74	Methyl ethyl ketone	13.9	8.6
20	Butyl acetate	12.3	11.0	75	Naphthalene	7.9	18.1
21	Butyl alcohol	8.6	17.2	76	Nitric acid, 95 %	12.8	13.8
22	Butyric acid	12.1	15.3	77	Nitric acid, 60 %	10.8	17.0
23	Carbon dioxide	11.6	0.3	78	Nitrobenzene	10.6	16.2
24	Carbon disulphide	16.1	7.5	79	Nitrotoluene	11.0	17.0
25	Carbon tetrachloride	12.7	13.1	80	Octane	13.7	10.0
26	Chlorobenzene	12.3	12.4	81	Oetyl alcohol	6.8	21.1
27	Chloroform	14.4	10.2	82	Pentachloroethane	10.9	17.3
28	Chlorosulfonic acid	11.2	18.1	83	Pentane	14.9	5.2
29	Chlorotoluene, ortho	13.0	13.3	84	Phenol	6.9	29.8
30	Chlorotoluene, meta	13.3	12.5	85	Phosphorus tribromide	13.8	16.7
31	Chlorotoluene para	13.3	12.5	86	Phosphorus trichloride	16.2	10.9
32	Cresol, meta	2.5	20.8	87	Propionic acid	12.8	13.8
33	Cyclohexanol	2.9	24.3	88	Propyl alcohol	9.1	16.5
34	Dibromoethane	12.7	15.8	89	Propyl bromide	14.5	9.6
35	Dichloroethane	13.2	12.2	90	Propyl chloride	14.4	7.5
36	Dichloromethane	14.6	8.9	91	Propyl iodide	14.1	11.6
37	Diethyl oxalate	11.0	16.4	92	Sodium	16.4	13.9
38	Dimethyl oxalate	12.3	15.8	93	Sodium hydroxide, 50 %	3.2	25.8
39	Diphenyl	12.0	18.3	94	Stannic chloride	13.5	12.8
40	Dipropyl oxalate	10.3	17.7	95	Sulphur dioxide	15.2	7.1
41	Ethyl acetate	13.7	9.1	96	Sulphuric acid, 110 %	7.2	27.4
42	Ethyl alcohol, 100 %	10.5	13.8	97	Sulphuric acid, 98 %	7.0	24.8
43	Ethyl alcohol, 95 %	9.8	14.3	98	Sulphuric acid, 60 %	10.2	21.3
44	Ethyl alcohol, 40 %	6.5	16.6	99	Sulphuryl chloride	15.2	12.4
45	Ethyl benzene	13.2	11.5	100	Tetrachloroethane	11.9	15.7
46	Ethyl bromide	14.5	8.1	101	Tetrachloroethylene	14.2	12.7
47	Ethyl chloride	14.8	6.0	102	Titanium tetrachloride	14.4	12.3
48	Ethyl ether	14.5	5.3	103	Toluene	13.7	10.4
49	Ethyl formate	14.2	8.4	104	Trichloroethylene	14.8	10.6
50	Ethyl iodide	14.7	10.3	105	Turpentine	11.5	14.9
51	Ethylene glycol	6.0	23.6	106	Vinyl acetate	14.0	8.8
52	Formic acid	10.7	15.8	107	Water	10.2	13.0
53	Freon-11	14.4	9.0	108	Xylene, ortho	13.5	12.1
54	Freon-12	16.8	5.6	109	Xylene, meta	13.9	10.6
55	Freon-21	15.7	7.5	110	Xylene, para	13.9	10.9

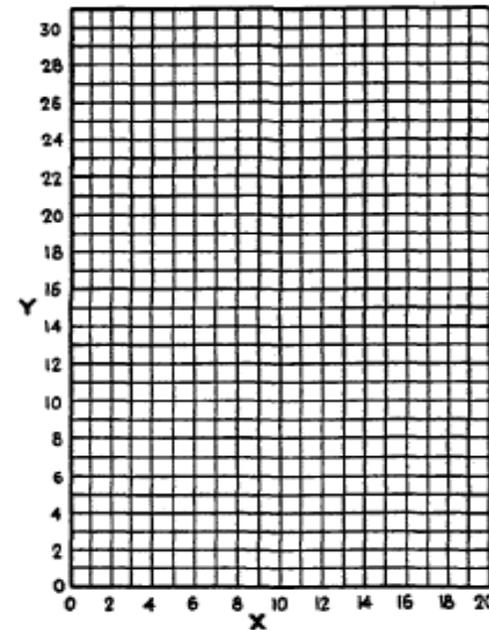
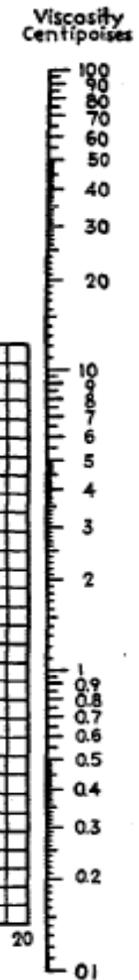
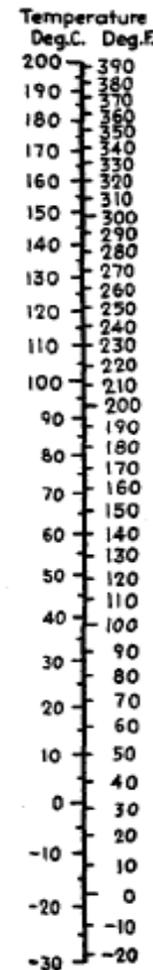
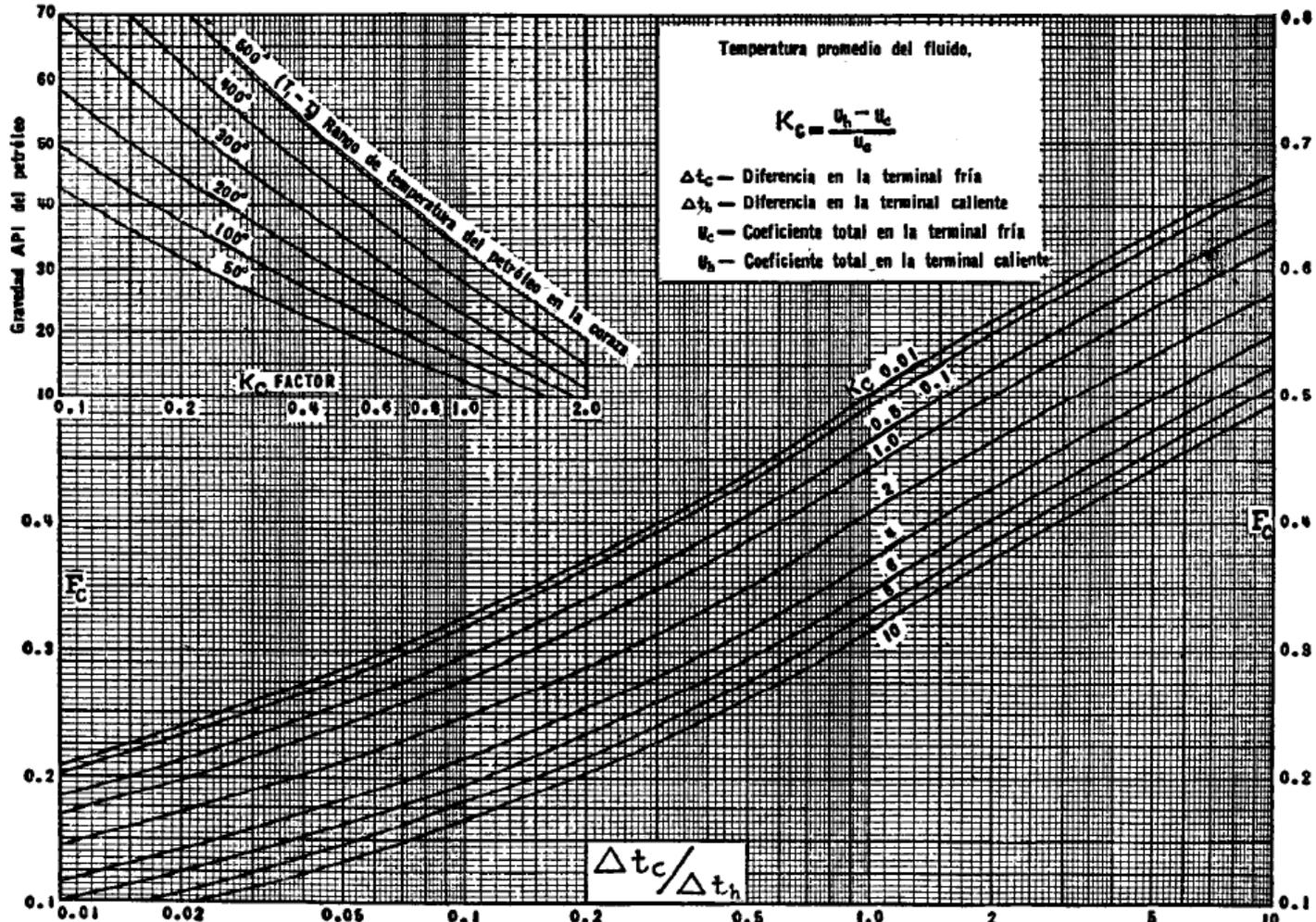
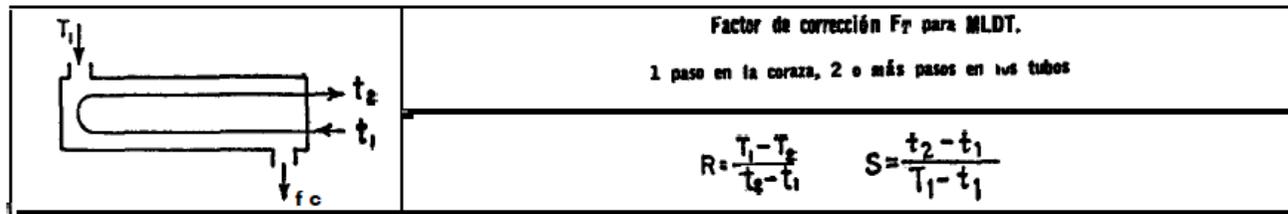
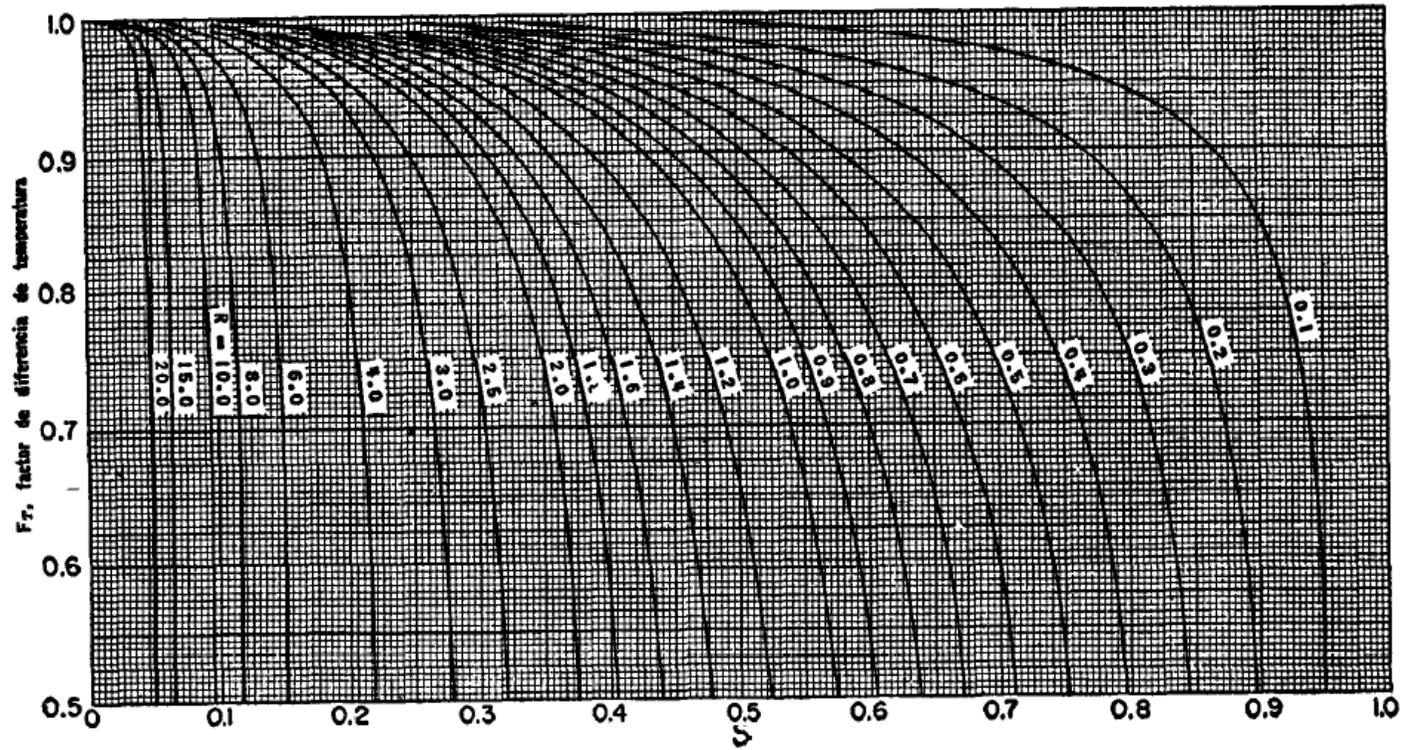


FIGURA 3: FACTOR F DE TEMPERATURA CALORICA



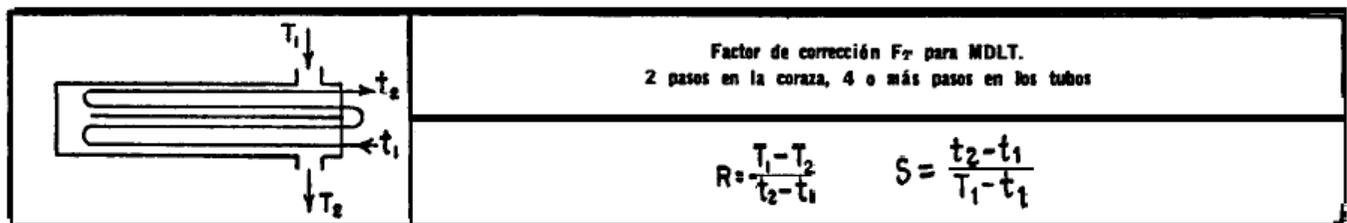
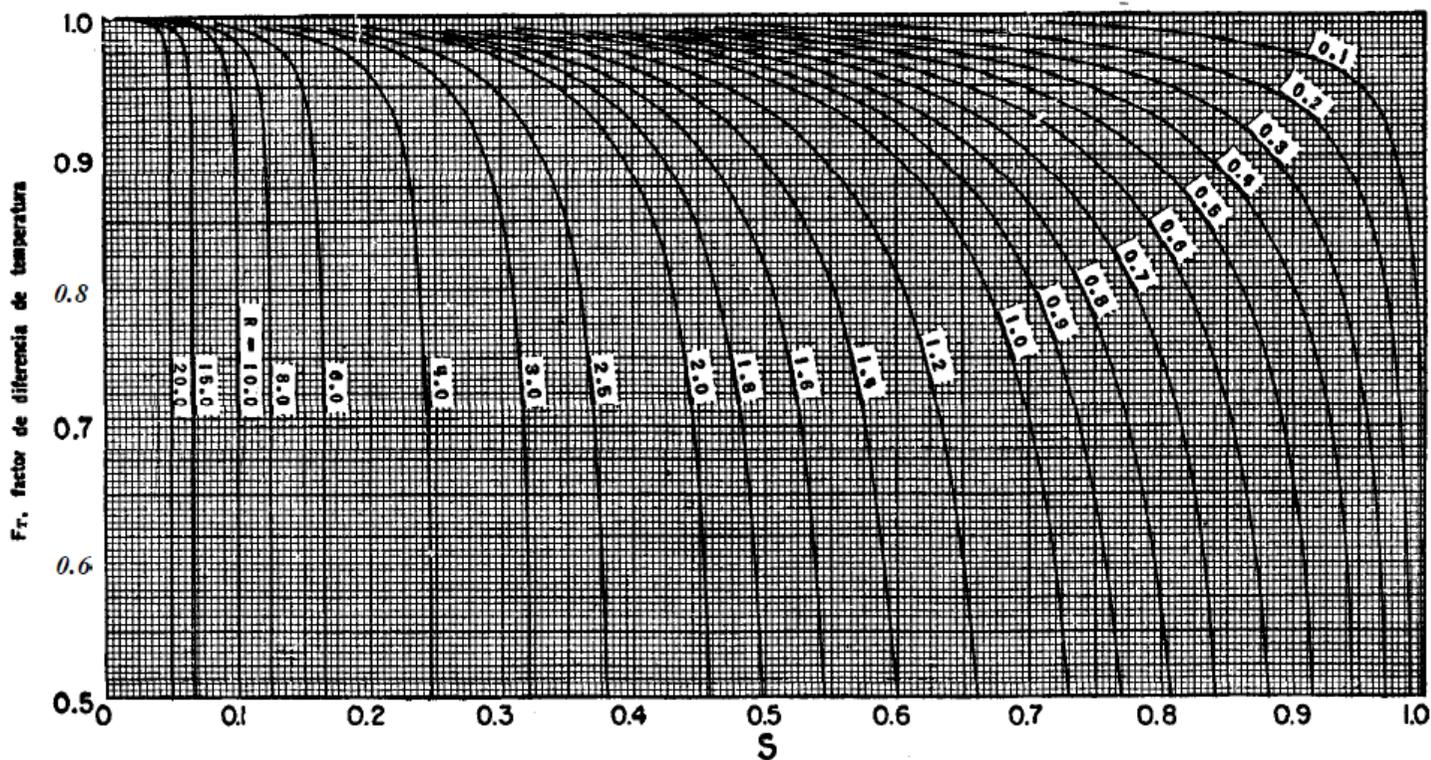
Factor F de temperatura calórica. (Standards of Tubular Exchanger Manufacturers Association, 2a. ed., New York, 1949)

FIGURA 4: FACTOR DE CORRECCION MLDT



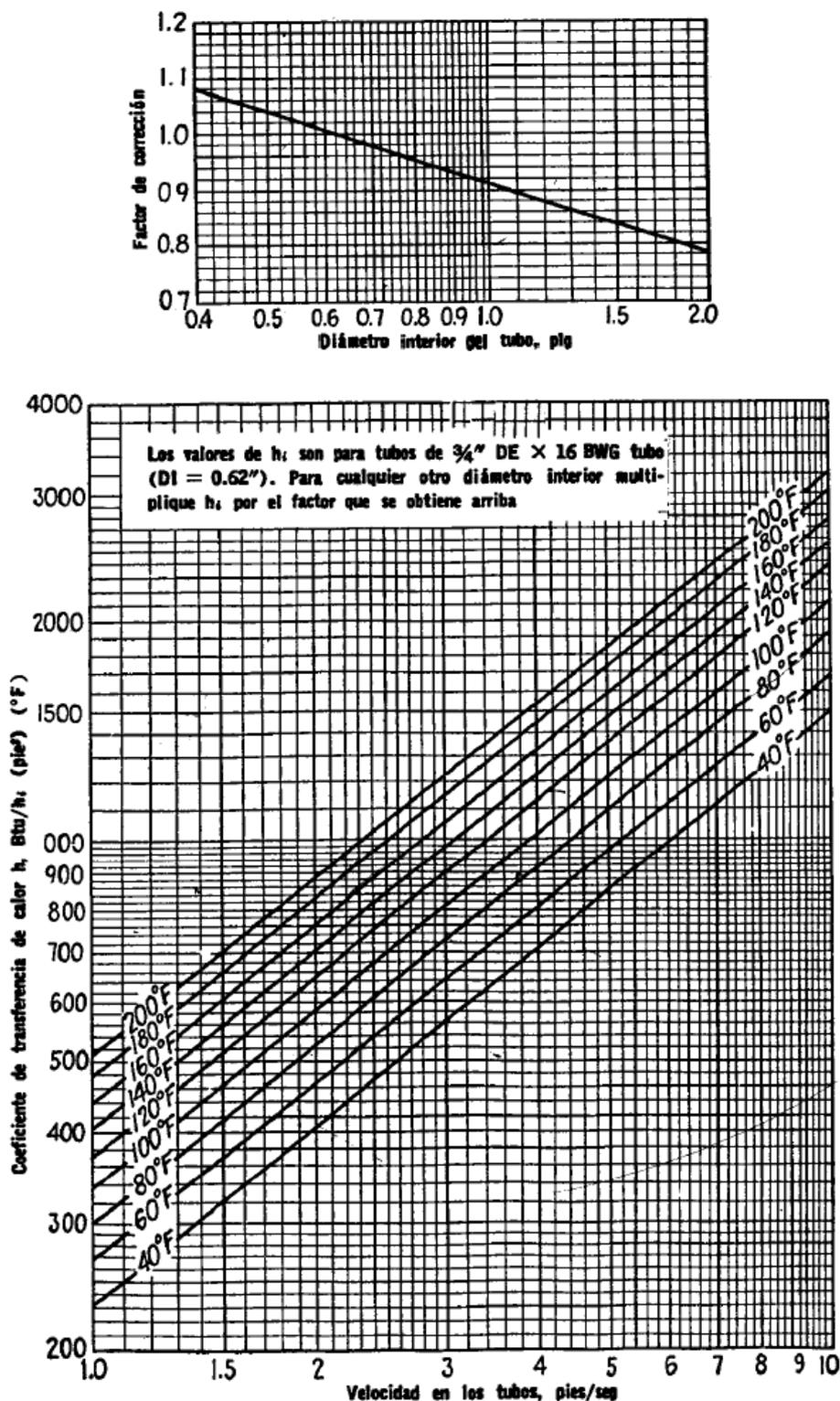
. Factores de corrección MLDT para intercambiadores 1-2. (*Standards of Tubular Exchanger Manufacturers Association, 2a. ed., New York, 1949*)

FIGURA 5: FACTOR DE CORRECCION DE MLDT



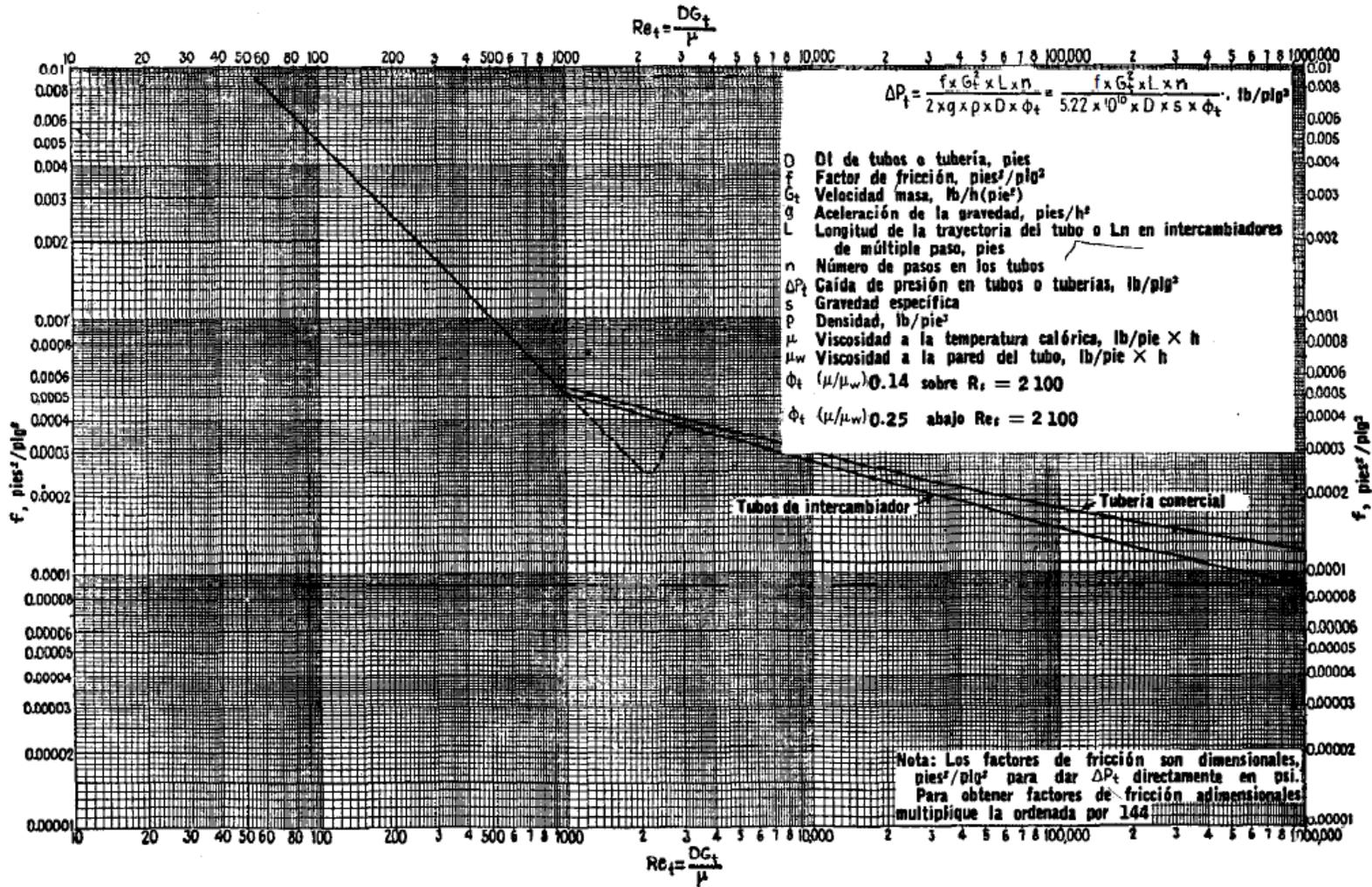
Factores de corrección MLDT para intercambiadores 2-4. (*Standards of Tubular Exchanger Manufacturers Association 2a. ed., New York, 1949*)

FIGURA 6: CURVA DE TRANSFERENCIA DE CALOR AGUA EN LOS TUBOS



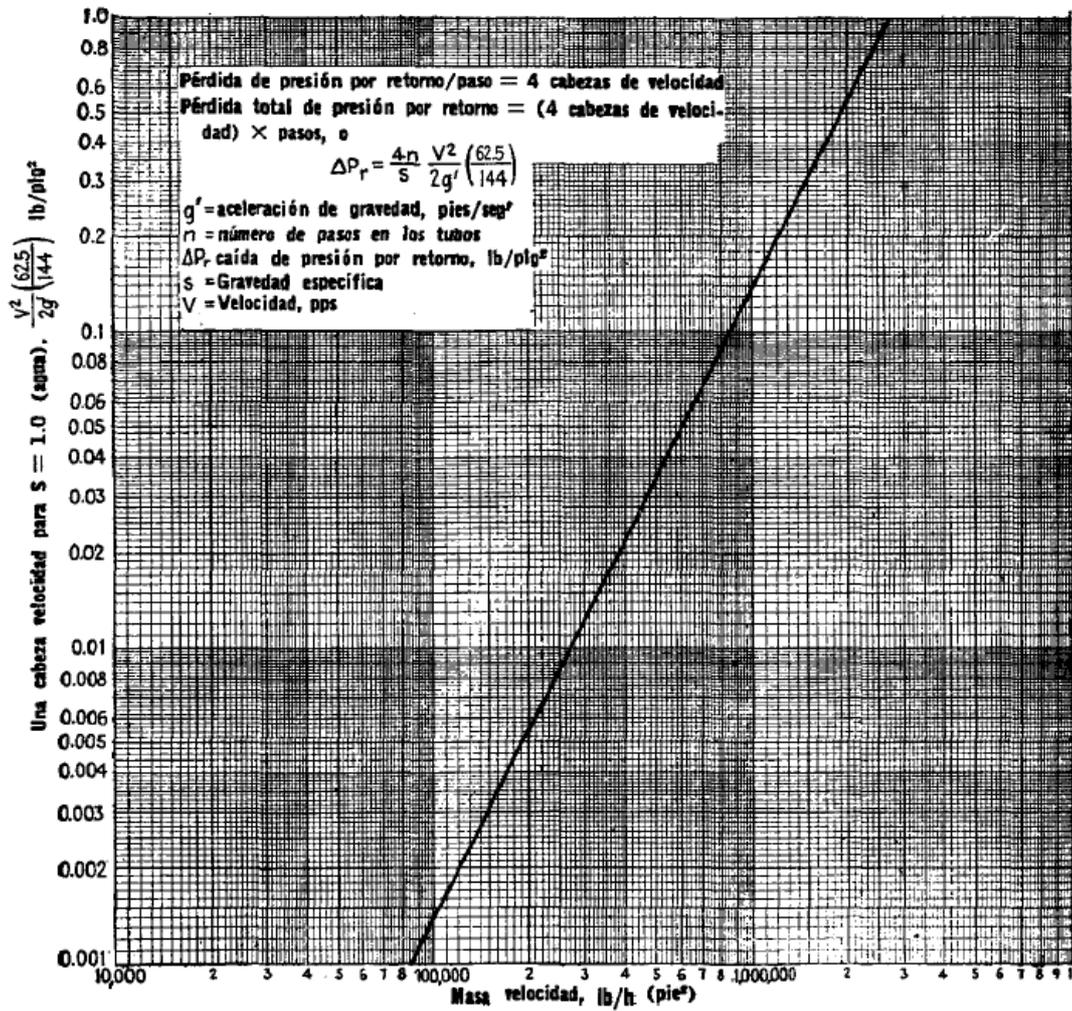
Curva de transferencia de calor, agua en los tubos. [Adaptada de Eagle y Ferguson, Proc Roy., Soc. A127, 540 (1930)]

FIGURA 7: FACTORES DE FRICCIÓN PARA LADO DE TUBO



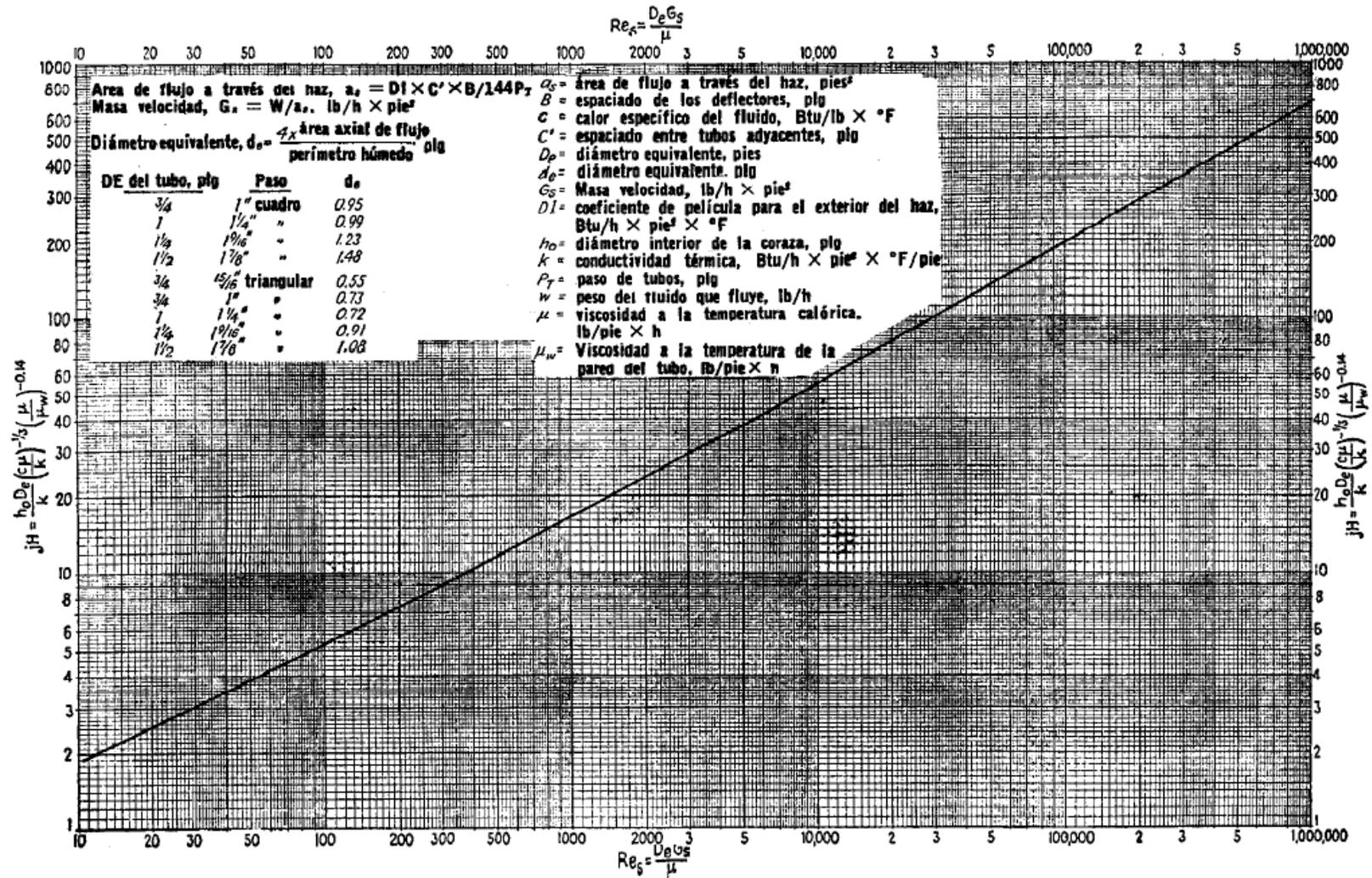
Factores de fricción, para lado de tubo. (Standards Exchanger Manufacturers Association, 2a. ed., New York, 1949)

FIGURA 8: PERDIDA DE PRESION POR RETORNO LADO DE TUBOS



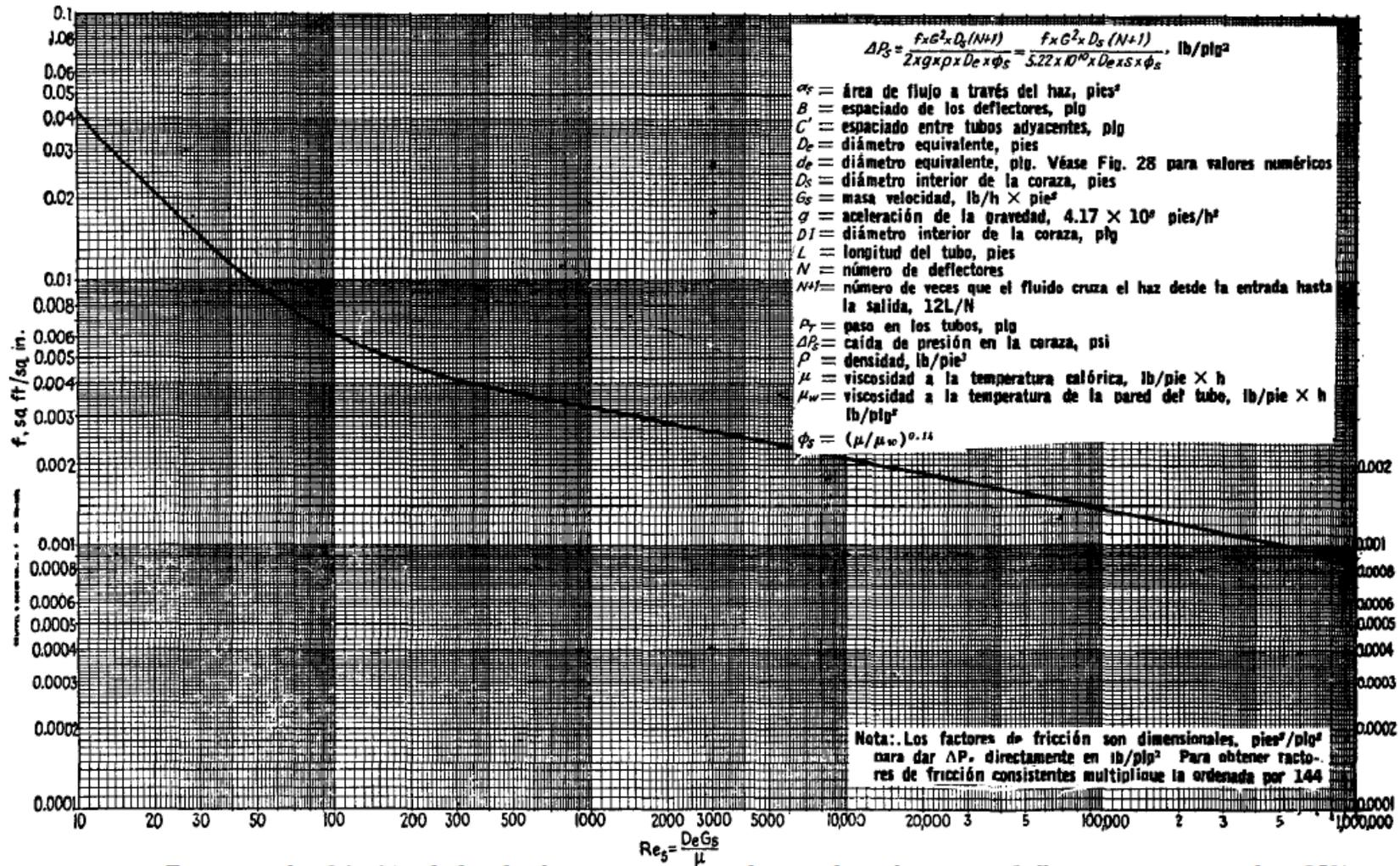
Pérdida de presión por retorno, lado de tubos

FIGURA 9: CURVA TRANSFERENCIA DE CALOR. DEFLECTORES 25%

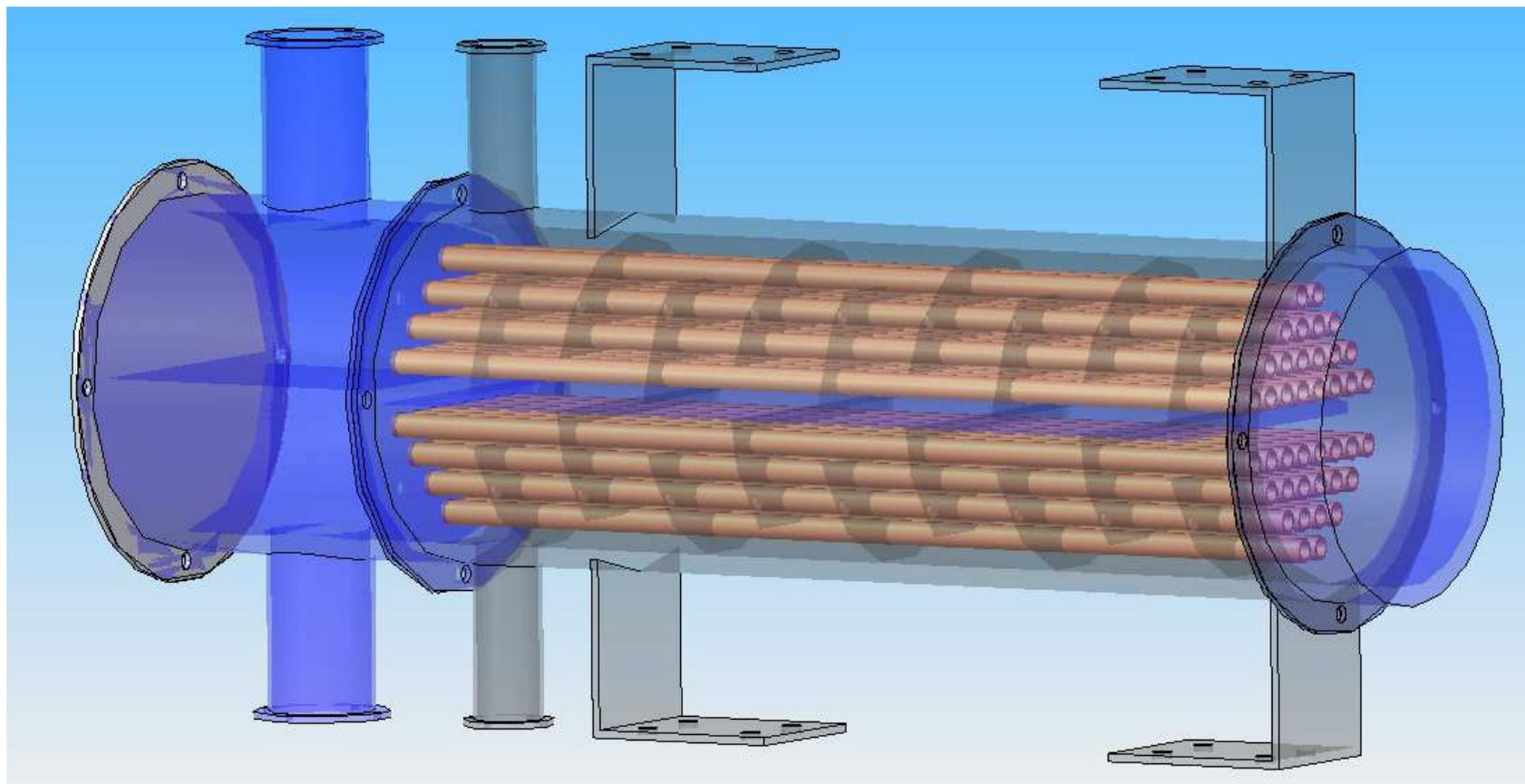


Curva de transferencia de calor para lado de la coraza con haz de tubos con deflectores segmentados 25%

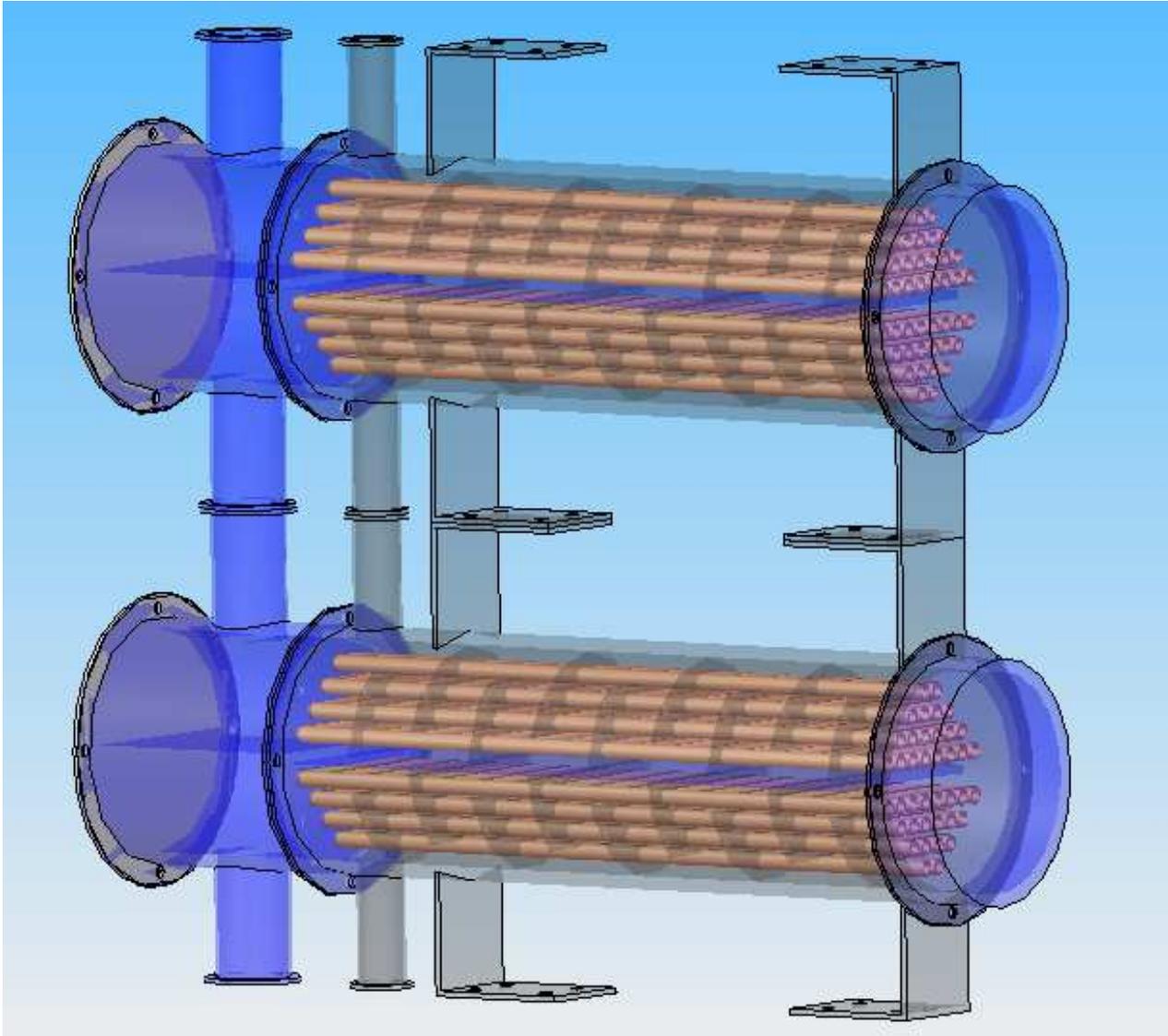
FIGURA 10: FACTORES DE FRICCION LADOR CORAZA



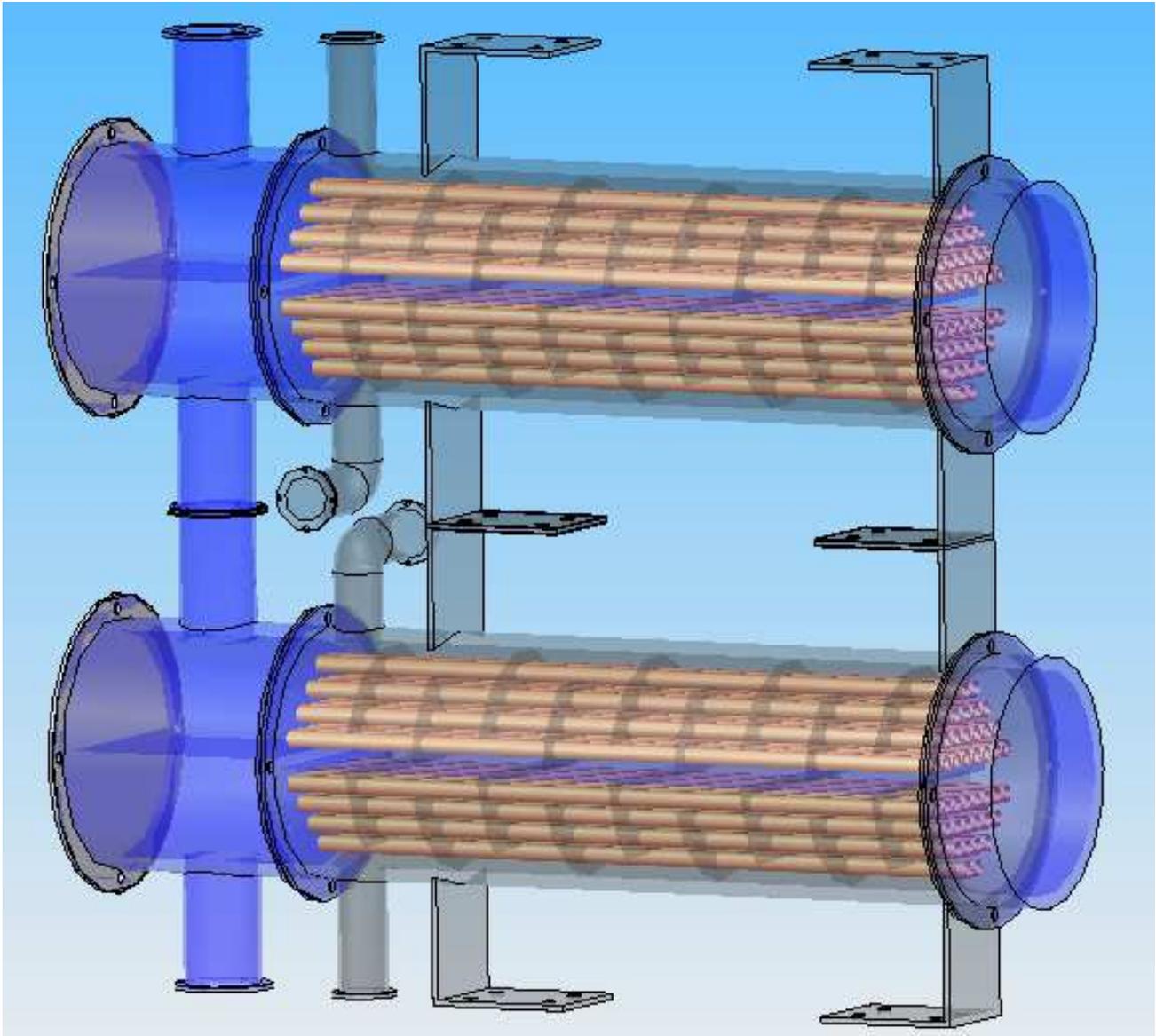
ISOMÉTRICO MODELO 1.1. 20 TUBOS



ISOMÉTRICO MODELO 2.1. 20 TUBOS

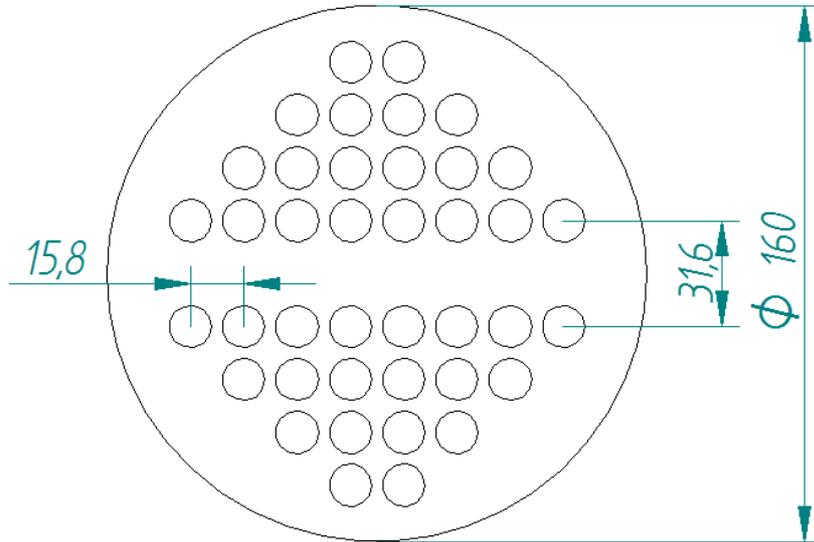


ISOMÉTRICO MODELO 2.2. 20 TUBOS

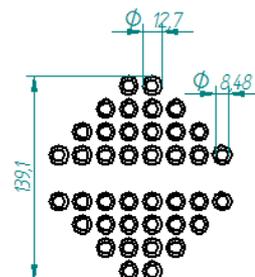
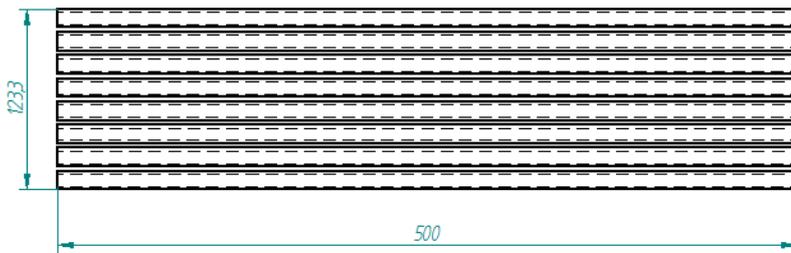


PLANOS GENERALES

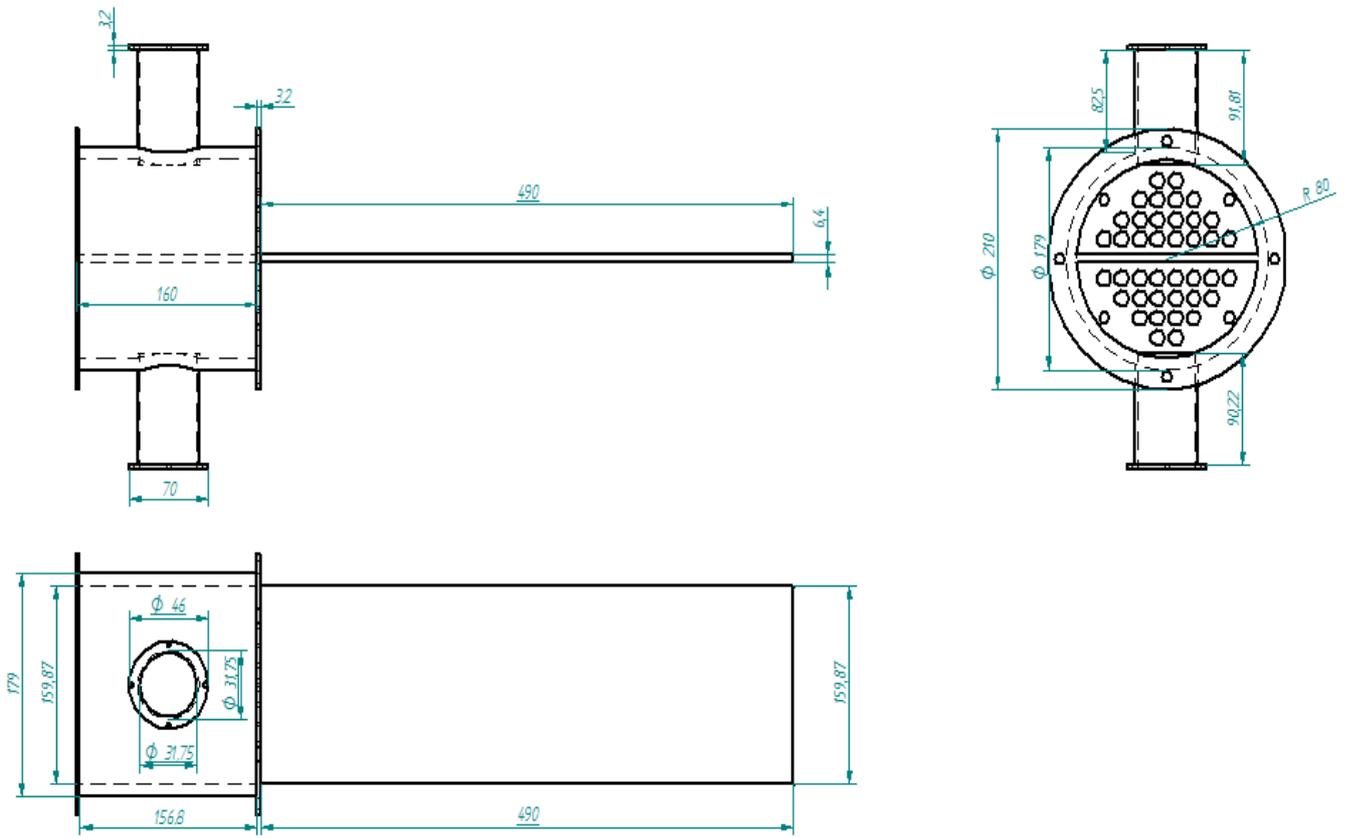
Tapa porta tubos



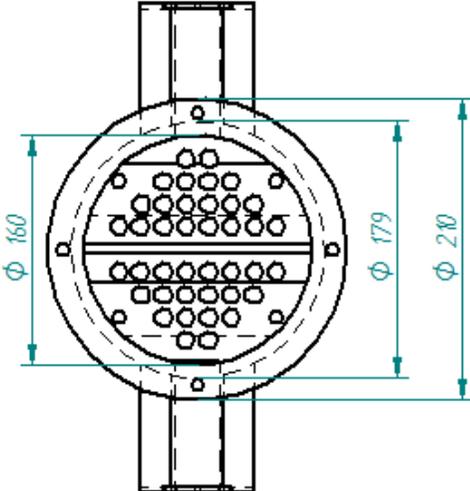
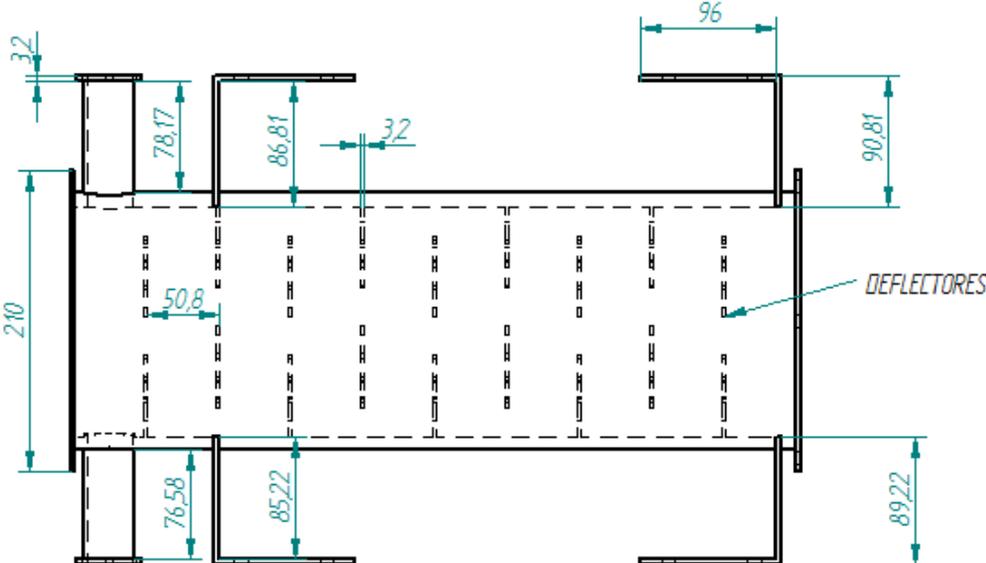
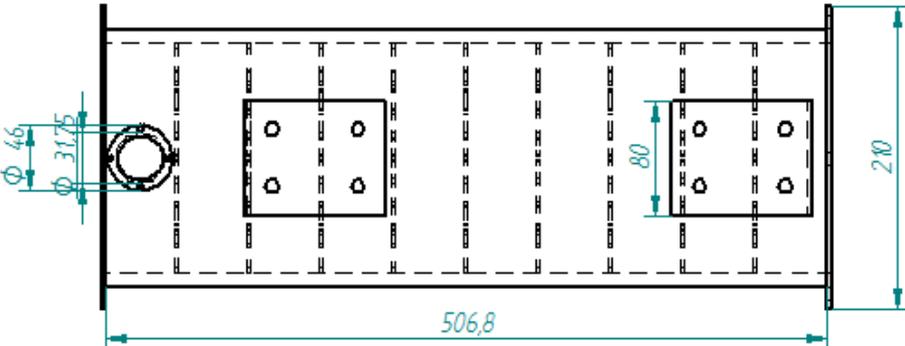
Banco de Tubos



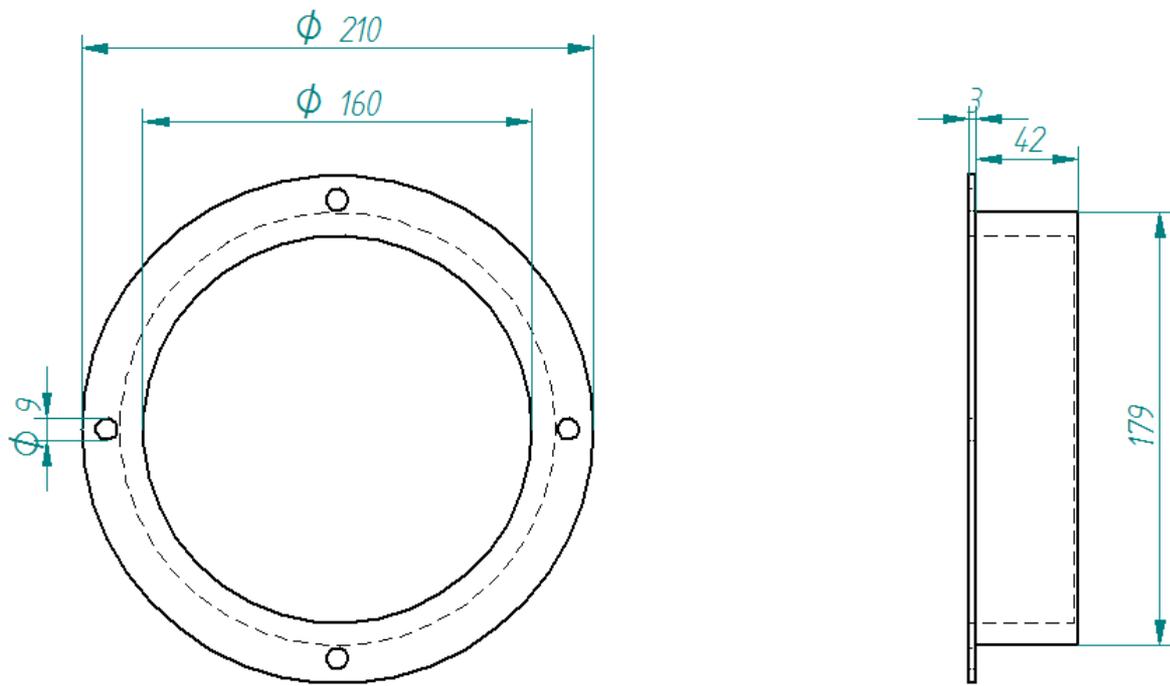
Cabezal



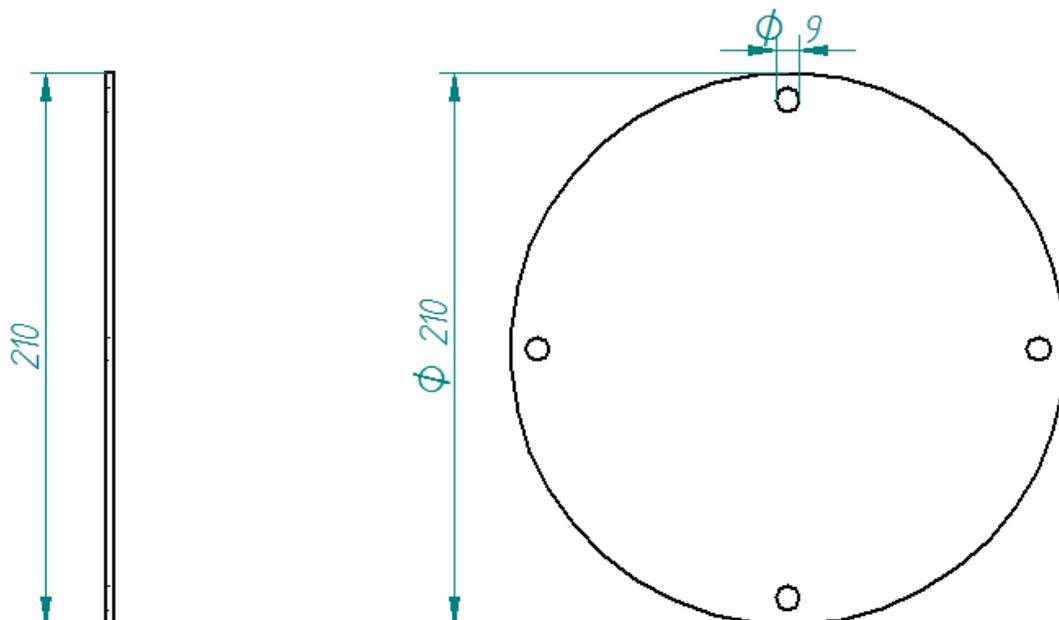
Carcaza



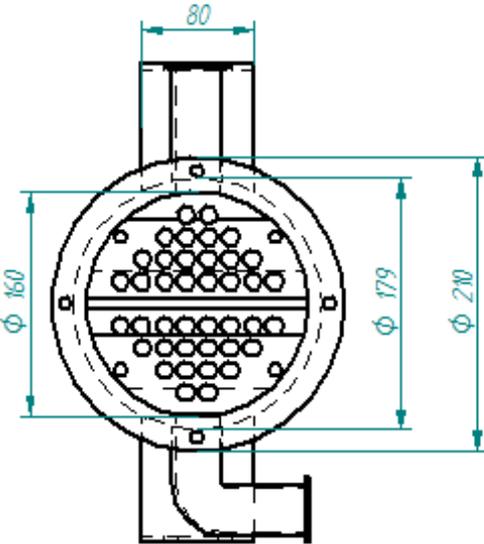
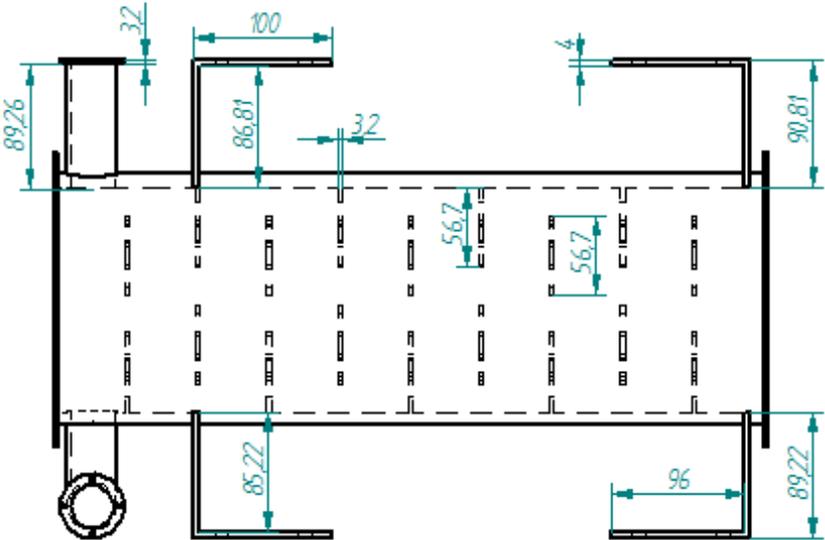
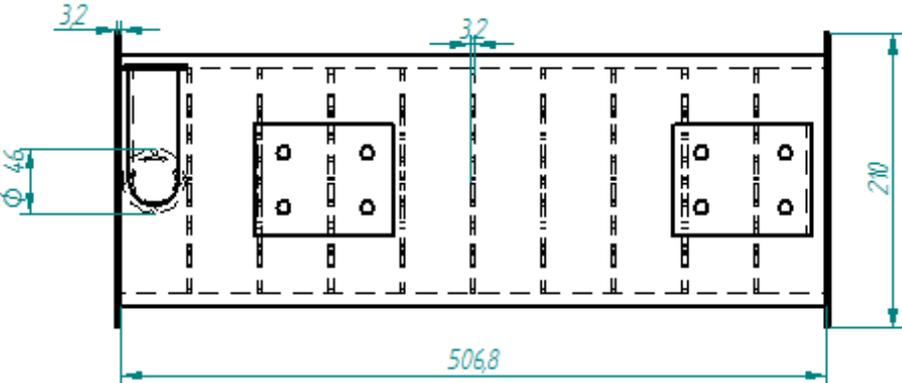
Tapa posterior



Tapa ciego

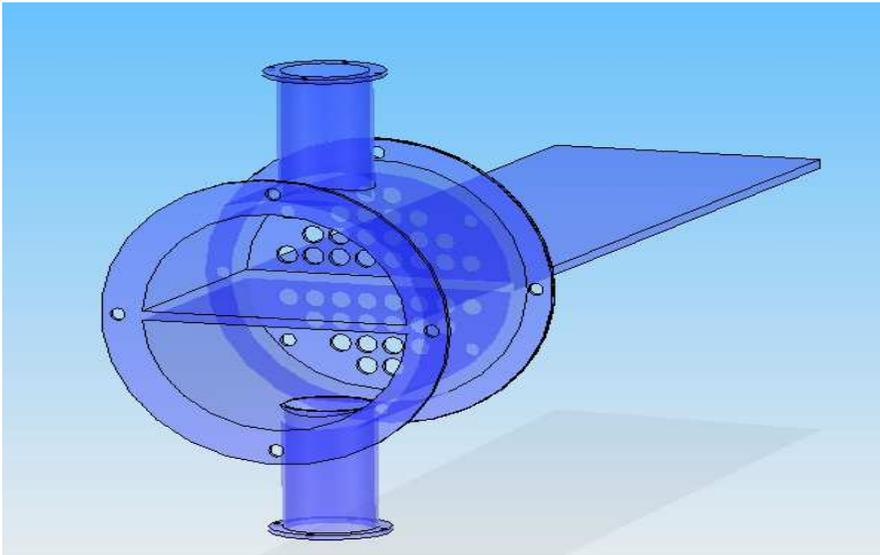
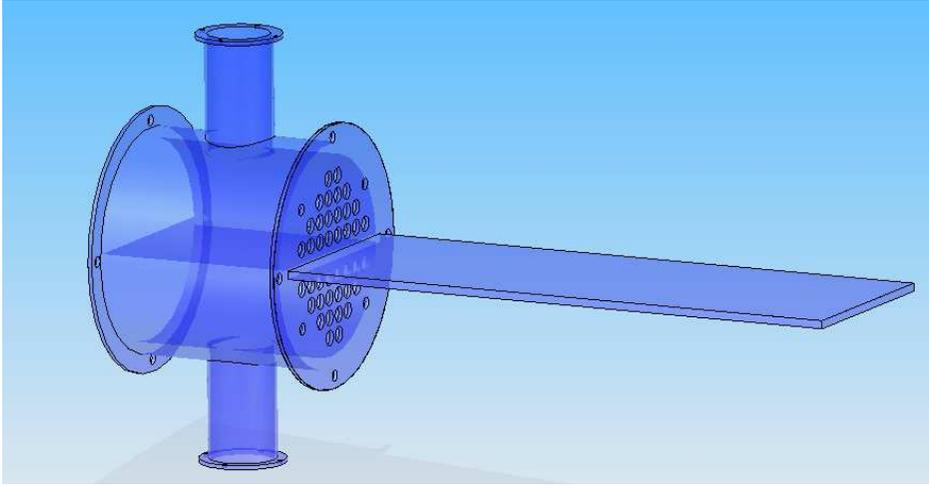


Carcaza modulo 2.2

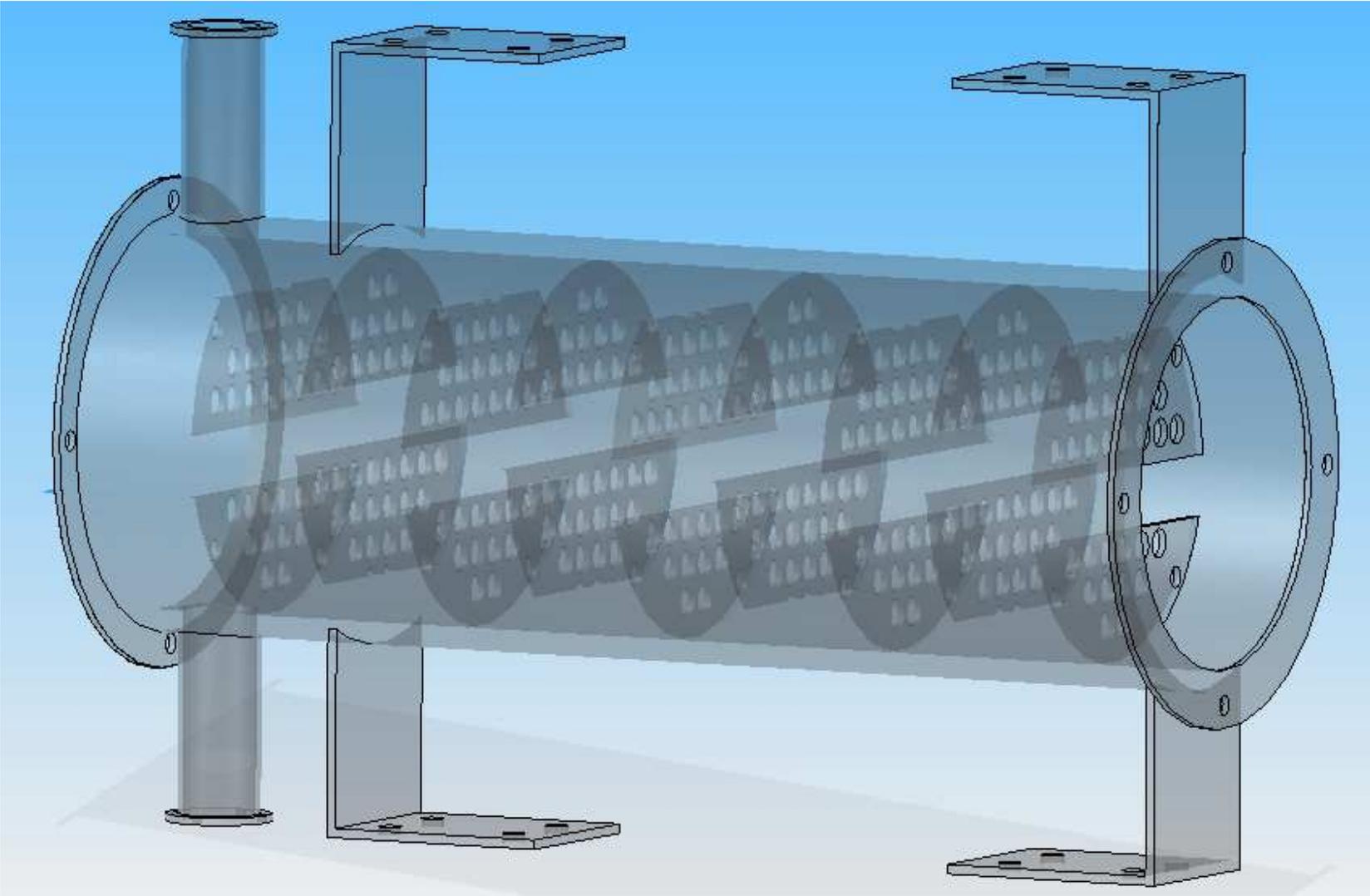


ISOMÉTRICOS DE PARTES DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR

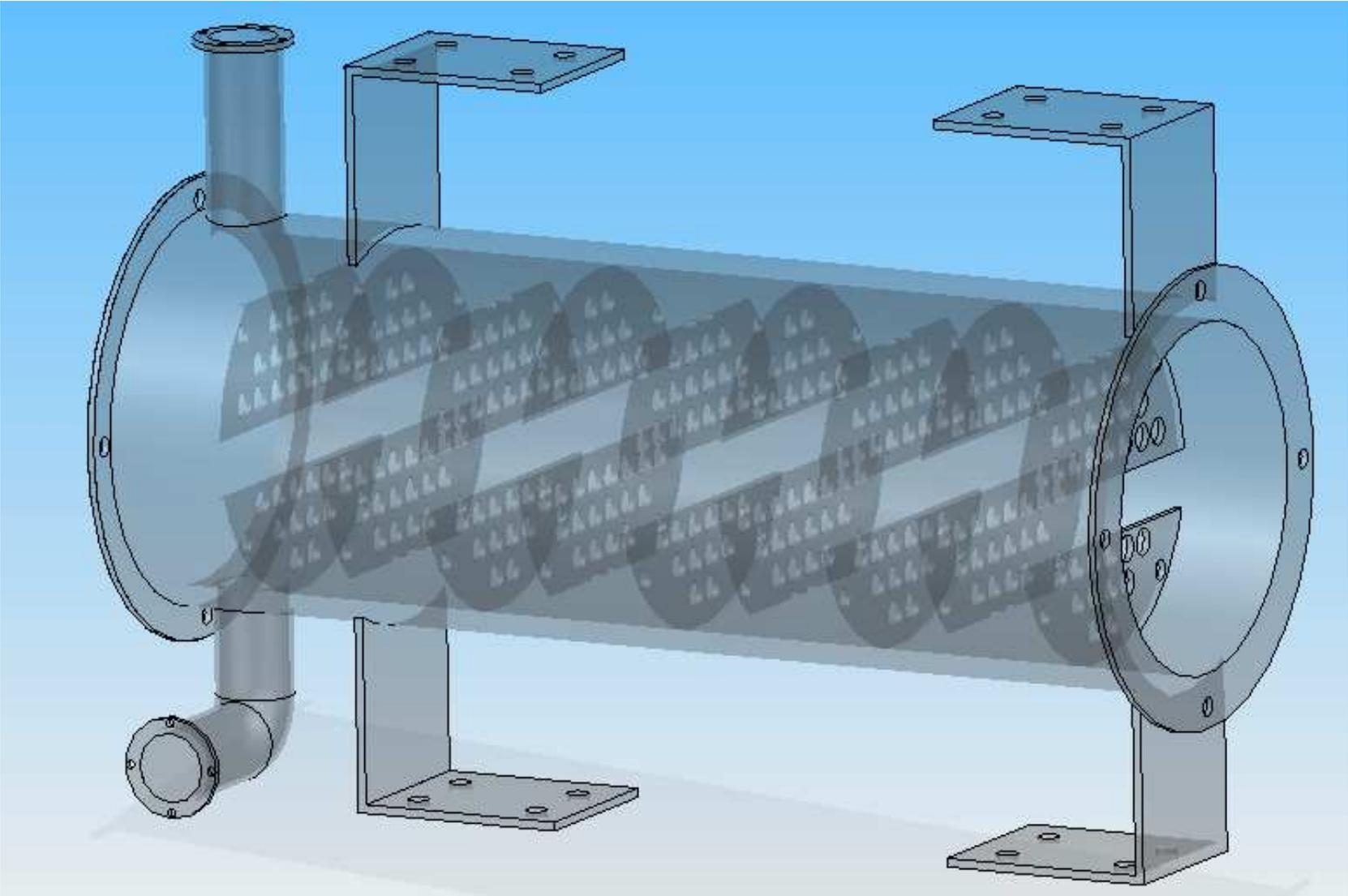
CABEZAL



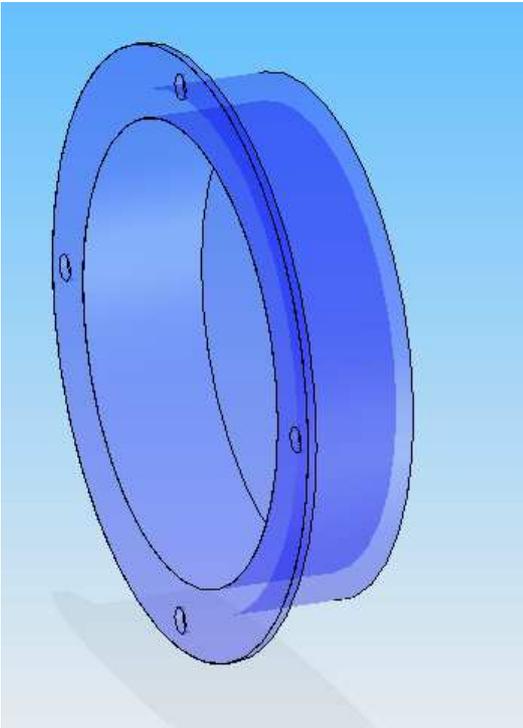
CARCAZA NORMAL



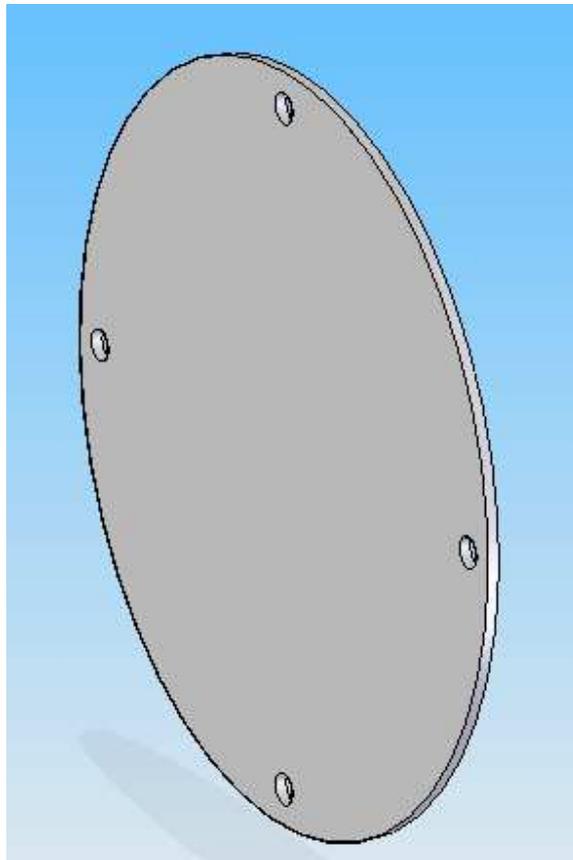
CARCAZA MODELO 2.2



TAPA POSTERIOR



TAPA



BANCO DE TUBOS

