



ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL

FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA

TOPICO DE GRADUACION

**"DISEÑO DE INTERCAMBIADORES TUBO - CORAZA
PARA ENFRIAR EL AGUA DEL SISTEMA DE
ENFRIAMIENTO DE MOTORES A DIESEL"**

**Previa a la obtención del Título de:
INGENIERO MECANICO**

Elaborado por:

Carlos Johnny Taipe Pesantes

Guayaquil - Ecuador

1.992 - 1.993

DEDICACION:

A DIOS

A MI FAMILIA

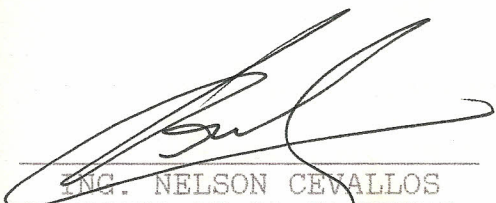
A MIS HERMANOS EN LA FE DE JESUCRISTO

DECLARACION EXPRESA

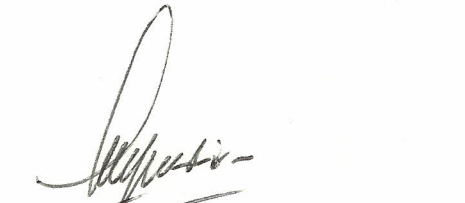
La responsabilidad por los hechos, ideas y doctrinas expuestas en este proyecto de grado me corresponden exclusivamente; y el patrimonio intelectual del mismo, a la ESPOL. (Reglamento del Tópico de Graduación)



INGENIERO CARLOS TAIPE



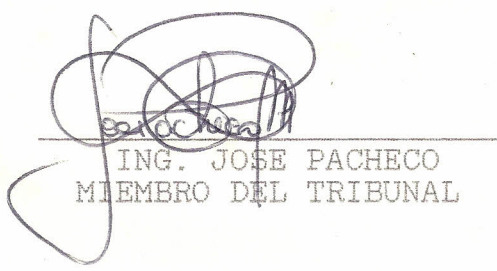
ING. NELSON CEVALLOS
DECANO DE LA FACULTAD
DE INGENIERIA MECANICA



ING. JORGE DUQUE
DIRECTOR
TOPICO DE GRADUACION



ING. FRANCISCO SANTELLI
MIEMBRO DEL TRIBUNAL



ING. JOSE PACHECO
MIEMBRO DEL TRIBUNAL

RESUMEN

Los objetivos del presente Proyecto de Grado son los siguientes:

- a. Diseñar mediante un programa de computadora un intercambiador Coraza-Tubo por el método Bell-Delaware para enfriar el agua del sistema de enfriamiento, motores Diesel.
- b. Aplicar el programa de Diseños de Intercambiadores Coraza-Tubo para un motor diesel en particular.
- c. Comparar el método Bell-Delaware con el método de Kern.
- d. Estudio del proceso de manufactura de los Intercambiadores Tubo-Coraza.

Para diseñar intercambiadores de tubo-coraza, hay varios métodos que ofrecen ventajas de unos sobre otros, en el presente proyecto de graduación se presenta dos métodos de diseño.

El capítulo I trata sobre el sistema de enfriamiento de motores diesel, en el mismo se describe el tipo de intercambiador usado y bajo que condiciones trabaja.

El capítulo II describe el diseño de intercambiadores Tubo-Coraza por el método de Kern, en el cual se incluye la metodología de cálculo. En el capítulo III se encuentra 1

base teórica del método Bell-Delaware para el diseño de intercambiadores tubo-coraza.

Se incluye también el análisis de resultados en el capítulo IV, donde se compararán ambos métodos; y finalmente el capítulo V presenta el ensamblaje del intercambiador, donde se especifica cada una de las dimensiones de los elementos del intercambiador tubo-coraza.

I N D I C E G E N E R A L

RESUMEN

INDICE GENERAL

INDICE DE FIGURAS

INDICE DE TABLAS

INTRODUCCION

CAPITULO I

CIRCUITOS DE ENFRIAMIENTO DE MOTORES DIESEL

- 1.1. Sistema de Camisa de Agua
- 1.2. Regulación de Temperatura de Agua
- 1.3. Intercambiador para enfriar el agua del sistema de enfriamiento del motor.

CAPITULO II

INTERCAMBIADORES DE TUBO-CORAZA:METODO DE KERN

- 2.1. Introducción
- 2.2. Intercambiadores con Cabezal de Tubos
- 2.3. Distribución en el Cabezal de los Tubos y Numeración
- 2.4. Coeficiente del Lado de la Coraza
- 2.5. Masa Velocidad de la Coraza
- 2.6. Diametro Equivalente
- 2.7. Diferencia verdadera de Temperatura Δt de un

Intercambiador 1-2

- 2.8. Caída de Presión en la Coraza
- 2.9. Caída de Presión en los Tubos
- 2.10. Analisis del rendimiento de un Intercambiador 1-2 existente
- 2.11. Metodología de Calculo de un Intercambiador
- 2.12. Intercambiadores que usan Agua
- 2.13. Nomenclatura

CAPITULO III

METODO BELL-DELAWARE PARA EL DISENO DE INTERCAMBIADORES

TUBO-CORAZA

- 3.1. Mecanismo Idealizado del Flujo en la Coraza
- 3.2. Estructura Básica del Método Bell-Delaware
- 3.3. Especificaciones del Intercambiador
- 3.4. Cálculo de Parametros Geometricos
- 3.5. Coeficiente Convectivo Real de la Coraza
- 3.6. Diseño del Intercambiador
- 3.7. Perdida de Presión en la Coraza
- 3.8. Descripción del Programa de Diseño
- 3.9. Nomenclatura

CAPITULO IV

RESULTADO Y ANALISIS DE DISENO

- 4.1. Resultado de Diseño: Método de Kern

4.2. Resultado de Diseño:Método Bell-Delaware

4.3. Analisis de resultados

CAPITULO V

ESTUDIO DE MANUFACTURA DEL INTERCAMBIADOR

5.1. Material y dimensiones de cada uno de los elementos del Intercambiador

5.2. Confección de la Coraza

5.3. Armado del Cabezal de Tubos

5.4. Ensamblaje del Intercambiador

APENDICE

BIBLIOGRAFIA

INDICE DE FIGURAS

FIGURA	NOMBRE	PAGINA
1.1	Sistema de control de temperatura interna. Tanque de expansión	3
2.1	Tubo Rolado	5
2.2	Intercambiador tubular de Cabezal fijo	8
2.3	Detalle de Deflector Segmentado	8
2.4	Flujo a través de un haz de tubos	10
2.5	Diámetro equivalente	14
2.6	Factores de Corrección MLDT para intercambiadores 1-2	18
3.1	Diagrama Idealizado de corrientes de Flujo en la Coraza	31
3.2	Secciones de Entrada y Salida de un Intercambiador	37
3.3	Secciones Internas de Flujo Cruzado de un Intercambiador	38
3.4	Ventanas de un Intercambiador	38
3.5	Límite diametral de los tubos	42
3.6	Paso Paralelo y Normal al flujo	43
3.7	Angulo del Baffle	45
4.1	Intercambiador Tubo Coraza	76
5.1	Distribucción de los Tubos en el Espejo	85
5.2	Baffle y Tapa	86
5.3	Anillo y Pared divisoria	89
5.4	Acabado de la Coraza	91

INDICE DE TABLAS

FIGURA	NOMBRE	PAGINA
I	Tolerancias de entrada en la numeración de los tubos	9
II	Disposición de los espejos de Tubos	27
III	Cantidad de Tubos(Método Bell-Delaware)	41
IV	Paso paralelo y normal al flujo	42
V	Tolerancia Coraza-Bafle	46

INTRODUCCION

En el mantenimiento de motores de combustión interna, ameritan especial atención los intercambiadores de calor acoplados a los motores a diesel, que son parte del sistema del enfriamiento del motor. En el sistema de enfriamiento del motor del agua que circula por el bloque del motor es enfriada, por un intercambiador de calor con el fin de mantener la temperatura adecuada en la camisa del motor.

Los motores convencionales utilizan radiadores en sus sistema de enfriamiento, los radiadores son adecuados para motores no estacionarios. Y donde la corrosividad del medio es baja pero en medios donde la corrosividad es severa. Se utiliza intercambiadores Coraza-Tubo en el sistema de enfriamiento de motores Diesel.

En este proyecto se desarrollará un programa de computadora para el diseño de intercambiadores Coraza-Tubo y se lo aplicará para un caso particular.

Después del diseño técnico se incluirá una selección del material adecuado, de acuerdo a las condiciones ambientales en que va a estar el motor. El intercambiador quedará completamente diseñado, especificando las dimensiones y el material a cada uno de sus accesorios.

Se utilizará el Método Bell-Delaware y se comparará con el tradicional de Kern, se dará énfasis en el análisis del

coeficiente convectivo y las caidas de presión en el lado de la coraza.

Con el diseño del intercambiador se procederá al estudio del proceso de fabricación.

C A P I T U L O I

CIRCUITOS DE ENFRIAMIENTO DE MOTORES DIESEL.

Los motores diesel CARTERPILLAR estacionarios utilizan en el sistema de enfriamiento el agua como líquido refrigerante al igual que los motores diesel no estacionarios, para mantener la temperatura adecuada en el motor.

En el sistema de enfriamiento, se utiliza un intercambiador de calor, en donde se realiza la transmisión de calor; transportando el agua de la camisa del motor a dicho intercambiador en el cual se enfria y a su vez el intercambiador calienta un agua de mar que circula por su interior.

1.1 SISTEMA DE CAMISA DE AGUA.

Los motores diesel CATERPILLAR estan diseñados para operar con una diferencia de temperatura de la camisa de agua de aproximandamente 15^o F medidos a travez del motor a plena carga. El agua de enfriamiento que entra al bloque después de mezclarse con el agua de paso del termostato debe estar a un mínimo de 185^o F. El agua se encuentra a 203^o F. dependiendo de la carga, regulador de temperatura, localización y presión. La

temperatura de la camisa de agua esta controlada por el termostato suministrando eficiencia a la operación del motor.

1.2 REGULACION DE LA TEMPERATURA DEL AGUA.

El termostato y el By-Pass del intercambiador son usados para regular la temperatura de operación. El termostato dirige todo o parte del agua de descarga de la camisa de agua al intercambiador, pero cuando el motor está trabajando a plena carga el termostato permite pasar todo el flujo, el resto es pasado al tanque de expansión del intercambiador, donde es mezclado con el agua enfriada antes del retorno a la camisa del motor, como lo muestra la fig. 1.1.

El tanque de expansión y el intercambiador tienen la misma función del radiador. Un ventilador del radiador provee de flujo de aire a travez de los tubos aleteados del radiador para transferir el calor al aire. Un tanque de expansión es utilizado para mantener un equilibrio en el sistema de refrigeración del motor.

En modelo de motores, el termostato en el sistema de agua de expansión sensa la temperatura del agua que suministra la camisa de agua del motor que pasa por la bomba antes que el agua sea descargado en los cabezales

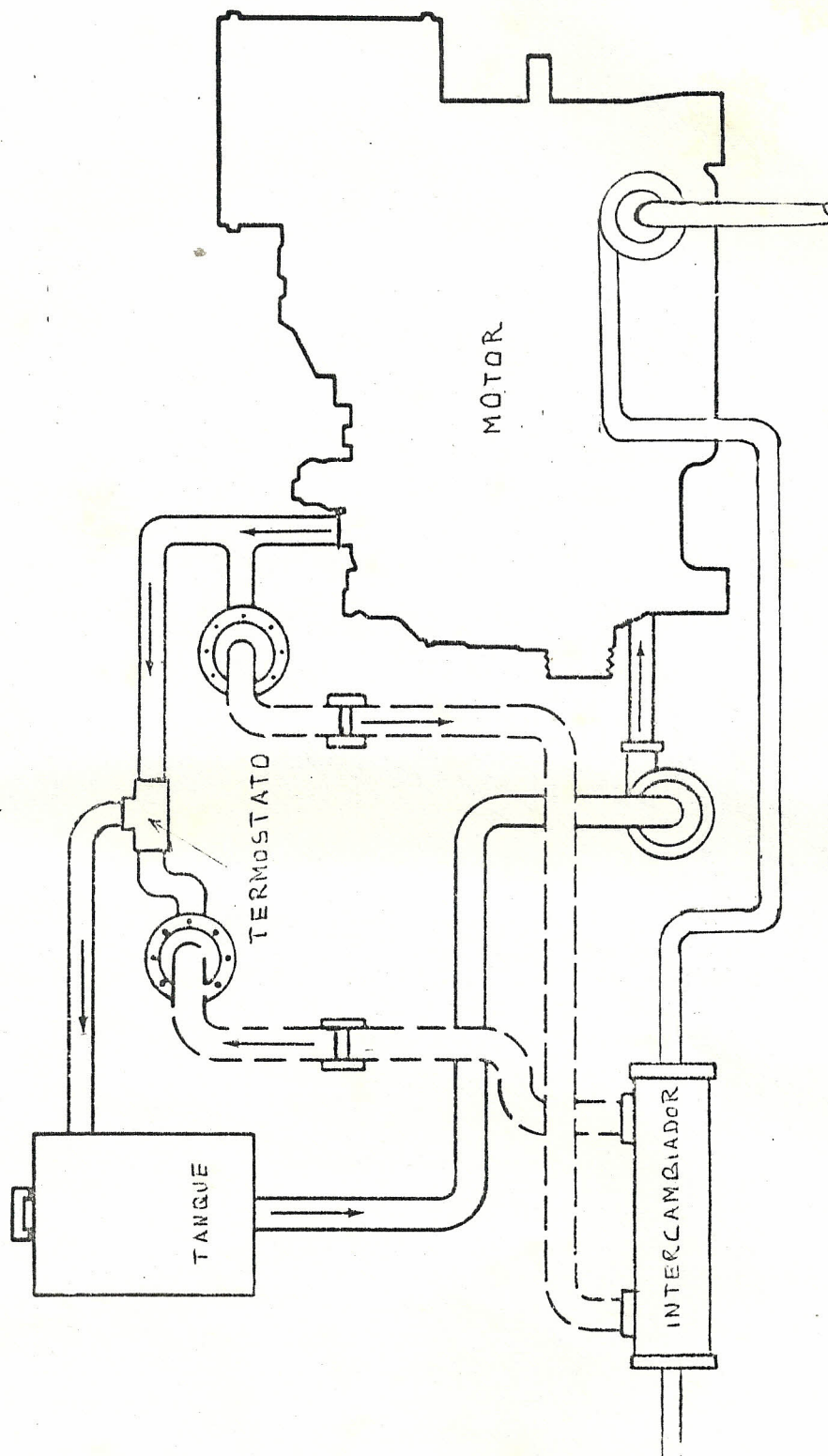


FIGURA 1.1

SISTEMA DE CONTROL DE TEMPERATURA INTERNA
TANQUE DE EXPANSION

de los cilindros. En el sistema se controla mediante el termostato sensa la variación de temperatura del agua de paso que cierra su paso si se encuentra sobre los 203 F y permite el flujo del agua del intercambiador al tanque de expansión.

1.4 INTERCAMBIADOR PARA ENFRIAR EL AGUA DEL SISTEMA DE ENFRIAMIENTO DEL MOTOR

Los intercambiadores pueden ser montados ya sea sobre el motor o distante del motor. Los intercambiadores montados en el motor requieren menos cantidad de tubería, los mismos que vienen acoplados al motor de acuerdo al modelo.

Intercambiadores distantes montados requieren correcciones entrada y salida de la camisa de agua del motor o la coraza del intercambiador. Como se muestra en la Fig. 1.1, una bomba de agua de mar impulsada por el motor es usada para circular el agua de enfriamiento a travez de los tubos del intercambiador.

El intercambiador utilizado para este sistema de refrigeración de motores diesel es de cabezal estacionario integral tipo N y su coraza del tipo E segun la especificación de la Asociación de Fabricantes de Intercambiadores (T.E.M.A.).

C A P I T U L O 2
DISEÑO DE INTERCAMBIADORES DE TUBO-CORAZA
METODO DE KERN

2.1 INTRODUCCION

Un intercambiador tubo-coraza involucra la expansión de un tubo en un espejo, como lo muestra la figura 2.1. En el espejo se perfora un orificio cuyo diámetro es apenas que el diámetro exterior del tubo, además se corta dos ó más hendeduras en la pared de este orificio. Se coloca el tubo dentro del orificio y se inserta un rolador en el tubo; el rolador es un mandril rotatorio que tiene una conicidad pequeña.

Es capaz de exceder el límite elástico del metal del tubo transformándolo a una condición semiplástica, de manera que se llena las hendeduras y forme un sello perfecto.

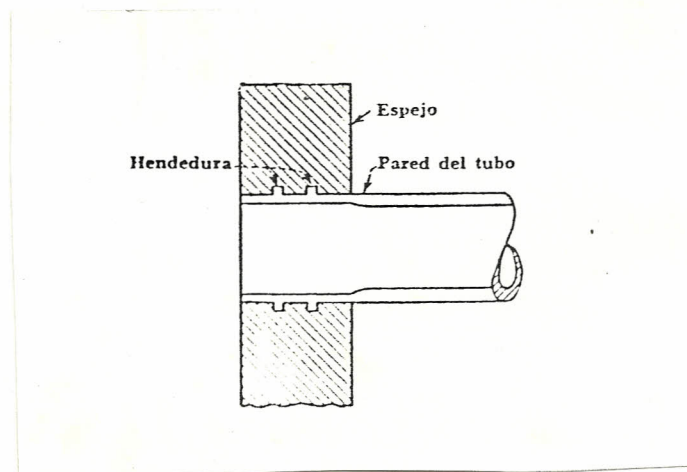


Figura 2.1
Tubo Rolado

El diámetro exterior de los tubos para condensador o intercambiador de calor, es el diámetro exterior real en pulgadas dentro de tolerancia muy estrictas. Estos tubos para intercambiador se encuentran disponibles en varios metales, y aleaciones de acuerdo a las necesidades. Se pueden obtener en diferentes gruesos que en la práctica se refieren como el calibrador BWG del tubo. Los tamaños de los tubos que generalmente están disponibles son de 3/4" y 1" de diámetro exterior son los más comunes en el diseño de intercambiadores de calor.

La distancia más corta entre dos orificios adyacentes es el paso (PT), y estos a la fecha son standard. Los tubos se colocan en arreglos ya sea en cuadro o triangular, la ventaja del espaciado cuadrado es que los tubos son accesibles para limpieza externa, tienen pequeña caída de presión.

Las corazas hasta 12 pulg. de diametro IPS se fabrica de tubo de acero. El grueso standard para corazas con diametros interiores de 12 a 24 pulg. inclusive, es de 3/8 pulg., lo que es satisfactorio para las presiones de operación por el lado de la coraza hasta los 300 PSI.

2.2 INTERCAMBIADORES DE CABEZAL DE TUBOS

El tipo más simple de intercambiadores es el tipo fijo o intercambiador con cabezal de tubos estacionarios, de los cuales mostrado en la figura 2.2. Las partes esenciales son la coraza (1), equipadas con dos entradas y que tiene dos cabezal de tubos o espejos (2) a ambos lados, que también sirven como bridas para fijar los carretes (3) y sus respectivas tapas (4). Los tubos se expanden en ambos espejos y están equipados con deflectores transversales (5) en el lado de la coraza. El cálculo de la superficie efectiva frecuentemente se basa en la distancia entre las caras interiores de los espejos en lugar de longitud de los tubos.

La distancia centro a centro entre los deflectores se llama espaciados de deflectores. Usualmente el espaciado de los deflectores no es mayor que una distancia igual al diametro interior de la coraza, o menor que una distancia igual a un quinto de diametro interior de la coraza. Los deflectores se mantienen firmemente mediante espaciadores (6) que consiste en un pasador atornillado en el cabezal de tubos o espejos y en un cierto número de trozos de tubos que forman hombreras entre deflectores adyacentes.

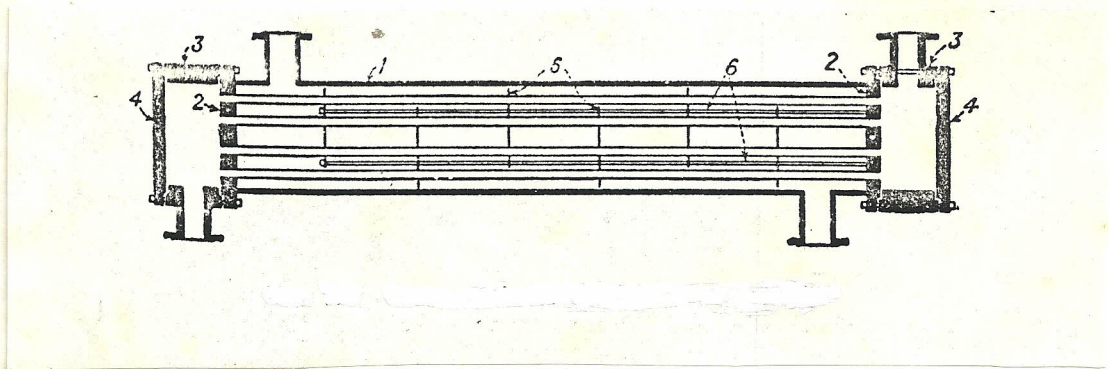


Figura 2.2
Intercambiador Tubular de Cabezal Fijo

Hay varios tipos de deflectores que se emplean en los intercambiadores de calor, pero los más comunes son los deflectores segmentados que se muestran en la figura 2.3. Estos se conocen como deflectores con 25% de corte y serán usados en el programa de diseño aun cuando otros deflectores fraccionales se empleen también en la industria.

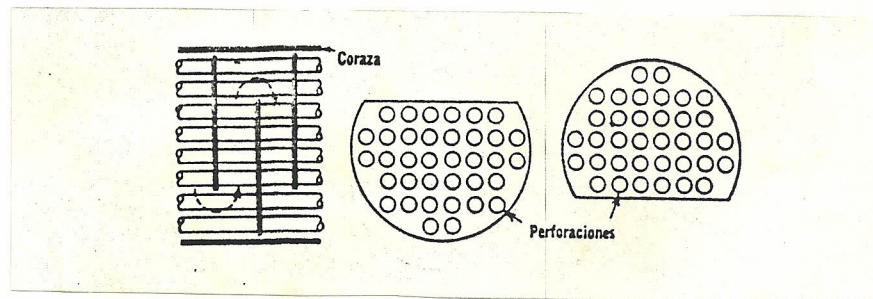


Figura 2.3
Detalle de Deflector Segmentado

2.3 DISTRIBUCION EN EL CABEZAL DE LOS TUBOS Y NUMERACION

Usualmente los tubos no se colocan simetricamente sobre el cabezal. Generalmente se dispone de un espacio extra en la entrada omitiendo tubos bajo la tobera de admisión para minimizar los efectos de contracción del fluido que entra en la coraza. Cuando los tubos se distribuyen con los mínimos espacios permitidos entre las divisiones y tubos adyacentes y dentro de un diámetro libre de obstrucciones es llamada límite exterior del tubo, el número de tubos en la distribución se llama distribución de los tubos.

TABLA I

Tolerancias de Entrada en la numeración de los tubos

CORAZA, DI(Pulg.)	BOQUILLA(Pulg.)
Menos de 12 2
12 - 17 1/4 3
19 1/4 - 21 1/4 4
23 1/4 - 29 6
31 - 37 8
Ma de 39 10

Esta numeración de los tubos incluye un trayectoria libre de entrada bajo la boquilla de admisión igual al área transversal de la boquilla.

Cuando se usa una boquilla de entrada más grande, se puede obtener un espacio extra de entrada abocinando la boquilla de entrada en su base, o eliminando los tubos que de ordinario están ubicados cerca de la boquilla de entrada.

2.4 COEFICIENTE DEL LADO DE LA CORAZA

Los coeficientes de transferencia de calor fuera del haz de tubos se refieren como coeficientes del lado de la coraza. Cuando el haz de tubos emplea deflectores para dirigir el flujo del fluido de la coraza a través de los tubos, desde la parte superior a la parte inferior, los coeficientes de transferencia de calor son mayores que para el flujo libre a lo largo de los ejes de los tubos. Los mayores coeficientes de transferencia se originan por un aumento en la turbulencia. En un arreglo cuadrado, como se puede ver en la Fig. 2.4

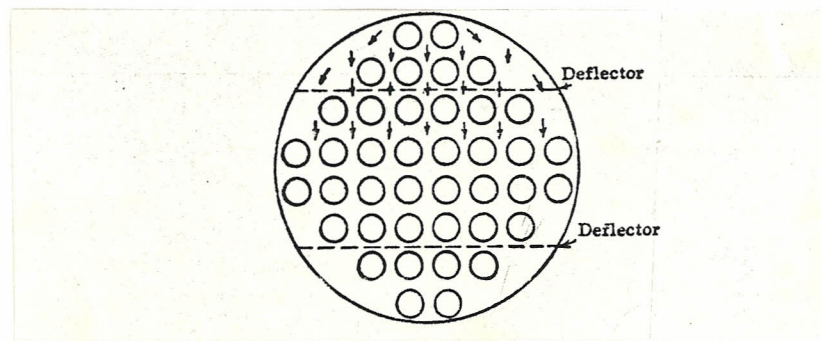


Figura 2.4
Flujo a través de un Haz de Tubos

La velocidad del fluido está sometido a continuas fluctuaciones debido a la reducción de área, entre los tubos adyacentes comparada con el area de flujo entre las hileras sucesivas. En los arreglos triangulares hay todavía mayor turbulencia debido al que el fluido fluye entre los tubos adyacentes a alta velocidad golpea directamente en la hilera siguiente.

Esta indicaría que, usando la caída de presión y limpieza son de pocas consecuencias, el arreglo triangular es superior para alcanzar valores altos del coeficiente de película en el lado de la coraza.

Este es actualmente el caso, y bajo condiciones comparables de flujo y tamaño de tubos, los arreglos triangulares dan coeficientes cercanos al 25% mayores que en arreglo en cuadro. El espaciado de los deflectores influenciará sobre el coeficiente de transferencia de calor, si el espaciado es más cerrado causará mayor turbulencia. Además de los efectos de los espaciado de los deflectores, los coeficientes del lado de la coraza son también afectados por el espaciado de los tubos, tamaño de ellos, tolerancias y características del fluido.

Sin embargo, al establecer un método de correlación se obtuvo el factor de transferencia de calor.

$$JH = \left(\frac{H_o * D_e}{K_S} \right) \left(\frac{C_S * U_S}{K_S} \right)^{-1/3} \left(\frac{U_S}{U_{SW}} \right)^{-0.14} \quad (2.1)$$

2.5 MASA VELOCIDAD DE LA CORAZA (X)

La velocidad lineal y de masa del fluido cambian continuamente a través del haz de tubos, ya que el ancho de la coraza y el número de tubos varía de cero en la parte superior y en el fondo a un máximo en el centro de la coraza. La longitud del área de flujo se toma igual al espaciado de los deflectores (B), el paso de los tubos es la suma del diámetro del tubo y el claro C'. Para cada tubo o fracción se considera que hay C' x 1 Pulg². de área transversal de flujo por pulgada de espacio de deflector. El área transversal de flujo para el lado de la coraza A_s está dado por:

$$A_s = \frac{DI * C' * B}{PT * 144} \quad (2.2)$$

La masa velocidad es: $G_s = \frac{W}{A_s} \quad (2.3)$

2.6 DIAMETRO EQUIVALENTE

Por definición, el radio hidráulico corresponde al área de un círculo equivalente al área de un canal no circular y consecuentemente en un plano a ángulos

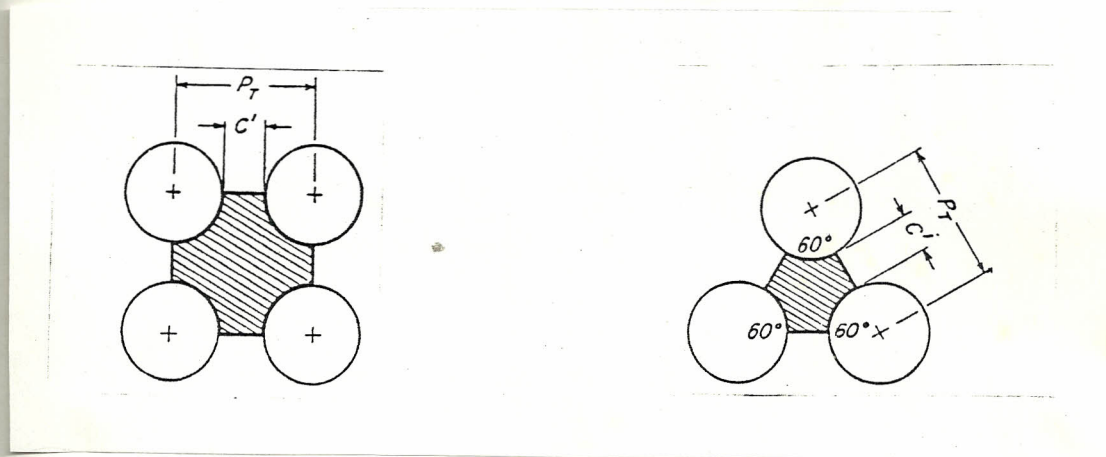
rectos a la dirección del flujo. Para poder obtener correlaciones simples combinando tanto el tamaño como la cercanía de los tubos y su tipo de arreglo, se logra una excelente correlación si el radio hidráulico se calcula a lo largo en lugar de a través del eje mayor de los tubos. El diámetro equivalente para la coraza se toma entonces, como 4 veces el radio hidráulico obtenido por el arreglo dispuesto en el cabezal de los tubos. Refiriendonos a la Fig. 2.5, donde el achurado cubre el área libre, para el arreglo en cuadro.

$$DE = \frac{4 * \text{Area libre (Pies)}}{\text{Perímetro húmedo}} \quad (2.4)$$

$$DE = \frac{4 * (PT^2 - Do^2 / 4)}{* Do} \quad (2.5)$$

Donde PT es el espaciado de los tubos, Do es el diámetro exterior de los tubos, ambos en pulgadas. Para el arreglo en triángulo mostrado en la Fig. 2.5, el perímetro húmedo del elemento corresponde a medio tubo.

$$DE = \frac{4 (1/2 PT * 0.86 PT - (\pi Do^2) / 8)}{1/2 \pi Do} \quad (2.6)$$



A) Arreglo en Cuadro

B) Arreglo Triangular

Figura 2.5
Diaméto Equivalente

2.7 DIFERENCIA VERDADERA DE TEMPERATURA DE UN INTERCAMBIADOR 1 - 2

La temperatura del fluido en la coraza puede sufrir cualquiera de las dos variaciones cuando se desplaza de la entrada a la salida cruzando el haz de tubos varias veces en su trayectoria: a.- Se induce tal turbulencia que el fluido de la coraza se encuentra completamente mezclado a cualquier longitud de la tobera de entrada, o b.- Se induce tan poca turbulencia que hay una atmósfera de T selectiva alrededor de los tubos en cada paso de tubos individualmente. Los deflectores y la naturaleza turbulenta del flujo a través del haz de tubos parece eliminar (b) de manera que (a) se toma como la primera de las suposiciones para derivar la diferencia verdadera de temperatura en un

intercambiador 1-2. Las suposiciones son:

- a.- La temperatura del fluido en la coraza esta a una temperatura isotérmica promedio en cualquier sección transversal
- b.- El área de calentamiento en cada paso es igual.
- c.- El coeficiente total de transferencia de calor es constante.
- d.- La razón de flujo de cada uno de los flujos es constante.
- e.- El calor específico de cada fluido es constante.
- f.- No hay cambios de fase de evaporización o condensación en una parte del intercambiador.
- g.- Las pérdidas de calor son despreciables.

El balance total de calor, siendo ΔT la diferencia verdadera de temperatura, es:

$$Q = U \cdot A \cdot \Delta T = W \cdot C \cdot (T_1 - T_2) = w \cdot c \cdot (t_2 - t_1) \quad (2.7)$$

Donde la diferencia verdadera de temperatura es:

$$\Delta T = F_T \cdot MLDT \quad (2.8)$$

La relación MLDT viene dada por la relación:

$$MLDT = \frac{(T_1 - T_2) - (t_2 - t_1)}{\ln \frac{(T_1 - T_2)}{(t_2 - t_1)}} \quad (2.9)$$

Y FT viene dada en función de dos parámetros adimensionales R y S dependiendo de las temperaturas de entrada y salida de los fluidos:

$$F_t = \frac{\sqrt{R^2 + 1} \ln \left(\frac{1 - S/1 - RS}{(R-1) \ln \frac{2-S(R+1-\sqrt{R^2+1})}{2-S(R+1+\sqrt{R^2+1})}} \right)}{\sqrt{R^2 + 1}} \quad (2.10)$$

$$\text{Donde } R = \frac{T_1 - T_2}{t_2 - t_1}; \quad S = \frac{t_2 - t_1}{T_1 - t_2} \quad (2.11)$$

Para reducir las necesidades de resolver las ecuaciones, en la Fig. 2.6, se encuentran graficados factores de corrección FT para la MLDT como funciones de S con R como parámetro. La razón de que FT sea menor que 1 se debe naturalmente al hecho de que el paso de los tubos en paralelo con el fluido de la coraza, no contribuye de manera efectiva a la diferencia de temperatura como sucede con el flujo a contracorriente.

No es aconsejable o práctico usar un intercambiador 1-2 usando el factor de corrección FT calculado, sea menor

que 0.75. El lugar de él, se requiere algún otro arreglo que asemeje más al flujo en contracorriente.

2.8 CAIDA DE PRESION DE LA CORAZA

La caída de presión a través de la coraza de un intercambiador es proporcional al número de veces que el fluido cruza el haz entre los deflectores; también es proporcional a la distancia a través del haz, cada vez que lo cruza. Se ha obtenido una correlación usando el producto de la distancia a través del haz, tomando DI en pies como el diámetro interior de la coraza y el número de veces que el fluido cruza el haz como $N + 1$, donde N es el número de deflectores. Si L es la longitud del tubo en pulgadas.

$$\text{Número de cruces} = \frac{\text{Long. del tubo, pulg.}}{\text{Espaciado de los tubos, pulg.}}$$

$$N + 1 = \frac{L}{B} \quad (2.12)$$

Siempre habrá un número impar de cruces si las dos boquillas de la coraza están en lados opuestos de la misma, y un número par si las dos boquillas están en el mismo lado de la coraza. La ecuación isotérmica para la caída de presión para fluidos que se calientan o enfrían y que incluye las pérdidas de entrada y salida es:

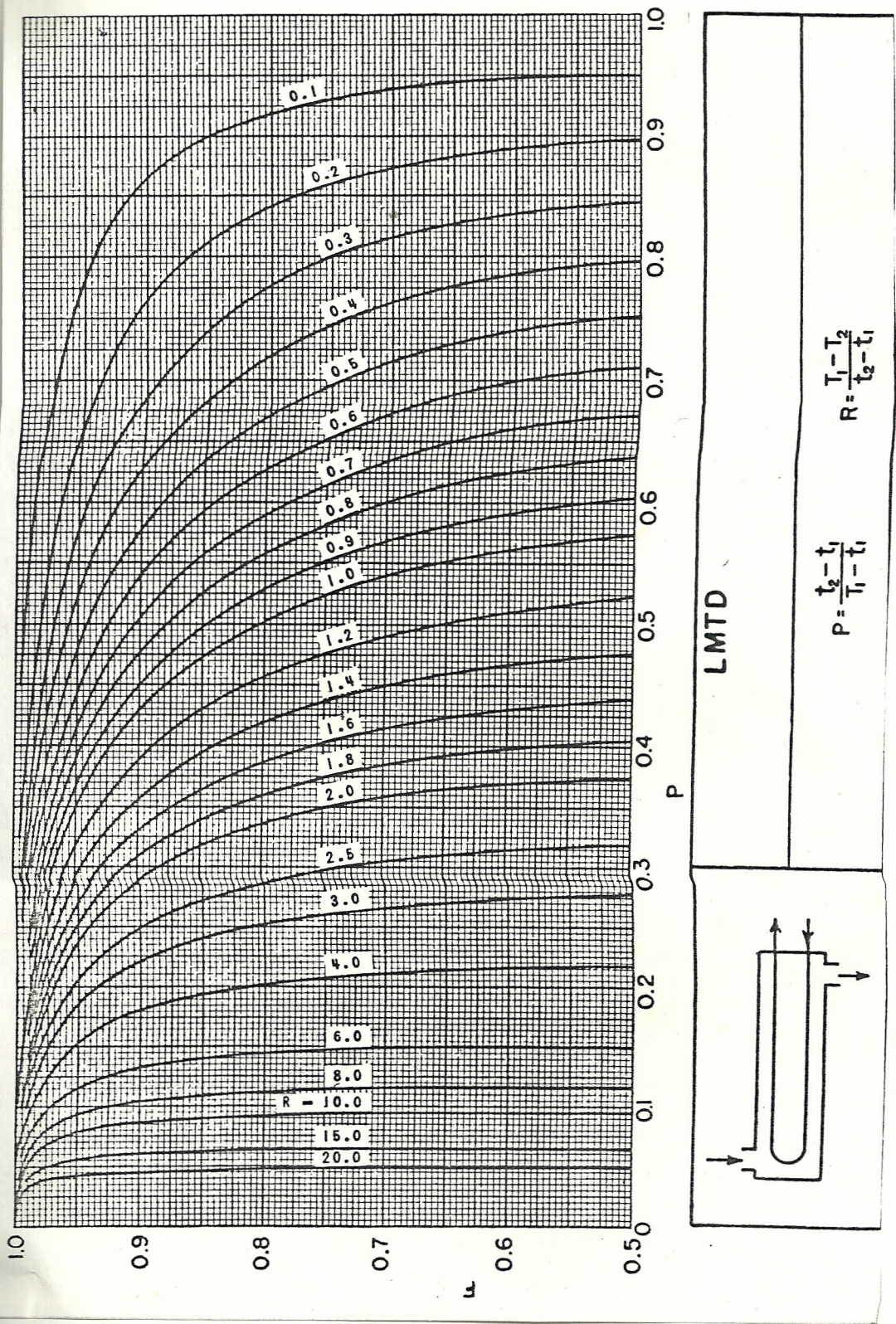


Figura 2.6
Factores de corrección MLDT para Intercambiadores 1-2

$$\Delta P_s = \frac{f G_s^2 D_I (N + 1)}{5.22 \times 10^{10} \cdot D_e S \phi_s} \left[\frac{\text{lb}}{\text{pulg}^2} \right] \quad (2.13)$$

De donde el factor de fricción f se obtiene de la siguiente ecuación: $f = 0.011327 \text{ Res}^{-0.1948}$, $\text{Res} \geq 150$.

2.9 CAIDA DE PRESION EN LOS TUBOS

Sieder y Tate han correlacionado los factores de fricción para fluidos que se calientan o se enfrían en los tubos, en la siguiente ecuación:

$$f = 0.002841 \text{ Ret}^{-0.2515}, \text{ Ret} \geq 1000$$

La pérdida de presión en la longitud de la tubería viene dado por:

$$\Delta P_t = \frac{f G_t^2 L_n}{5.22E+10 \cdot D_e S \phi_t} \left[\frac{\text{lb}}{\text{pulg}^2} \right] \quad (2.14)$$

Donde n es el número de pasos, L la longitud del tubo, L_n es la Long. total de trayectoria en pulg. El cambio de dirección introduce una caída de presión adicional ΔP_r , llamado pérdida de regreso y se considera cuatro cabezales de velocidad por paso como pérdida, la pérdida de regreso de cualquier fluido será:

$$\Delta Pr = \frac{4 n v^2}{S 2g} \quad (2.15)$$

La caída de presión total del lado de la coraza será:

$$\Delta PT = \Delta Pt + \Delta Pr \quad (2.16)$$

2.10 ANALISIS DEL RENDIMIENTO DE UN INTERCAMBIADOR 1-2 EXISTENTES

Cuando todas las ecuaciones pertinentes se usan para calcular la adaptabilidad de un intercambiador existente para ciertas condiciones de proceso, esta investigación se llama apreciación de un intercambiador. Hay 3 puntos de significación en la apreciación de la adaptabilidad de un intercambiador existente para un nuevo uso:

a.- Que coeficiente U_c se ha logrado por los dos fluidos como resultado de su flujo y sus coeficientes de películas individuales H_{io} y H_o .

b.- Del balance de calor $Q = WC (T_1 - T_2) = wc (t_2 - t_1)$ del área conocida A , y de la diferencia verdadera de temperatura para las temperaturas de proceso, se obtiene un valor de diseño o coeficiente de obstrucción U_d , U_c debe exeder a U_d

suficientemente, de manera que el factor de obstrucción, que es una medida de exceso de superficie, permita la operación del intercambiador por un período de servicio razonable.

c.- La caída de presión permitida por las dos corrientes no debe excederse.

Cuando estas condiciones han sido alcanzadas, el intercambiador en existencia es apropiado para las condiciones de proceso, para las que ha sido apreciado.

Al iniciar los cálculos el primer punto a atacar es determinar si el flujo caliente o frío deberá pasar por la coraza; no una regla rápida para esto. Afortunadamente cualquier selección se puede corroborar intercambiando las dos corrientes y viendo qué arreglo da los mayores valores de U_c sin exceder la caída de presión permitida. Los suscritos S y t se usan para distinguir entre la coraza y los tubos, y para este bosquejo se supone que el flujo caliente está en la coraza.

2.11 METODOLOGIA DE CALCULO DE UN INTERCAMBIADOR

Primeramente es necesario definir algunos parametros

Fluido caliente : $T_1, T_2, W, C, S, U, K, R_d, \Delta P$

Fluido frio : $t_1, t_2, w, c, s, u, k, R_d, \Delta P$

Para el intercambiador se deben conocer los siguientes datos:

De la coraza:

De los tubos:

Diámetro interior, DI(Pulg)

Número de tubos, Nt

Long. de los tubos, L

Espaciado de los deflectores, B (Pulg)

Diámetro exterior, de

Calibre BWG

Pasos

Arreglo

Paso entre tubos, P

Pasos por los tubos, n

1.- Balance de calor

$$Q = W_s (T_1 - T_2) = w_c (t_2 - t_1)$$

2.- Diferencia verdadera de temperatura $\Delta t = MLTD * FT$,
donde FT se tomará de acuerdo a la Fig. 2.6 en
función de R y S.

$$R = \frac{T_1 - T_2}{t_2 - t_1}, \quad S = \frac{t_2 - t_1}{T_1 - T_2}$$

$$MLTD = \frac{(T_1 - T_2) - (t_2 - t_1)}{(T_1 - T_2) / (t_2 - t_1)}$$

3.- Temperatura calorifica promedio T_c y t_c

Fluido Caliente: En la Coraza

4) Area de Flujo, A_s

$$A_s = \frac{DI \times C' \times B}{PT} \text{ (Pulg}^2 \text{)}$$

5) Masa Velocidad, G_s

$$G_s = \frac{W_s}{A_s} \text{ (lb/hr pulg}^2 \text{)}$$

6) El coeficiente de viscosidad es tomada de la tabla de propiedades del agua salada.

El número de Reynolds

$$Res = \frac{De \times G_s}{U_s}$$

7) Obtener el factor JH (se indica en el Apéndice

8) Computar $(C \cdot U_s / k)^{1/3}$

9) $H_o = JH (K/De) (C_u/K)^{1/3} \text{ s (BTU/hr pulg}^2 \text{ } ^\circ\text{F)}$

10) A_T . Buscar el área de flujo por tubería A_t' (pulg²) de la tabla 10 del libro de Kern.

$$A_t = \frac{N \times A_t'}{n} \text{ (Pulg}^2 \text{)}$$

11) Gt

$$Gt = \frac{wc}{At} \quad (\text{lb/hr pulg}^2)$$

12) Obtener el diametro interior Di del tubo.

$$Ret = \frac{Di * Gt}{Uc}$$

13) Velocidad del fluido en los tubos

$$V = \frac{Gt}{3600 Dt} \quad (2.17)$$

$$14) Hi = 0.116(Res^{2/3} - 125) Pr^{1/3} \left[1 + \left(\frac{Di}{L} \right)^{2/3} \right] \left(\frac{US}{USW} \right)^{0.14}$$

$$2320 < Res < 10^6 \quad (2.18)$$

15) Temperatura de la pared del tubo, Tw

$$tw = tc + \frac{Ho/s}{Hi/t + Ho/s} (Tc - tc) \quad (2.19)$$

16) Obtener la viscosidad Us a la temperatura de la pared en las propiedades del agua salada.

$$Os = (u/u_w)^{0.14}$$

17) Coeficiente corregido

$$Ho = (Ho/\phi_s) * \phi_s$$

18) Obtener tw de (15)

Obtener la viscosidad U_w a la temperatura de la pared en las propiedades del agua dulce

$$\phi_t = (u/u_w)^{0.14}$$

19) Coeficiente eorregido

$$HI = \frac{HI}{\phi_t} * \phi_t$$

20) Coeficiente total limpio U_c

$$U_c = \frac{HI * Ho}{HI + Ho} \left(\frac{BTU}{hr \text{ pie}^2 \text{ oF}} \right) \quad (2.20)$$

21) Coeficiente total de diseño U_d : obtenga la superficie externa/ piel lineal (A'') de la tabla área de transferencia de calor, $A = A'' * L * N_t$

$$U_d = \frac{Q}{A * \Delta t} \left(\frac{BTU}{hr \text{ pie}^2 \text{ oF}} \right) \quad (2.21)$$

22) Factor obstrucción, R_d

$$R_d = \frac{U_c - U_d}{U_c * U_d} \frac{hr \text{ pulg}^2 \text{ }^\circ\text{F}}{Btu} \quad (2.22)$$

Si R_d iguala o exede al factor de obstrucción requerido, siga con la caída de presión.

CAIDA DE PRESION

CAIDA DE PRESION EN LA CORAZA

1) Para Res en (6) obtenga el factor de fricción f mediante la ecuación del Apéndice.

2) No. de cruces $N+1 = (L/B)$

$$3) \Delta P_s = \frac{f G_s^2 D_e (N+1)}{5.22E+10 D S \phi_s} \left(\frac{lb}{Pulg^2} \right)$$

CAIDA DE PRESION EN LOS TUBOS

1) Para Ret en (6) obtenga el factor de fricción en los tubos mediante la ecuación del Apéndice.

$$2) \Delta P_t = \frac{f G_t L_n}{5.22E+10 D S \phi_t} \quad (lb/pulg^2)$$

3) Obtenga:

$$\Delta P_r = (4n/s) * (v^2/2g)$$

$$\Delta P_T = \Delta P_t + \Delta P_r \quad (lb/pulg^2)$$

T A B L A II
 DISPOSICION DE LOS ESPEJOS DE TUBOS
 (Cuenta de Tubos)

Tubos de 1" DE, arreglo triangular de 1 1/4 pulg.
 Paso

Coraza DI, pulg.	1-P	2-P	4-P
8	21	16	16
10	32	32	26
12	55	52	48
13 1/4	68	66	58
15 1/4	91	86	80
17 1/4	131	118	106
19 1/4	163	152	140

2.12 INTERCAMBIADORES QUE USAN AGUA

El agua es corrosiva al acero, particularmente cuando la temperatura de la pared de los tubos es alta y además esta presente aire disuelto, muchas plantas industriales usan tubos de materiales no ferrosos exclusivamente en los servicios de transferencia de calor en los que esta involucrada el agua. Puesto que las corazas generalmente se fabrican de acero, el agua

se maneja dentro de los tubos. Los cabezales de tubos o espejos se puede hacer de placa gruesa de acero con una tolerancia de 1/8 pulg. sobre los requerimientos estructurales para efectos de la corrosión, o se pueden fabricar de latón o aluminio sin tolerancia para la corrosión.

Como práctica común, debe evitarse velocidades menores de 3 pie/seg en agua de enfriamiento, aun cuando en ciertas localidades se requieren 4 p/s para una operación continua. La alta conductividad térmica del agua tiene como resultado coeficiente de película de valor relativamente elevado comparado con los fluidos orgánicos.

En los intercambiadores de agua con agua, con coeficientes de película individuales que varían de 500 a 1500, tanto para la coraza como para los tubos, la selección del factor de obstrucción amerita una seria meditación.

2.13 NOMENCLATURA

A	Superficie de transferencia de calor (pie ²)
AT	Area de flujo por la coraza y los tubos respectivamente (PUL ^G ^2)
A''	Superficie Externa por pie lineal (pies)
B	Espaciado de los flectores (pulg)
c	calor específico del agua (BTU/lb °F)

C'	Sección libre entre tubos(pulg)
DI	Diametro Interior de los Tubos(pulg)
de	Diametro Exterior de los Tubos(pulg)
De	Diametro equivalente para la transferencia de calor
ΔP	La caída de presión(pies)
DI	Diametro Interno de la coraza(pulg.)
Ft	Factor diferencial de temperatura, adimensional
f	Factor de fricción, adimensional
G	Masa velocidad(lb/hr pie^2)
g	Aceleración de la gravedad, 115718 pie/hr^2
H	Coefficiente convectivo de transferencia de calor ($\text{BTU/hr pie}^2 \text{ }^\circ\text{F}$)
JH	Factor para la transferencia de calor
K	Conductividad térmica($\text{BTU/lb pie}^{\circ}\text{ }^\circ\text{F}$)
L	Longitud del tubo
MLDT	Media logaritmica de la diferencia de temperatura($^\circ\text{F}$)
N	Número de deflectores en la coraza
Nt	Número de Tubos
n	Número de pasos en los tubos
P	Espaciado de los tubos
ΔP	Caída de presión(PSI)
Q	Flujo de calor(BTU/hr)
Rd	Factor de obstrucción($\text{hr pie}^2 \text{ }^\circ\text{F/BTU}$)
Re	Número de Reynolds, adimensional
S	Gravedad especifica

T, t	Temperatura (F) ^o
T _c	Temperatura promedio del agua caliente(F) ^o
t _c	Temperatura promedio del agua fria(F) ^o
t _w	Temperatura de la pared del tubo(F) ^o
Δt	Diferencia verdadera de temperatura(F) ^o
U	Coefficiente total de transferencia de calor
V	Velocidad (pie/seg)
∅	Razón de viscosidad (U/U _w) ^{0.14}
u	Viscosidad centipoises x 2.42 = lb /pie hr
D	Densidad (lb/pie ²)

SUSCRITOS

S	Coraza
T	Tubos

CAPITULO III

METODO BELL-DELAWARE PARA EL DISEÑO DE INTERCAMBIADORES

TUBO-CORAZA

La estructura lógica del método Bell-Delaware para el diseño de intercambiadores tuburales es detallado. Luego el método mismo se presenta en forma algoritmica con las tablas necesarias y figuras para efectuar los cálculos.

3.1 MECANISMO IDEALIZADO DEL FLUJO EN LA CORAZA

En la Fig. 3.1, mostramos un diagrama del mecanismo de flujo en la coraza en una forma muy idealizada. Identificamos 5 corrientes diferentes en la coraza, la corriente B es la corriente principal de flujo, que fluye de una ventana a otra en flujo cruzado hacia la ventana opuesta, esta es la corriente que es deseada en la coraza del intercambiador.

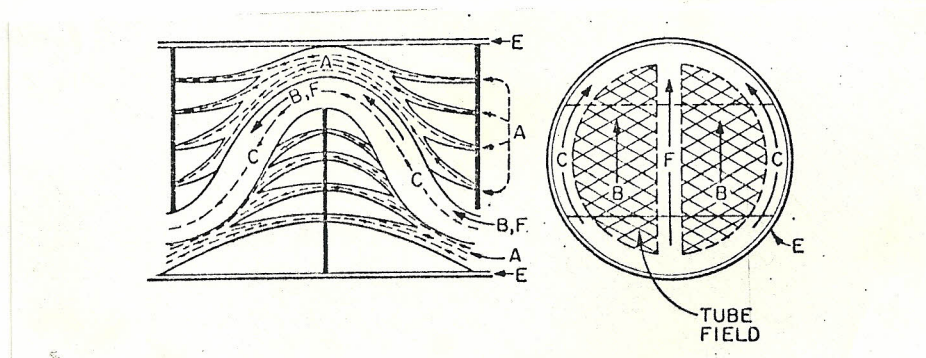


Figura 3.1
Diagrama Idealizado de corrientes
de Flujo en la Coraza

Sin embargo, debido a las tolerancias mecánicas necesarias en los baffles y la coraza de un intercambiador, hay otras 4 corrientes las cuales compiten con la corriente B. Primeramente, hay una corriente A que escapa a través de la tolerancia entre el tubo y el baffle, de un compartimiento del baffle al próximo. Luego hay una corriente C; corriente de paso en el arreglo, fluye alrededor del haz de tubos entre el límite externo del haz de tubos y el interior de la coraza. La corriente E, la corriente de fuga coraza-baffle fluyendo a través de la tolerancia entre el baffle y el interior de la coraza. La última de las corrientes de mayor identificación es la corriente F, la cual fluye a través de cualquier canal del haz de tubos causado por la provisión de pasos divisores en el cabezal de tubos (solo en configuración de pasos múltiples).

Por lo tanto, estas corrientes no existen definidas precisamente como la muestra la Fig. 3.1. Ellas se forman, mezclan e interactúan una con otra, y un análisis matemático más completo de flujo tendría que tomárselo en cuenta.

Las fugas y las corrientes de paso afectan la transferencia de calor de 2 maneras: a) Ellos disminuyen la corriente B y por lo tanto el coeficiente

de transferencia de calor y b) Alteran el perfil de temperatura en la coraza. En efecto, el método Delaware junta estas dos desventajas en una simple corrección.

3.2 ESTRUCTURA BASICA DEL METODO BELL-DELAWARE

El método Bell-Delaware calcula la longitud del intercambiador necesaria para desarrollar la capacidad calorífica especificada, o calculará la capacidad calorífica que puede ser desarrollada en el intercambiador si la longitud es especificada.

A continuación se presenta un esquema del método:

DEFINICION DEL DISEÑO

Especificaciones del proceso

Flujos

- Temperaturas de entradas
- Temperaturas de salidas
- Propiedades Físicas
- Factores de obstrucciones

GEOMETRIA DEL INTERCAMBIADOR

Diámetro interior de la coraza

Límite exterior de los tubos

Diámetro, paso y arreglo de los tubos

Espaciamiento entre bafle y corte del mismo

CALCULAR

Longitud (Si no es dado)

Capacidad Calorífica (Si la longitud es dada)

La ecuación básica para calcular el coeficiente convectivo real promedio de la coraza es dado por la ecuación:

$$H_o = H_i * J_c * J_e * J_b * J_s * J_r \quad (3.1)$$

H_i Es el coeficiente convectivo transferencia de calor para un flujo puramente cruzado en un banco de tubos ideal.

J_c Es el factor de corrección debido al corte del bafle y espaciamento entre los bafles.

J_l Es un factor de corrección debido a los efectos de las fugas del bafle, incluyendo ambas fugas de coraza-bafle y tubo-bafle.

J_b Es el factor de corrección debido al flujo Bypass (corriente C)

J_s Es el Factor Corrección debido al espaciamento de los baffles en las secciones de entrada, salida e interiores.

J_r Es el Factor Corrección debido al gradiente de temperatura adverso.

Los efectos combinados de todos estos factores de corrección para intercambiadores de tubo-coraza bien diseñados, esta típicamente en el orden del 60%.

La pérdida de presión es calculada en el método Bell-Delaware por suma de pérdidas de presión en la entrada y las secciones existentes. Antes de desarrollar estos términos, es necesario definir algunos parámetros.

N_b Número de baffles en el intercambiador

N_c Número de hileras de tubos en una sección de flujo cruzado.

N_{cw} Número de hileras de tubos en la sección de la ventana

$\Delta P_{b,i}$ Pérdida de presión en una sección de flujo cruzado si no hubiera fugas o bypass

$\Delta P_{w,i}$ Pérdida de presión en la ventana sin fugas ni

Bypass

- R1 Factor de Corrección debido a efectos de fugas del baffle
- Rb Factor de Corrección debido al flujo by-pass
- Rs Factor de Corrección debido a las secciones de entrada y salida teniendo un espaciamiento entre baffles diferentes que en las secciones internas.

De muy extensas pruebas en la Universidad de Delaware en los cuales variables geométricas fueran independiente y sistemáticamente variadas sobre un rango de construcción práctico, conocemos lo siguiente:

- 1.- Para ambas secciones, las de flujo cruzado y de las ventanas sin fugas ni Bypass, podemos calcular $\Delta P_{b,i}$ y $\Delta P_{w,i}$, exactamente de la curva de factor de fricción para un arreglo de banco de tubos ideal.
- 2.- Para un intercambiador "real", las pérdidas de presión en las secciones de entrada y salida es afectada por el flujo Bypass y no por las fugas, como lo muestra la Fig. 3.2 y esta dada por:

$$2\Delta P_{b,i} \left(1 + \frac{N_{cw}}{N_c} \right) R_b * R_s$$

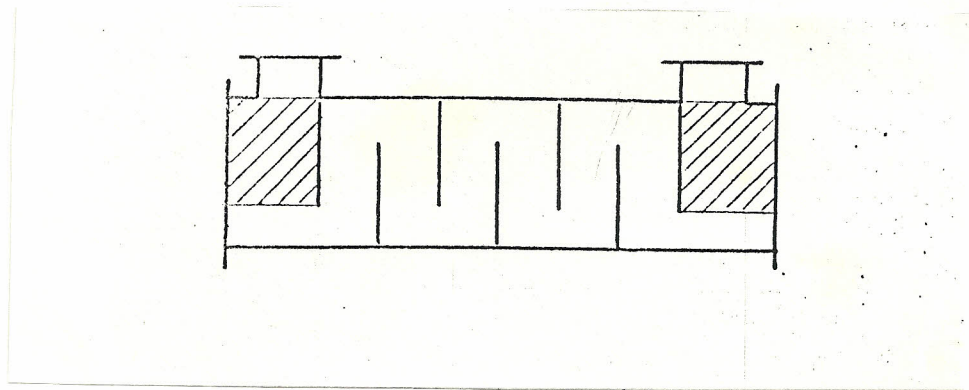


Figura 3.2
Secciones de Entrada y Salida
de un Intercambiador

3.- Para un intercambiador real, la pérdida de presión en la sección interior del flujo cruzado es afectada tanto por la fuga y el Bypass, como lo muestra la Fig. 3.3. En consecuencia la pérdida de presión combinadas de todas las secciones interiores de flujo cruzado es:

$$(N_b - 1) \Delta P_{b,i} * R_b * R_l$$

4.- Para un intercambiador real, la pérdida de presión en las ventanas es afectado por las fugas y no por Bypass, como lo muestra la Fig. 3.4. En

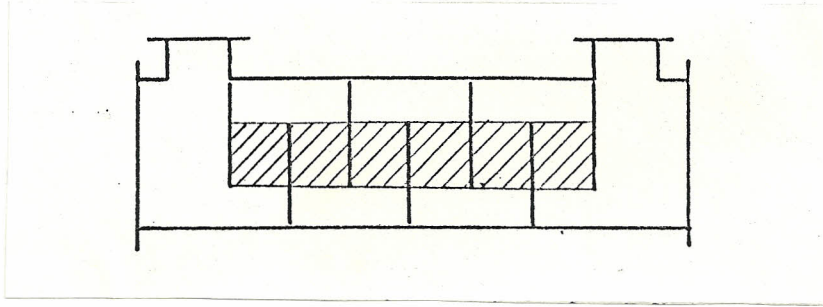


Figura 3.3
Secciones Internas de Flujo Cruzado
de un Intercambiador

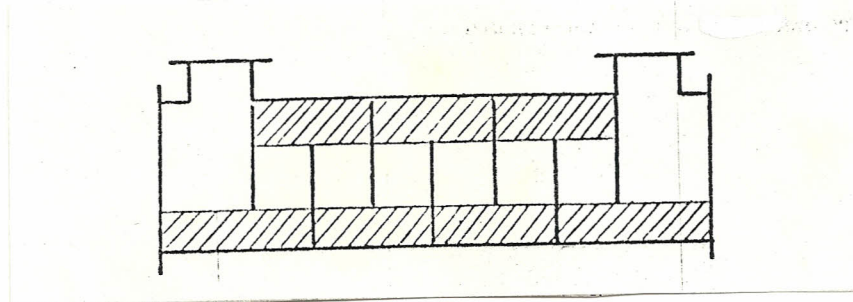


Figura 3.4
Ventanas en un Intercambiador

consecuencia, la combinación de la pérdida de presión de todas las secciones de la ventana, esta dado por:

$$N_b * \Delta P_{w,i} * R_e$$

5.- Sumando los efectos individuales anteriores, obtenemos la ecuación para la pérdida de presión total de la coraza:

$$\Delta P_s = \left[(N_b - 1) \Delta P_{b,i} R_b + N_b \Delta P_{w,i} \left(R_l + 2 \Delta P_{b,i} \left(1 + \frac{N_{cw}}{N_c} \right) R_b R_s \right) \right] \quad (3.2)$$

3.3 ESPECIFICACIONES DEL INTERCAMBIADOR

El método Bell-Delaware asume los flujos y las temperatura de entrada y salida de los fluidos son especificados, así también como propiedades físicas en función de las temperatura. El método también especifica la siguiente lista de datos de la coraza:

Diámetro exterior de los tubos, d_o

Arreglo geométrico

Diámetro interior de la coraza, DI

Límite diametral exterior de los tubos, $DOTL$

Longitud efectiva del Tubo, L

Corte del Baffle, Lc

Espacio entre baffle, LS

Número de desviadores, NSS

De esta información, todos los parámetros restantes necesitados en el cálculo de diseño pueden ser calculado o estimado por el método dado, asumiendo los estándares de la sociedad de fabricación de intercambiadores tubulares (TEMA). Para completar la información de intercambiadores de coraza y tubo es necesario conocer el material y el espesor del tubo, los flujos y las temperaturas extremas. No todos los flujos y todas las temperaturas podrán ser especificadas, pero podrían ser conocidos a partir del balance de calor. Es posible que el coeficiente convectivo total U_o calculado por este método de diseño no es igual al requerido por el balance de calor y la ecuación, si esto sucede cuando uno esta diseñando un intercambiador, es necesario cambiar uno o más parámetro, ó cambiando los flujos hasta que el cálculo y el rendimiento requerido sea el necesario .

3.4 CALCULO DE PARAMETROS GEOMETRICOS

1.- El número total de tubos del intercambiador, N_t se lo encuentra en la tabla III en función de el diametro interior de la coraza DI y las

especificaciones del cabezal de tubos.

2.- El paso paralelo y normal al flujo, Pp y Pn; estas cantidades estan descritas en la Fig. 3.6 y leidas en la tabla IV para la mayoría de los arreglos.

T A B L A III
CANTIDAD DE TUBOS

CORAZA DI, pulg.	LIMITE DIAME- TRAL DE TUBOS DOTL, pulg.	TUBO DE, pulg.		ARREGLO Y PASO DE LOS TUBOS	#. PA. TUB.	
					1	2
8,071	6,821	3/4	1	CUAD. TRIAN	32	26
				TRIANGULAR	37	30
				1 1/4 CUAD. TRIAN.	21	16
				1 1/4 TRIANGULAR	22	18
10,02	8,77	3/4	1	CUAD. TRIAN	52	52
				TRIANGULAR	61	55
				1 1/4 CUAD. TRIAN.	32	32
				1 1/4 TRIANGULAR	37	32
12	10,75	3/4	1	CUAD. TRIAN	80	72
				TRIANGULAR	90	84
				1 1/4 CUAD. TRIAN.	48	44
				1 1/4 TRIANGULAR	57	52
13,25	12	3/4	1	CUAD. TRIAN	90	90
				TRIANGULAR	110	101
				1 1/4 CUAD. TRIAN.	60	56
				1 1/4 TRIANGULAR	67	63

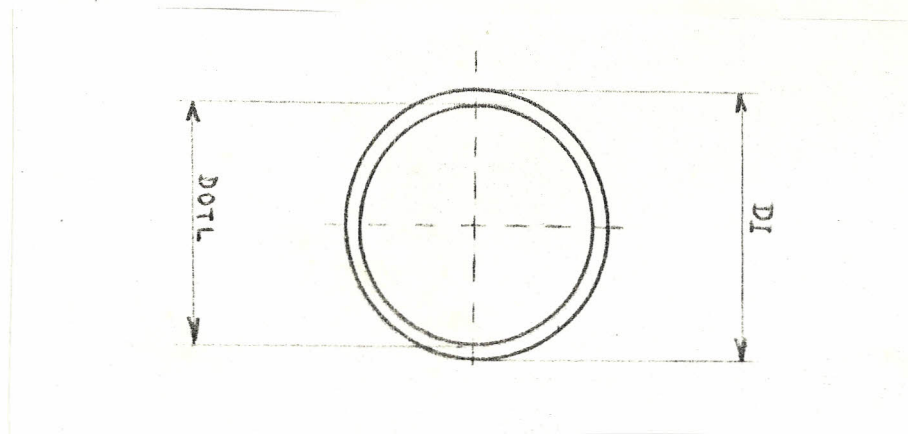


Figura 3.5
 Límite diametral de los tubos

T A B L A IV

PASO PARALELO Y NORMAL AL FLUJO

TUBOS	PASO	ARREGLO	PASO PARALELO	PASO NORMAL
3/4 = 0.750	1	CUADRADO	1.000	1.000
3/4 = 0.750	1	CUAD. ROTADO	0.707	0.707
3/4 = 0.750	1	TRIANGULAR	0.866	0.500
1	1-1/4 = 1.250	CUADRADO	1.250	1.250
1	1-1/4 = 1.250	CUAD. ROTADO	0.884	0.884
1	1-1/4 = 1.250	TRIANGULAR	1.082	0.625

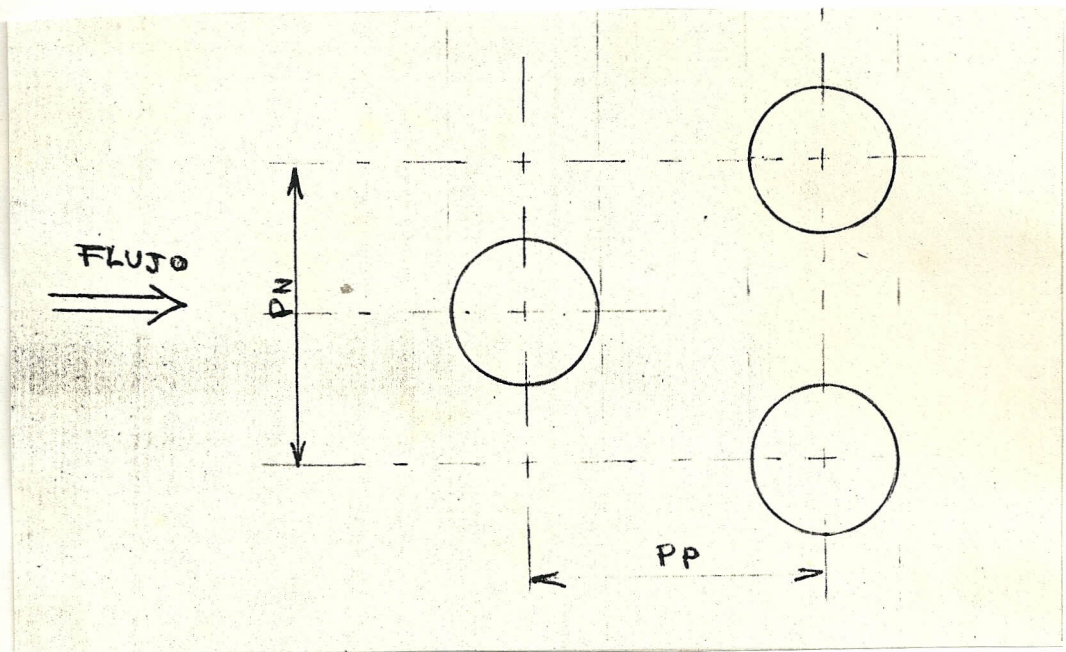


Figura 3.6
Paso Paralelo y Normal al Flujo

3.- Número de hileras de tubos cruzadas en una sección de flujo cruzado:

$$N_c = \frac{DI \left(1 - 2 \frac{L_c}{DI} \right)}{P_p} \quad (3.3)$$

4.- La fracción total del tubo en el flujo, F_c ; puede ser calculado de:

$$F_c = \frac{1}{\pi} \left[\pi + 2 \left(\frac{DI-2L_c}{DOTL} \right) \text{Sen} \left[\text{Cos}^{-1} \left(\frac{DI-2L_c}{DOTL} \right) \right] - 2 \text{Cos}^{-1} \left(\frac{DI-2L_c}{DOTL} \right) \right] \quad (3.4)$$

Donde todos los ángulos están en radianes.

5.- Número de hileras efectivas en el flujo cruzado en la ventana, N_{cw} estimado de:

$$N_{cw} = \frac{0.8 * L_c}{P_p} \quad (3.5)$$

6.- Número de baffles, N_b calculado de:

$$N_b = \frac{L - L_{SI} - L_{SO}}{L_s} + 1 \quad (3.6)$$

Esta ecuación que considera que entre la entrada y salida, y el espaciamento entre baffles centrales son diferentes.

7.- Area de flujo próximo a la línea central para una sección de flujo cruzado, S_m ; para un arreglo cuadrado y cuadrado rotado:

$$S_m = L_s \left[DI - Dotl + \frac{DOTL-do}{P_n} (P - do) \right] \quad (3.7)$$

Y para arreglo triangular:

$$S_m = L_s \left[DI - DOLT + \frac{DOTL-do}{P_n} (P - do) \right] \quad (3.8)$$

8.- Fracción del área transversal disponible para el flujo, estimado a partir de:

$$F_{sbp} = \frac{[DI - Dotl + 1/2 W_p] L_s}{S_n} \quad (3.9)$$

Donde $W_p = P - d_o$.

9.- Area de fuga tubo-baffle para un baffle, Stb .

$$Stb = \pi * d_o * D_{tb} * N_t (1/2) (1 + F_c) \quad (3.10)$$

Donde Stb es la tolerancia diametral entre el tubo y el baffle. TEMA especifica que $Stb = 1/32$ Pulg. cuando la longitud $L \leq 36$ pulg y $Stb = 1/64$ pulg para $L > 36$ pulg.

10.- Angulo del baffle, θ . Es el ángulo comprendido entre los vértices del baffle con el centro de la coraza como lo muestra la Fig. 3.7

$$\theta = 2 \cos^{-1} \left(1 - \frac{2L_c}{DI} \right) \quad (3.11)$$

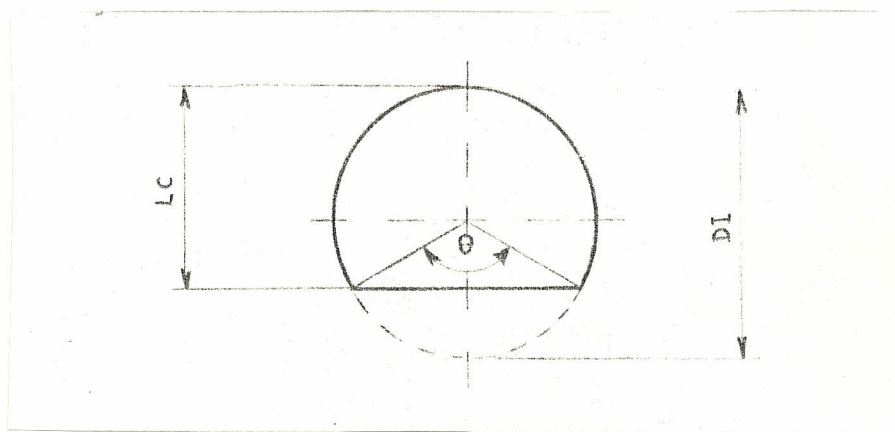


Figura 3.7
Angulo del Baffle

11.- Area de fuga coraza-baffle para un baffle, S_{sb} estimado en la ecuación 3.12.

$$S_{sb} = \frac{\pi DI * D_{sb}}{2} \left[1 - \frac{e}{2} \right] \quad (3.12)$$

La tolerancia coraza-bafle puede ser conocida de la siguiente tabla:

T A B L A V
TOLERANCIA CORAZA-BAFLE

<u>DI(Pulg.)</u>	<u>Dsb(Pulg.)</u>
8-13	0.100
14-17	0.125
18-23	0.150
24-29	0.175
40-54	0.225
55-70	0.300

12.- Area de flujo a través de la ventana, S_w . Esta área es obtenida por la diferencia entre el área de la ventana, S_{wb} y el área de las ventanas ocupadas por los tubos, S_{wt} .

$$S_w = S_{wb} - S_{wt} \quad (3.13)$$

El valor de S_{wg} puede ser calculado de:

$$S_{wg} = \frac{DI^2}{4} \left[\frac{e}{2} \right] - \left[1 - \frac{2L_c}{DI} \right] \text{Sen} \left[\frac{e}{2} \right] \quad (3.14)$$

El área ocupada por los tubos, puede ser calculado de:

$$S_{wt} = (N_t/8) (1 - F_c) \pi d_o^2 \quad (3.15)$$

13.- Diámetro equivalente de la ventana, D_w

$$D_w = \frac{4 S_w}{(\pi/2) N_t (1 - F_c) d_o + D_I * \theta} \quad (3.16)$$

3.5 COEFICIENTE CONVECTIVO REAL DE LA CORAZA

1.- El número de Reynolds, Res . El Res de la coraza

$$Res = \frac{d_o W_s}{U_s S_m} \quad (3.17)$$

donde: W_s = flujo de la coraza

U_s = viscosidad del fluido de la coraza

Es usualmente adecuado usar la temperatura media del fluido en la coraza para evaluar todas las propiedades del fluido de la coraza.

2.- Encontrar el factor J_i del banco de tubos ideal para un arreglo y un valor de Res determinado, mediante las siguientes ecuaciones:

Arreglo Triangular: Curva 1

$$\begin{aligned}
 J_i &= 1.73 \text{ Res}^{-0.694}; 1 < \text{Res} \leq 100 \\
 J_i &= 0.717 \text{ Res}^{-0.507}; 100 \leq \text{Res} \leq 1000 \\
 J_i &= 0.236 \text{ Res}^{-0.346}; \text{Res} \geq 1000
 \end{aligned}
 \tag{3.18}$$

Arreglo Cuadrado Rotado: Curva 2

$$\begin{aligned}
 J_i &= 1.39 \text{ Res}^{-0.691}; 1 \leq \text{Res} \leq 100 \\
 J_i &= 0.414 \text{ Res}^{-0.425}; 100 \leq \text{Res} \leq 1000 \\
 J_i &= 0.257 \text{ Res}^{-0.357}; \text{Res} \geq 1000
 \end{aligned}
 \tag{3.19}$$

Arreglo en Cuadro: Curva 3

$$\begin{aligned}
 J_i &= 0.817 \text{ Res}^{0.632}; 1 \leq \text{Res} \leq 100 \\
 J_i &= 0.290 \text{ Res}^{-0.418}; 100 \leq \text{Res} \leq 700 \\
 J_i &= 0.059 \text{ Res}^{-0.181}; 700 \leq \text{Res} < 4000 \\
 J_i &= 0.185 \text{ Res}^{-0.324}; \text{Res} \geq 4000
 \end{aligned}
 \tag{3.20}$$

3.- Calcular el coeficiente convectivo de la coraza, H_i para un banco de tubos ideal

$$H_i = J_i C_s \left(\frac{W_s}{S_m} \right)^{2/3} \left(\frac{K_s}{C_s U_s} \right)^{0.14} \left(\frac{U_s}{U_{sw}} \right) \tag{3.21}$$

4.- Encontrar el factor de corrección debido a los efectos de configuración del bafle, J_c ; y es leído la forma como se la halla se determina en el Apéndice.

5.- Encontrar el factor de corrección por efectos de fugas del baffle, J_1 ; como una función de:

$$\frac{S_{sb}}{S_{sb} + S_{tb}} \quad \text{y} \quad \frac{S_{sb} + S_{tb}}{S_m}$$

La forma de estimación de este valor se describe en el apéndice.

6.- Encontrar el factor de corrección por efectos del flujo Bypass, J_b ; como una función de F_{sbp} y N_{ss}/N_c . La ecuación utilizada se describe en el apéndice.

7.- Encontrar el factor de corrección por gradientes de temperaturas adversos a bajos números de Re_s , J_r , en este factor de corrección es igual a 1 cuando el $Re_s \geq 100$.

8.- Encontrar un factor de corrección por espaciamento de los baffles J_s , mediante la siguiente ecuación:

$$J_s = \frac{(N_b - 1) + (LSIA)^{1-n} + (LSOA)^{1-n}}{(N_b - 1) + LSIA + LSOA} \quad (3.22)$$

Donde: $LSIA = LSI/LS$

$LSOA = LSO/LS$

LS = Espaciamiento de Bafle Interior
 LSI = Espaciamiento de Entrada
 LSO = Espaciamiento de Salida

$$n \leq \begin{cases} 0.6 & , \text{ Res } \geq 100, \text{ flujo turbulento} \\ 1/3 & , \text{ Res } \leq 100, \text{ flujo laminar} \end{cases}$$

9.- Calcular el coeficiente convectivo real de la coraza H_o , mediante la ecuación 3.1

3.6 DISEÑO DEL INTERCAMBIADOR

1.- El coeficiente convectivo total U_o , basado en el área de transferencia de calor A_o calculado de:

$$U_o = \frac{1}{\frac{1}{H_o} + R_{fo} + \frac{\Delta X_w}{K_w} \left(\frac{A_o}{A_m} \right) + R_{fi} \left(\frac{A_o}{A_i} \right) + \frac{A_o}{h_i A_i}} \quad (3.23)$$

Donde R_{fo} y R_{fi} , son factores de obstrucción de la coraza y el tubo; ΔX_w es el espesor de la pared del tubo; K_w es el coeficiente de conductividad del tubo; A_m es el área media de transferencia de calor frecuentemente $(1/2) [A_o + A_i]$; h_i es el coeficiente convectivo en el interior del tubo y A_o/A_i es la relación del área exterior e interior del tubo.

Si la carga de calor es específica, el área necesaria para transferir calor es calculada de:

$$A_o = \frac{Q}{U_o * F_t * LMTD} \quad (3.24)$$

Donde LMTD es la diferencia de temperatura media logaritmica para flujo contra corriente y Ft es el factor de corrección por configuración del intercambiador.

La longitud del Intercambiador es calculada de:

$$L = \frac{A_o}{\pi d_o N_t} \quad (3.25)$$

Si la longitud del intercambiador L es específica, la cantidad de calor Q que puede ser transferida se calculará por el método efectividad NTU.

3.7 PERDIDA DE PRESION EN LA CORAZA

1. Encontrar Fi de la curva del factor de fricción del banco de tubo ideal para un arreglo de tubos, a un valor calculado de Res, usando las ecuaciones 3.25 para arreglo triangular y cuadrado rotado; las ecuaciones 3.26 y las ecuaciones 3.27 para arreglo

cuadrado.

Arreglo Triangular y Cuadrado Rotado

Para Tuberia de 1 pulgada.

(3.26)

$$f_i = 68 \text{ Res}^{-1.0+0.16}; 1 \leq \text{Res} \leq 500$$

$$f_i = 0.97 \text{ Res}^{-0.19}; \text{Res} \geq 500$$

Arreglo Cuadrado

Para Tuberia de 1 pulgada.

(3.27)

$$f_i = 56 \text{ Res}^{-1.0 + 0.09}; 1 \leq \text{Res} \leq 1000$$

$$f_i = 0.65 \text{ Res}^{-0.14}; \text{Res} \geq 4000$$

Para tuberia de 3/4 pulgadas.

(3.28)

$$f_i = 45 \text{ Res}^{-1.0+0.09}; 1 \leq \text{Res} \leq 1000$$

$$f_i = 0.53 \text{ Res}^{-0.14}; \text{Res} \geq 4000$$

2. Calcular la pérdida de presión ideal para una sección del flujo:

$$\Delta P_{bi} = \frac{4 f_i * W_s^2 * N_c}{2 D_s * g_c * S_m^2} \left[\frac{U_{sw}}{U_s} \right]^{0.14} \quad (3.29)$$

3. Calcular la pérdida de presión ideal para la ventana:

$$\text{Si Res} \geq 100 \quad \Delta P_{w,i} = \frac{w_s^2 (2 + 0.6 N_{cw})}{2 g_c * S_m * S_w * D_s} \quad (3.30)$$

4. Evaluar el factor de corrección por efectos de fugas del Baffle R1, como una función de $(S_{sb}+S_{tb})/S_m$ y

como parámetro $(S_{sb})/(S_{sb}+S_{tb})$. Este valor es estimado en el apéndice.

5. Encontrar el factor de corrección por el paso a través de haz de tubos R_b ; de la figura 3.12 en función de FSBP y como parámetro N_{SS}/N_C . Este factor de corrección es estimado en el apéndice.

Encontrar el factor corrección por espaciamiento entre Baffles R_s , de la ecuación:

$$R_s = (1/2) ((LSIA)^{-n'} + (LSDA)^{-n'}) \quad (3.31)$$

Donde: $LSIA = LSI/LS$

$LSDA = LSO/LS$

$$n' < \begin{cases} 1.6 & \text{Para Flujo turbulento, } Res > 100 \\ 6 & \text{Para Flujo laminar, } Res < 100 \end{cases}$$

La pérdida de presión A través de la coraza se calcula de:

$$\Delta P_s = \left[(N_b - 1) \Delta P_{bi} * R_b + N_b * \Delta P_{wi} \right] R_1 + 2 \Delta P_{bi} * R_b \left(1 + \frac{N_{cw}}{N_c} \right) R_s \quad (3.32)$$

3.8 DESCRIPCION DEL PROGRAMA DE DISENO

La estructura del sistema comprende la elaboración de dos programas en donde el primero tiene la función de ingreso y calculo de la información y el segundo de reporte para un impresora de 80 columnas y en papel continuo.

Programa DISENO01.BAS

Este programa se encuentra distribuido en cuatro partes que son:

1.- La primera parte corresponde al ingreso de información por teclado, los cuales tienen valores por defecto y comprenden el ingreso de:

- Datos de la Coraza
- Datos del Tubo
- Datos del Motor

2.- La segunda parte realiza la captura de información que se encuentran en ficheros randomicos que contienen las tablas respectivas. Los ficheros son en número de cuatro que van a leer información con respecto a las propiedades de los elementos, al interior del tubo, con

respecto a las curvas RTAB y PTAB y con respecto al número de tubos.

3.- La tercera parte corresponde al calculo de los parametros geometricos, del coeficiente convectivo, del coeficiente de interior de tubos, de la longitud del intercambiador y de la pérdida de presión en la coraza.

4.- La última parte corresponde a las pantallas de visualización de los resultados que han calculado previamente.

A continuación se presenta un diseño estructural un poco más detallado:

L I N E A S	C O N T E N I D O
100 - 160	Declaración de las variables que van a ser transferidas al programa de reporte.
170 - 360	Pantalla de información del sistema.
380 - 560	Pantalla de los campos a ingresar.
600 - 790	Ingreso de Datos de la

		Coraza
600	- 640	Ingreso del diametro Interior de la Coraza
650	- 690	Ingreso del espaciamento entre baffles
700	- 740	Ingreso del número de desviadores
750	- 790	Ingreso del número de baffles
800	- 1190	Ingreso del Cabezal de Tubos
800	- 860	Ingreso del Diametro Exterior del Tubo
870	- 930	Ingreso del Tipo de Arreglo
940	- 1020	Ingreso de Pasos de los Tubos
1030	- 1090	Ingreso del Calibre BWG
1100	- 1140	Ingreso del número de Pasos por los tubos
1150	- 1190	Ingreso del número de

		espacios en el centro	
1200	-	1410	Ingreso de Datos del Motor
1200	-	1260	Ingreso del Calor rechazado por el motor
1270	-	1310	Temperatura de salida del motor
1320	-	1360	Temperatura de entrada del Intercambiador
1370	-	1410	Flujo en los tubos del Intercambiador
1500	-	1680	Declaración de Datos Fijos para el Diseño
1690	-	1840	Lectura del fichero Propiedad.Dat para encontrar las propiedades del agua dulce del motor
1850	-	1950	Interpolación de las propiedades del agua dulce
1960	-	2020	Lectura del fichero Propiedad.Dat para encontrar las propiedades

		del agua salada del Intercambiador
2030	- 2130	Interpolación de las propiedades del agua salada
2140	- 2370	Pantalla de visualización de las propiedades del agua dulce del motor y del agua salada del Intercambiador
2380	- 2430	Lectura del fichero TuboInt.Dat que contiene la tabla de datos de tubos para intercambiadores de calor
2440	- 2590	Lectura del fichero TuboNum.Dat que contiene la tabla de cantidad de tubos
2600	- 2740	Tabla de pasos para tubos paralelos y normales al flujo
2750	- 2870	Tabla de Tolerancia entre el baffle y la coraza

2880	-	3070	Visualización de los valores seleccionados en las distintas tablas
3080	-	3330	Calculos de los Parametros Geometricos
3080	-	3140	Calculo del número de hileras de tubos de flujo cruzado
3150	-	3240	Calculo de fracción del tubo en el flujo cruzado
3250	-	3260	Calculo del número de hileras efectivas de flujo en cada ventana
3270	-	3360	Calculo del area de flujo cruzado
3370	-	3400	Calculo de Espacios entre tubos
3410	-	3420	Calculo de fracción del area Transversal
3430	-	3490	Calculo del área de fuga
3500	-	3530	Calculo del Angulo de Corte del Bafle

3540	-	3550	Calculo del área de fuga Coraza-Baffle
3560	-	3600	Calculo del área de flujo en la ventana
3610	-	3630	Calculo del Diametro equivalente de la ventana
3640	-	3980	Calculo del Coeficiente Convectivo
3640	-	3670	Calculo del Flujo de la Coraza
3680	-	3690	Calculo de la Temperatura de salida del Intercambiador
3700	-	3710	Calculo del número de Reynolds de la Coraza
3720	-	3930	Determinación del Factor JI
3940	-	3980	Calculo del coeficiente convectivo ideal para el banco de tubos
3990	-	4060	Calculo del factor de corrección por

		configuración del bafle
4070	- 4440	Calculo del factor de corrección por fugas
4450	- 4860	Calculo del factor de corrección por pasos
4870	- 4920	Calculo del factor de corrección por gradiente de temperatura
4930	- 4940	Calculo de corrección por espaciamento de los bafles
4950	- 4960	Calculo del coeficiente convectivo real de la coraza
4970	- 5510	Calculo del coeficiente convectivo en el interior de los tubos
4970	- 5020	Calculo del area de flujo total
5030	- 5040	Calculo de la Masa Velocidad
5050	- 5060	Calculo de Reynolds

5070 - 5090	Calculo Nussels
5120 - 6070	Calculo de la longitud del Intercambiador
5120 - 5170	Calculo de correlaciones del coeficiente convectivos
5180 - 5260	Lectura del fichero Propiedad.Dat
5270 - 5290	Interpolación del agua dulce con la temperatura de la pared
5310	Calculo del coeficiente convectivo corregido afuera del tubo
5320	Calculo de coeficiente convectivo corregido adentro del tubo
5330 - 5390	Calculo del coeficiente convectivo Total
5400 - 5430	Calculo de la diferencia media logaritmica de temperatura
5440 - 5930	Calculo del factor de

		corrección para intercambiadores de coraza y tubo 1 paso coraza y varios pasos tubos
5940	- 5950	Calculo de área de transferencia de calor
5960	- 6070	Calculo longitud del Intercambiador
6080	-	Calculo de Perdida de Presión en la Coraza
6080	- 6520	Calculo del factor de fricción ideal del banco de tubos
6530	- 6900	Calculo del factor de corrección por efecto de fuga del baffle
6910	- 7320	Calculo del factor de corrección por Pasos
7330	- 7340	Calculo del factor de corrección por espaciamiento de baffles
7350	- 7360	Calculo de la Perdida de

	Presión en la Coraza
7370 - 7630	Pantalla de visualización de los Parametros Geometricos
7640 - 7910	Pantalla de visualización del coeficiente convectivo, coeficiente convectivo en el interior de tubos
7920 - 8180	Pantalla de visualización de los calculos de la longitud del intercambiador, de perdida de presión en la coraza
8190 - 8460	Parte del programa en donde están declaradas las subrutinas de apertura de los ficheros y el marco.

Programa DISENO02.BAS

Este programa tiene la función de imprimir un reporte de todos los calculos que se realizo en el programa

L I N E A S	C O N T E N I D O
10 - 90	Verificación de encadenamiento
100 - 240	Impresión de Datos Coraza
250 - 360	Impresión de Datos Tubos
370 - 440	Impresión de Datos Motor
450 - 530	Impresión de las Propiedades del Agua Dulce del Motor
540 - 630	Impresión de las propiedades del Agua Salada del Intercambiador
640 - 680	Impresión de la Tabla de Cantidad de Tubos
690 - 730	Impresión de Tabla de Pasos paralelos normales al flujo
740 - 760	Impresión de Tolerancia Baffle-Coraza
770 - 1020	Impresión de los

		parametros geometricos
1030	- 1140	Impresión del coeficiente convectivo
1150	- 1230	Impresión del coeficiente convectivo en el interior del tubo
1240	- 1320	Impresión de la Longitud del Intercambiador
1330	- 1490	Impresión de la Perdida de Presión en la Coraza

A continuación se presenta a los ficheros y sus estructuras.

Propiedades de los Elementos

Fichero: Propiedad.Dat

Tipo : Random

Campo-Descripción	Variable-Fichero	Tamaño-Campo
Codigo	COD\$	2 bytes
Elemento	ELEMENTO\$	20 bytes
Temperatura	TEMPERATURA\$	4 bytes
Densidad	DENS\$	4 bytes
Capacidad Calorifica	CP\$	4 bytes

Viscosidad	VISCOS\$	4 bytes
Coefficiente de Conductividad K\$		4 bytes
Número de Prandalt	PRANT\$	4 bytes

Datos de Tubos

Fichero: TuboInt.Dat

Tipo : Random

Campo-Descripción	Variable-Fichero	Tamaño-Campo
-------------------	------------------	--------------

Codigo	COD\$	2 bytes
Diametro Exterior	DE\$	4 bytes
Calibre	BWG\$	4 bytes
Espesor	ESPESOR\$	4 bytes
Diametro Interior	DI\$	4 bytes
Area de Flujo	AREA\$	4 bytes
Area Superficial Exterior	ASSUPEXT\$	4 bytes
Area Superficial Interior	SUPINT\$	4 bytes
Peso	PESO\$	4 bytes

Números de Tubos

Fichero: TuboNum.Dat

Tipo : Random

Campo-Descripción	Variable-Fichero	Tamaño-Campo
-------------------	------------------	--------------

Codigo	COD\$	2 bytes
--------	-------	---------

Diametro Interior de la coraza	DI\$	4 bytes
Limite Exterior Diametral	DOTL\$	4 bytes
Diametro Exterior del Tubo	DE\$	4 bytes
Paso del tubo	PASO\$	4 bytes
Arreglo	ARREGLO\$	4 bytes
Paso 1 por la Coraza	N1\$	4 bytes
Paso 2 por la Coraza	N2\$	4 bytes
Paso 3 por la Coraza	N3\$	4 bytes
Paso 4 por la Coraza	N4\$	4 bytes
Paso 5 por la Coraza	N5\$	4 bytes

3.9 NOMENCLATURA

- Ao, Aw, Ai = Areas de transferencia de calor para coraza, pared y el interior de los tubos respectivamente
- Cs = Calor específico del fluido de la coraza
- DI = Diametro interior de la coraza
- DOLT = Limite diametral del cabezal de tubos
- Dw = Diámetro equivalente de las ventanas
- do = diametro exterior del tubo
- Fc = Fracción del tubo en el flujo cruzado.
- Fsbp = Fracción del área de flujo que esta disponible para el paso alrededor del haz de tubos y a travez de los pasos divisores.
- Ft = Factor de corrección del LMTD por configuración del intercambiador.

- f_i = Factor de fricción para flujo a travez de un banco de tubo ideal.
- g_c = Constante de gravitacional, 4.17×10^8 (lbm ft)/(lbf hr²)
- h_i = Coeficiente de transferencia de calor de la coraza para un banco de tubos ideal
- H_o = Coeficiente de transferencia de calor de la coraza para el intercambiador
- J_b = Factor de Corrección por efectos del flujo Bypass
- J_c = Factor de Corrección debido a los efectos de configuración del baffle
- J_e = Factor de Corrección por efectos de fugas del bafle.
- J_r = Factor de Corrección por efectos de gradientes de temperatura adversos
- J_s = Factor de Corrección por espaciamiento de los bafles
- J_i = Factor J_i para el banco de tubos ideal
- K_s = Conductividad térmica del fluido de la coraza
- K_w = Conductividad térmica del tubo
- $LMTD$ = Diferencia de temperatura media logaritmica para contracorriente
- L = Longitud efectiva del tubo
- L_c = Corte del baffle
- l_s = Espaciamiento entre baffle
- LSI y LSO = Espacimientto del baffle en la entrada y la salida del Intercambiador

- Nb = Número de Baffles en el Intercambiador
- Nc = Número de hileras de unzas durante el flujo a través de la sección transversal
- Ncw = Número de hileras efectivas en el flujo cruzado en la ventana*
- Nss = Número de desviadores de paso de la corriente en una sección de flujo.
- Nt = Número de tubos en el intercambiador
- n, n' = Exponente para las relaciones entre J_i -Res y F_i Res respectivamente
- $\Delta P_{b,i}$ = Pérdida de presión del flujo cruzado en la sección ideal del flujo $P_{w,i}$ = Pérdida de presión en la sección ideal de ventana
- P = Paso del tubo
- Pn = Paso normal al flujo
- Pb = Paso paralelo al flujo
- Q = Calor total del Intercambiador
- Rb = Factor de Corrección por efecto de paso del flujo en el haz del tubo l = Factor de Corrección por efecto de fugas del baffle
- Rs = Factor de Corrección por efecto de espaciamiento de baffle desiguales R_{fi}, R_{fo} = Factores de obstrucción para el Intercambiador en el tubo y coraza respectivamente
- Res = Número de Reynald de la coraza
- Sm = Area de flujo proximo a la línea central para una sección de flujo cruzado S_{sb} = Area de

	fuga coraza-baffle para un baffle
Stb	= Area de fuga tubo-baffle para un baffle
Sw	= Area de flujo a travez de la ventana
Swg	= Area de la ventana
Swt	= Area de ventana ocupada por los tubos
Uo	= Coeficiente de transformación de calor total basado en el area de transferencia de calor de la coraza
Ws	= Flujo de agua en la coraza
Dsb	= Tolerancia diametral entre coraza-baffle
Dtb	= Tolerancia diametral entre tubo y baffle
Us	= Viscosidad del fluido de la coraza a temperatura de corriente
Us,w	= Viscosidad del fluido de la coraza evaluada a una temperatura superficial
Ds	= Densidad del fluido de la coraza
	= Angulo de baffle(radianes)

C A P I T U L O I V

4.1.- RESULTADO Y ANALISIS DE DISEÑO:METODO DE KERN

En los cálculos del método de Kern primeramente se especifica el intercambiador, datos en la coraza y en los tubos; luego el factor de obstrucción y finalmente la cantidad de calor que debe rechazar incluido a que temperatura va a trabajar. El intercambiador que se va a diseñar es para enfriar el agua de la camisa del sistema de enfriamiento de un motor diesel 3306, velocidad 2000 RPM, potencia 190 HP, 6 cilindros y 4 tiempos. En el método de Kern se parte de una longitud determinada y un necesario rendimiento para evaluar su adaptabilidad para las condiciones dadas.

a) Datos de Ingreso

<u>CORAZA</u>		<u>TUBOS</u>	
DI	= 10.02 pulg.	Número, NT	= 32
Espacio de		Longitud, L	= 20
Deflectores, B	= 5 pulg,	De	= 1 pulg.
Pasos, P	= 1	Arreglo	= triangular
Numero de Baffles, NB	= 3	Paso, P	= 1 1/4 pulg.
Factor de obstrucción, Rd = 0,0005		Calibre	= 18 BWG

No. Pasos, NP = 2

MOTOR:

Calor rechazado del motor $Q_M = 344640$ BTU/hr

Rango de temperatura de la camisa $\Delta T = 185 - 203$ °F

INTERCAMBIADOR:

Temperatura de entrada del agua al intercambiador =

86 °F Flujo del agua del intercambiador, $w_c = 60.000$

lb/hr se escoge un gran flujo másico para lograr un buen coeficiente convectivo.

Propiedades del agua del motor a $T_a = 194$ °F

Calor específico $CS = 1.0$ Btu/lbm °F

Viscosidad $US = 0.2154 \times 10$ lbm/pie-seg

Coef. de conductividad $KS = 0.3928$ Btu/hr-pie-°F

No. de Prandlt $PRS = 1,9342$

Densidad $DS = 60,32$ lbm/pie³

Propiedades del agua salada del intercambiador a $T =$

89 °F de tabla

$CC = 0.9973$ BTu/lb °F

$UC = 0.5332 \times 10$ lbm/pie-seg

$KC = 0.3572$ BTU/hr-pie- °F

$PRC = 5.328$

$DC = 62.13$ lbm/pie³

Las propiedades termodinamicas de los fluidos se evaluan a una temperatura promedio, tomado de la entrada y la salida.

b) Valor de Calculos Efectuados

EN EL MOTOR

Flujo masico, WS(lbm/hr).....	19147
Temperatura salida de los tubos, t2 (F).....	91,76
Diferencia verdadera de temperatura de un intercambiador, LMTD (F).....	104.9
Factor de diferencia de temperatura, FT	0.995

EN LA CORAZA

Area de flujo, AS (pie ²).....	8,6983x10 ⁻²
Masa velocidad, GS (lbm/hr pie)	220133
Número de Reynolds, RES	17033
Factor, JH	73,24
Coeficiente convectivo en la coraza, HO(BTU/hr pie F)	598

EN LA TUBERIA

Area de Flujo, AT (pie ²)	7,10x10 ⁻²
Masa velocidad, GT (lb/hr pie).....	845070
Número de Reynolds, RET	33093
Velocidad del flujo en la tubería, V (pie/s)....	3,27
Coeficiente convertido en el interior de los tubos, I (BTU/hr pie ^o F)	700,61

CORRECCION DE LOS COEFICIENTES CONVECTIVOS MEDIANTE LA

TEMPERATURA DE LA PARED DEL TUBO (F).....	142,2
Coeficiente convectivo en la coraza,	
Ho(BTU/hr pie F)	577
Coeficiente convectivo en los tubos,	
HI(BTU/hr pie F)	748
Los factores de corrección debido a la temperatura en la pared de los tubos tienen poca influencia sobre los coeficientes convectivos.	
Coeficiente total de transferencia de calor,	
UC (BTU/hr pie ^o F)	325
Coeficiente total de Diseño,	
UD(BTU/hr pie ^o F)	236
Factor de obstruccion requerido,	
RD (hr pie F/BTU)	0,0005
Factor de obstruccion calculado,	
RDC (hr pie F/BTu)	0,000612
Perdida de Presión en la coraza,	
DPS (lb/pie ²)	8.87x10 ⁻²
Perdida de Presión total en la tubería, DPTT	
(lb/pulg.).....	5.19x10 ⁻³

Cuando el RD calculado es mayor o igual al RD requerido entonces el intercambiador es util para ser utilizado.

c) Resultado de Diseño

El resultado de diseño el un intercambiador Tubo-Coraza; en el calculo de diseño se especifican las medidas del cabezal de tubos que a continuación se muestran en la figura. Los demas dimensiones del intercambiador son

especificadas en el capítulo 5.

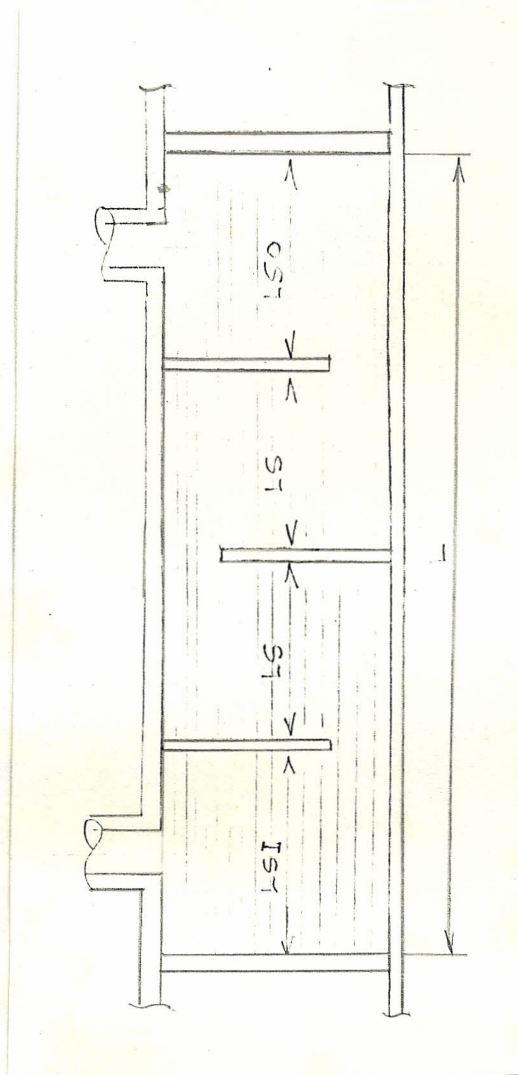


Figura 4.1
Intercambiador Tubo-Coraza(Cabezal)

4.2. RESULTADO DE DISEÑO METODO BELL-DELAWARE

Para el calculo de Diseño por el metodo de Bell_delaware se especifica los datos necesarios para el cabezal de tubos, ademas los datos de motor. Del mismo tipo es utilizado para el metodo de Kern; los demas parametros estan especificados y otros son tomados de las tablas ingresadas en el programa.

```

*-----*
*          CALCULO DEL TAMAÑO DE UN INTERCAMBIADOR DE CALOR          *
*-----*
* INGRESO DE DATOS CORAZA DE LA CORAZA INGRESO DE DATOS DEL MOTOR *
*-----*
* Diam. int. Cor. - 12 plg : 12      Calor Rechaz 344640 BTU/hr : 344640 *
* Espac. Baffle - 5 plg .. : 5      Temp. Sal. Mot. - 203 9F . : 205 *
* Núm. de Desviadores - 2 : 2      Temp. Ambient. - 80 9F ... : 86 *
* Núm. de Baffles - 3 .... : 3      Flujo Interc.- 60000 LB/hr : 60000 *
*-----*
* INGRESO DE DATOS DEL CABEZAL DE TUBOS *
*-----*
* Diám. ext. tub - 1 pulg : 1 *
* Arreglo - 2 ..... : TRIANG *
* Paso - 1.25 pulg ..... : 1.25 *
* Calibre - 18 ..... : 18 *
* Núm. de pasos tubos - 2 : 2 *
* Núm. de esp. centro - 3 : 8 *
*-----*
*          <C> Continua      <R> Reingreso de datos      <S> Salir *
*-----*

```

```

*-----*
*          CALCULO DEL TAMAÑO DE UN INTERCAMBIADOR DE CALOR          *
*-----*
*          PROPIEDADES AGUA DULCE *
*-----*
* Temperatura promedio del agua dulce (9F) ..... : 195.000000 *
* Viscosidad (Lbm/pie.seg) ..... : 0.000214 *
* Número de Prandtl ..... : 1.963000 *
* Densidad especifica (lbm/pie3) ..... : 60.210000 *
* Calor Especifico (Btu/lbm.9F) ..... : 1.000000 *
* Coeficiente de conductividad termico (BTU/hr.pie.9F) : 0.393000 *
*-----*
*          PROPIEDADES AGUA SALADA *
*-----*
* Temperatura promedio del agua dulce (9F) ..... : 96.000000 *
* Viscosidad (Lbm/pie.seg) ..... : 0.000480 *
* Número de Prandtl ..... : 4.764000 *
* Densidad especifica (lbm/pie3) ..... : 62.040000 *
* Calor especifico (Btu/lbm.9F) ..... : 0.997600 *
* Coeficiente de Conductividad Térmico (Btu/hr.pie.9F) : 0.362000 *
*-----*
*          <C> Continuar      <R> Reingreso de datos      <S> Salir *
*-----*

```

CALCULO DEL TAMAÑO DE UN INTERCAMBIADOR DE CALOR

TABLA DE CANTIDAD DE TUBOS

Diámetro exterior de los tubos (pulg.) 10.75000
 Números de tubos 52.00000

TABLA DE PASOS TUBOS PARALELOS NORMALES AL FLUJO

Paso perpendicular 1.08200
 Paso normal 0.62500

TABLA DE TOLERANCIAS BAFFLE - CORAZA

Tolerancia baffle - coraza 0.10000

<C> Continuar <R> Reingreso de datos <S> Salir

CALCULO DEL TAMAÑO DE UN INTERCAMBIADOR DE CALOR

CALCULOS DE PARAMETROS GEOMETRICOS

Número de hileras de tubos de flujo cruzado = 5.545287
 Fracción del tubo en el flujo cruzado = 0.660757
 Número de hileras efectivas de flujo en cada ventana = 2.218115
 Número de Baffles = 3.000000
 Área de flujo cruzado (pulg²) = 10.018080
 Número de espacios del centro = 8.000000
 Espacio entre tubos (pulg) = 0.250000
 Fracción del área transversal = 0.703125
 Tolerancia tubo - baffle (pulg) = 0.031250
 Área de fuga (tubo - baffle) (pulg²) = 4.239156
 Ángulo de corte del baffle en radianes = 2.094395
 Área de fuga coraza - baffle (pulg²) = 1.256637
 Área de flujo en la ventana (pulg²) = 15.183200
 Diámetro equivalente de la ventana (pulg) = 1.149315

<C> Continuar <R> Reingreso de datos <S> Salir

```

*-----*
*          CALCULO DEL TAMANO DE UN INTERCAMBIADOR DE CALOR          *
*-----*
*          CALCULO DEL COEFICIENTE CONVECTIVO                          *
*
* Número de Reynolds de la Coraza ..... = 22,370.020000 *
* Factor JI ..... = 0.007378 *
* Coef. Convectivo ideal banco tubos (BTU/HR.pulg^2.ºF)= 6.749000 *
* Factor de corrección por configuración del baffle .. = 0.978754 *
* Factor de corrección por fugas ..... = 0.700386 *
* Factor de corrección por pasos ..... = 0.948703 *
* Factor de corrección por gradiente de temperatura .. = 1.000000 *
* Factor de corrección por espaciamiento de baffles .. = 0.930383 *
* Coeficiente Convectivo Real (BTU/hr.pulg^2.ºF) ..... = 4.083597 *
*          COEFICIENTE CONVECTIVO EN INTERIOR DE TUBOS                *
*
* Area de flujo total (pulg^2) ..... = 10.2240000 *
* Masa Velocidad (lb./hr.pulg^2) ..... = 5,868.5450000 *
* Reynolds ..... = 40,719.8500000 *
* Nussels ..... = 206.6234000 *
* Coeficiente Convectivo Interior (BTU/hr.pulg^2.ºF) . = 6.7270690 *
*-----*
*          <C> Continuar      <R> Reingreso de datos      <S> Salir      *
*-----*

```

```

*
*          CALCULO DEL TAMANO DE UN INTERCAMBIADOR DE CALOR
*
*          CALCULOS DE LA LONGITUD DEL INTERCAMBIADOR
*
* Coeficiente Convectivo Total (BTU/hr.pie^2.ºF) ..... = 1.684553
* Temperatura de Salida del agua (ºF) ..... = 91.757820
* Diferencia Media Logarítmica de temperaturas (ºF) .. = 105.961600
* Factor corrección 1 paso coraza y varios pasos tubos = 1.000000
* Area total de transferencia de calor (pulg^2) ..... = 1930.780000
* Longitud del intercambiador (pulg) ..... = 19.205820
* Espaciamiento entre baffles (pulg) ..... = 4.285146
*
*          CALCULOS PERDIDA DE PRESION EN LA CORAZA
*
* Factor de fricción ideal del banco de tubos ..... = 0.144656
* Pérdida presión sección flujo cruzado ideal (Psi) .. = 0.015802
* Pérdida presión una sección de ventana ideal (Psi) . = 0.019915
* Factor de correccion por efecto de fuga del baffle . = 0.426237
* Factor de correccion por pasos ..... = 0.925860
* Factor de correccion por espaciamiento de baffles .. = 0.699752
* Pérdida de Presión en la Coraza (Psi) ..... = 0.066604
* Pérdida de Presión en los tubos (Psi) ..... = 0.005189
*
*          <S> Salir      <I> Imprima      <R> Reingreso de datos
*

```

4.3. ANALISIS DE RESULTADOS

El coeficiente total de transferencia de calor que resulta del metodo Bell-Delaware es mayor que el coeficiente de diseño del Método de Kern es esa la razón fundamental para que la longitud salga menor.

El factor de obstrucción calculado en el metodo de Kern es mayor que el requerido lo cual indica que se puede disminuir para ahorrar material o dejarlo para que el intercambiador tenga un ciclo de vida más útil.

El factor de obstrucción de transferencia de calor del metodo Bell-Delaware se tomo el mismo que para el metodo de Kern, pero a ambos lados tanto en la coraza y en los tubos, lo cual indica que se ha tomado en cuenta un factor de seguridad bueno en el diseño.

La corrección de los coeficientes convectivos mediante el metodo de Kern es pequeño, pero no lo suficiente como para despreciarlo.

El coeficiente convectivo real de la coraza es de 53% del coeficiente convectivo ideal debido al efecto de los factores de corrección en el metodo Bell-Delaware.

El resultado del metodo de Bell-Delaware es un intercambiador Tubo-Coraza, similar al del metodo de Kern con la unica diferencia en su longitud y espaciamiento entre baffles.

La pérdida de presión en la coraza es mayor en el metodo de Kern debido a la longitud del intercambiador.

La perdida de presión en los tubos son iguales debido a que en ambos metodos se utiliza la misma relación.

El metodo de Kern evalua la adaptabilidad de un intercambiador bajo ciertas condiciones de trabajo, el metodo Bell-Delaware con las mismas condiciones estima una longitud para que trabaje con un rendimiento preestablecido.

El metodo de Kern es util para evaluar un intercambiador Tubo-Coraza, se lo utilizaria en diseño donde no se requiere espacio sino más bien para que en el intercambiador se asegure un ciclo de vida largo.

El metodo Bell-Delaware se determina la longitud del intercambiador Tubo-Coraza como parametro fundamental y donde se requiere una gran producción de

intercambiadores debido a la demanda el metodo Bell-
Delaware es el más adecuado para ser utilizado.

C A P I T U L O V

ENSAMBLAJE DEL INTERCAMBIADOR

5.1 MATERIAL Y DIMENSIONES DE CADA UNO DE LOS ELEMENTOS DEL INTERCAMBIADOR

Para el ensamblaje del Intercambiador es necesario tener los elementos necesarios listos con sus dimensiones, a continuación se especifica los elementos y el material que están constituidos.

a) Espejos.- Son de acero SA 515 grado 55 1/8 pulg., de una plancha de estas características se cortan 2 espejos de 10.02 pulg. de diámetro. En cada una de ellas se marcan las posiciones centrales de los tubos de acuerdo al paso de 1 1/2 pulg. y el diámetro del tubo de 1 pulg. como indica la figura.

Las posiciones de los tubos también se han marcado de acuerdo al número de tubos y pasos de la coraza. Los agujeros para los tubos se hacen con un taladro de presión.

b) Baffles.- El material de los baffles es de acero 515 grado 55 1/2 pulg., el mismo de los espejos. Las marcas de las posiciones centrales de los tubos se

hacen como en los espejos pero solamente hasta el corte. Para determinar las dimensiones del baffle se determinan con las siguientes fórmulas:

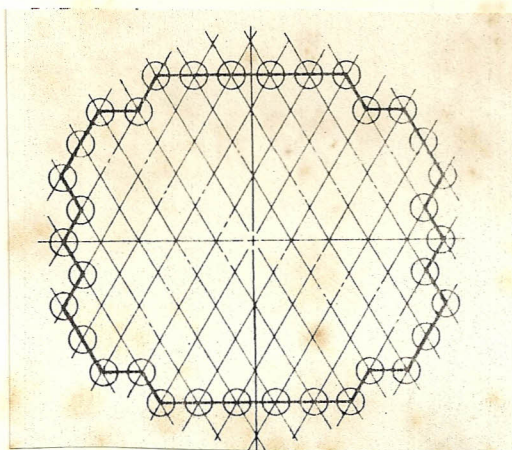


Figura 5.1
Distribución de los Tubos en el Espejo

$$LC = 0.75 DI$$

$$D = DI - 2 DSB$$

Como $DI=10.02''$, diámetro de la coraza y $DSB = 0.1$, tolerancia entre el baffle y la coraza, entonces $L=7.5$ pulg. y $D= 9.8$ pulg.. además es necesario hacer unas perforaciones con el taladro para que los baffles sean fijados en los espaciadores como lo muestra la fig. 5.2

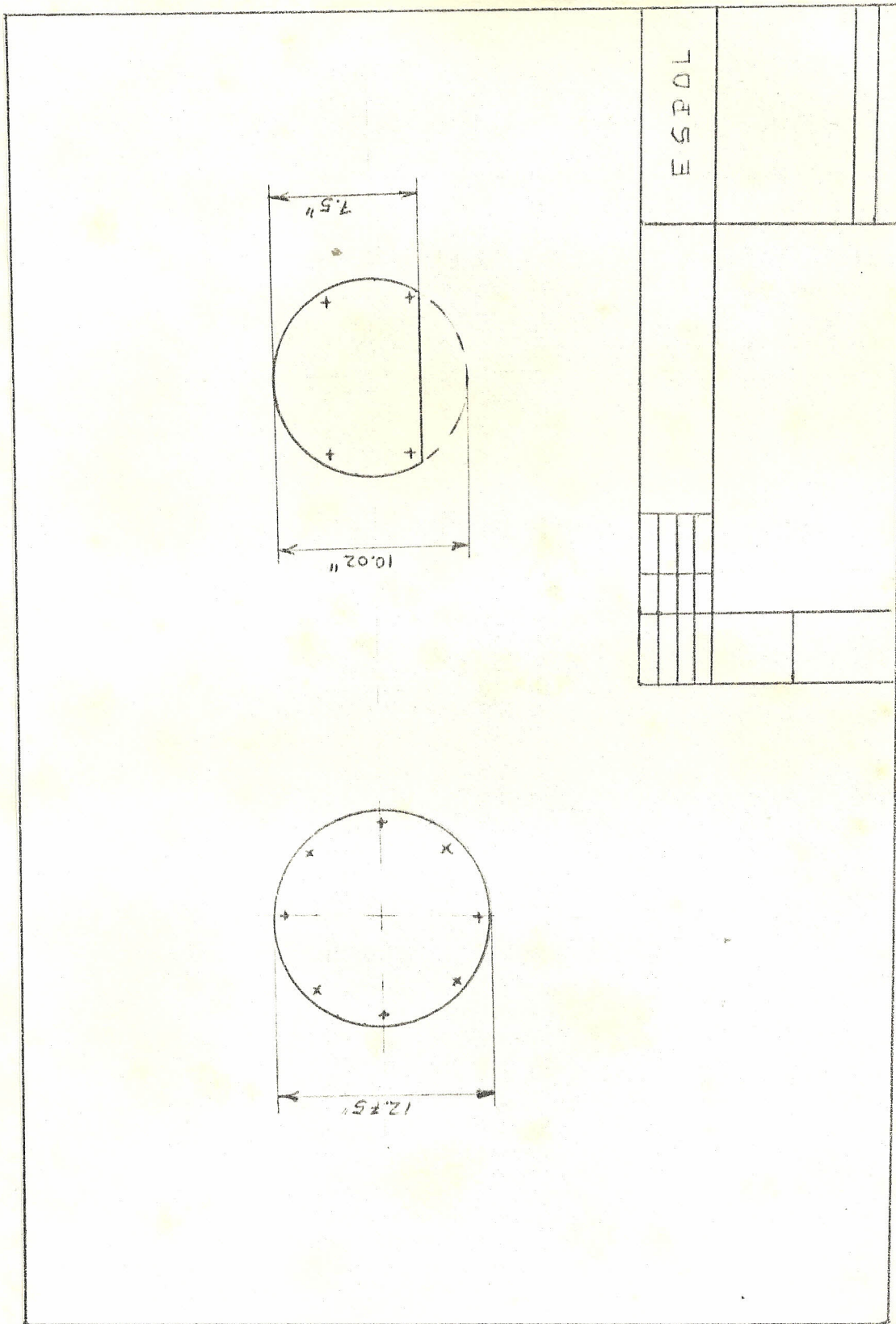


Figura 5.2
Baffles y Tapas

c) Tapas.- Las 2 tapas son de SA 515 grado 55 1/3 pulg., con un diámetro de 15 pulg. y con 8 perforaciones alrededor simetricamente distribuidas los mismos que van a servir para ajustarlo a la coraza, la forma de la tapa esta especificada en la fig. 5.2

d) Anillos.- Son del mismo material de las tapas, las dimensiones están especificadas en la fig. 5.3 y sirven para ajustar las tapas a la coraza

e) Pared Divisoria.- del mismo material de los espejos, su dimensión esta especificada en la figura 5.3, son utiles para seccionar la entrada y la salida del fluido que pasa por los tubos.

f) Espaciadores.- Son varillas de acero de 3/16 pulg., los mismos van fijadas en los espejos y los baffles van fijados a los espaciadores.

5.2. CONFECCION DE LA CORAZA

a) El tubo de diámetro de 10 pulg. para la coraza se perfora en las posiciones adecuadas unos agujeros para las tuberias de 3 pulg. de diámetro mediante el oxicorte, guardando de no alterar las tolerancias admisibles.

- b) Mediante el uso de la soldadura de arco eléctrico se colocan los anillos, con soldadura A6011 en los extremos de la coraza; la soldadura debe ser efectuada de tal manera que los esfuerzos térmicos no efectuen las forma de los anillos.

- c) Finalmente se colocan los boquetes en la posición adecuada de tal manera que el eje del boquete sea la más cercanamente perpendicular al eje de la coraza, haciendo uso de la soldadura A6011 de área eléctrico.

5.3 ARMADO DE CABEZAL DE TUBOS

Para el armado del haz de tubos se procede de la siguiente manera:

- a) Con un mandril rotario se fijan los tubos en uno de los espejos, como se indica en el capítulo II en la fig. 2.1

- b) Se introduce los 3 baffles del intercambiador, de acuerdo a la presión adecuada del corte.

- c) Se coloca el segundo espejo de la misma forma que el primero.

- d) Luego se fijan los espaciadores entre los espejos y despues se ajustan los baffles de acuerdo al espaciado preestablecido.

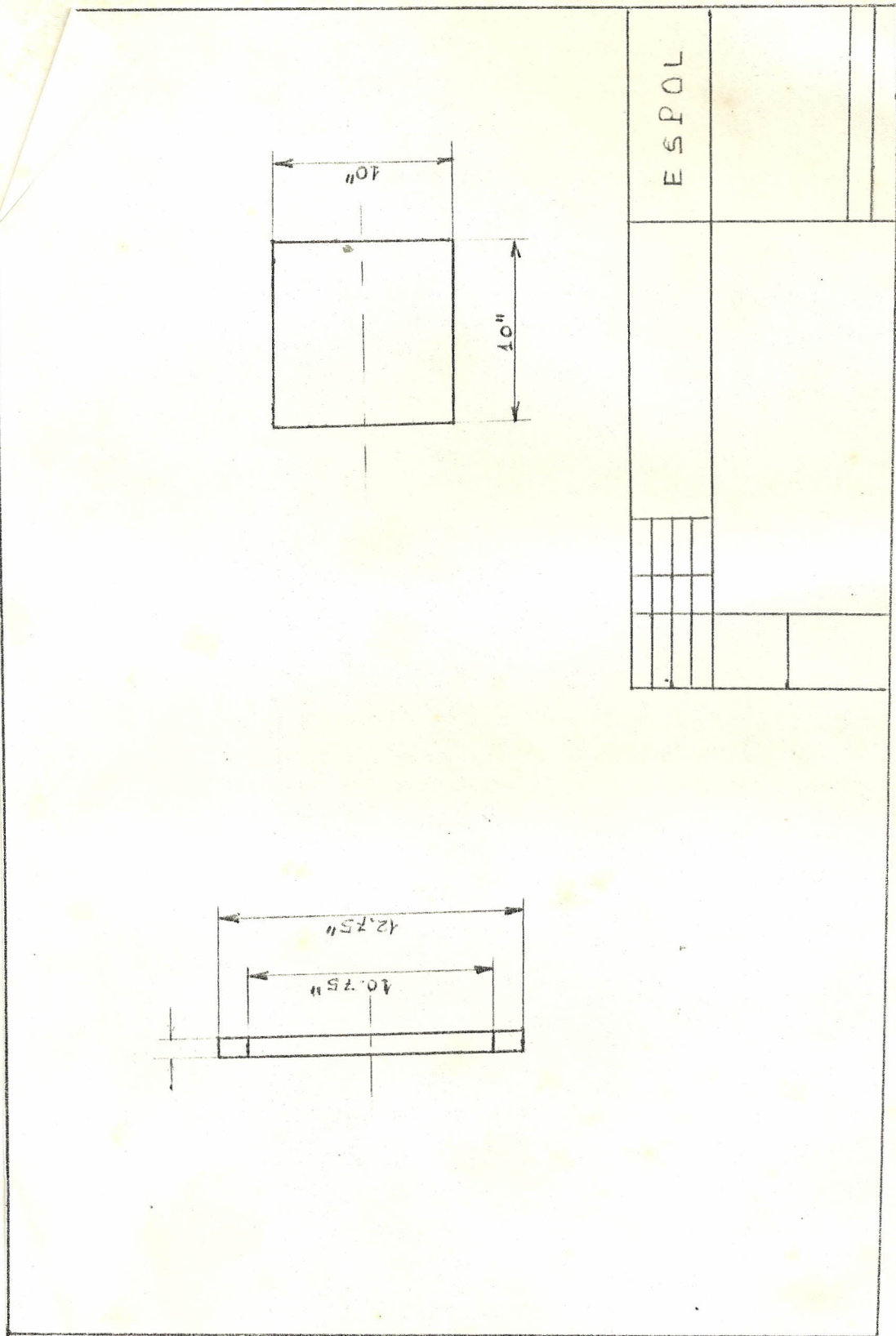


Figura 5.3
Anillo y Pared Divisoria

5.4 ENSAMBLAJE DEL INTERCAMBIADOR

- a) Se coloca primero la pared divisoria en el extremo de la coraza, en los boquetes de entrada y salida a los tubos con soldadura eléctrica A6011.

- b) Mediante una prensa se introduce completamente el haz de tubos en la coraza hasta la posición adecuada y con soldadura de arco eléctrica se fija el haz de tubos en la coraza en la posición que lo especificaré la fig. 5.4, este trabajo se requiere de mucho cuidado tratando de no deflectar los tubos.

- c) Finalmente se colocan las tapas que van empernadas a los anillos mediante esparrojos y zonas de seguridad, es aconsejables poner un anillo de caucho entre el anillo y la tapa para evitar fugas.

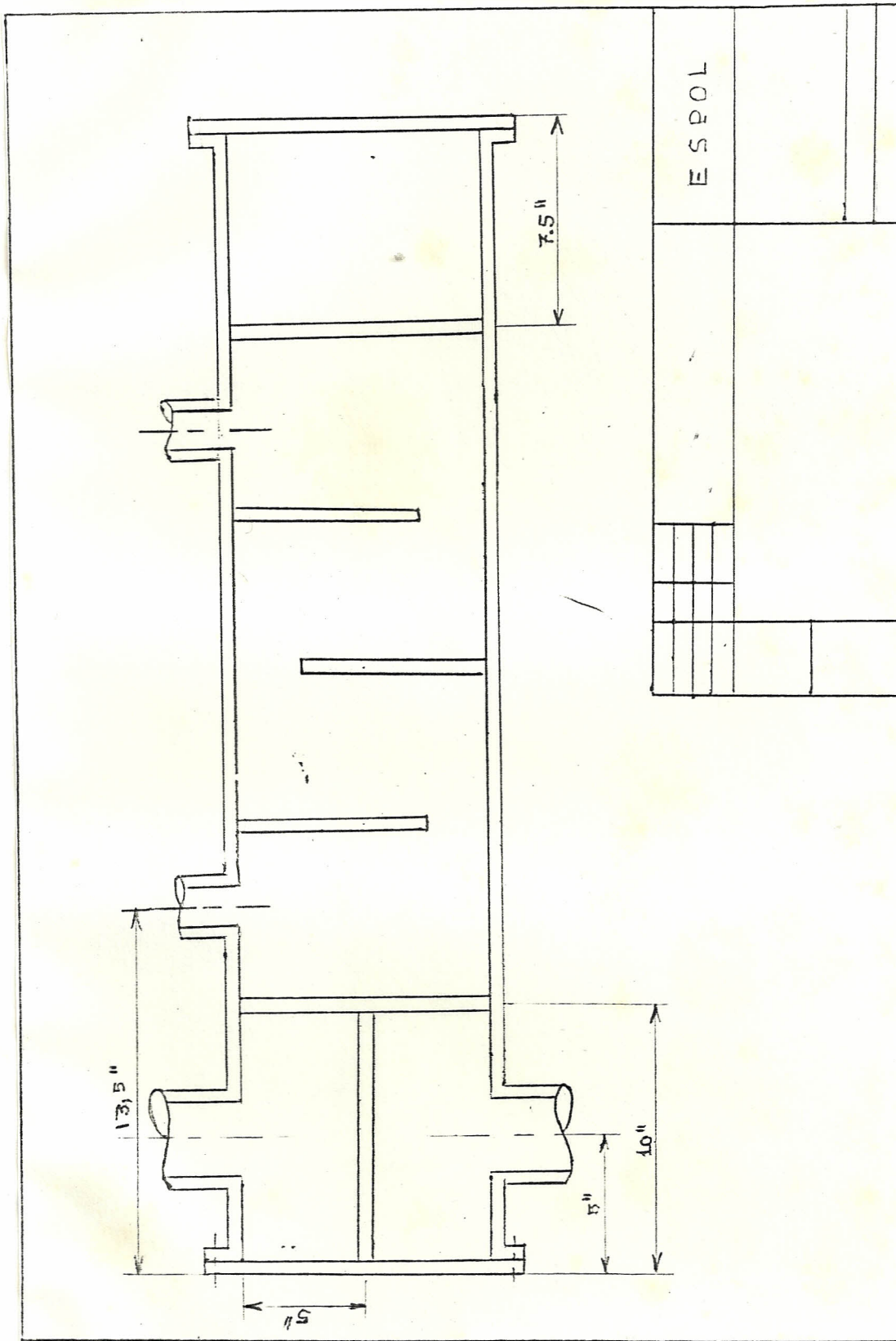


Figura 5.4
Intercambiador Tubo-Coraza

APENDICE

A) METODO DE KERN

El factor de corrección LMTD, debido a la diferencia de temperatura se toma una constante de 0.995 debido a que las condiciones de temperatura se mantienen constantes.

Para determinar el valor del factor JH de la figura del libro de Donald Kern se utiliza la siguiente ecuación de ajuste:

$$\log JH = 0.55010076 \log RES - 0.46290991, \text{ Para } RES > 5000$$

Para obtener el factor de fricción f_s para determinar la caída de presión en la coraza se usa la siguiente ecuación:

$$f_s = 0.01327 * RES^{-0.1948}, \text{ Para } RES \geq 150$$

El factor de fricción f_t dentro de los tubos es hallado utilizando la relación:

$$f_t = 0.002841 * RET^{-0.2515}, \text{ Para } RET \geq 1000$$

B) METODO BELL-DELAWARE

Para hallar el factor de corrección JC de la figura 15 del Método Bell-Delaware se utilizarán las siguientes ecuaciones de ajuste.

$$JC = 0.53 + 0.7869 FC, \quad \text{Para } 0.2 \leq FC \leq 0.5$$

$$JC = 0.60 + 0.5789 FC, \quad \text{Para } 0.5 \leq FC \leq 0.8$$

El factor de corrección por fugas del baffle JL fue determinado con las siguientes ecuaciones:

$$JL = 0.91 - 0.4333 R2, \quad \text{Para } R1 = 0$$

$$JL = 0.88 - 0.5667 R2, \quad \text{Para } R1 = 0.25$$

$$JL = 0.86 - 0.6667 R2, \quad \text{Para } R1 = 0.50$$

$$JL = 0.83 - 0.80 R2, \quad \text{Para } R1 = 0.75$$

$$JL = 0.80 - 0.8333 R2, \quad \text{Para } R1 = 1.0$$

$$\text{Donde } R1 = \frac{SSB}{SSB + STB} \quad \text{y } R2 = \frac{SSB + STB}{SM}$$

Para cuantificar el factor de corrección por el flujo Bypass JB, de la figura 17 del método Bell-Delaware se usaron las siguientes relaciones:

$$\log JB = -0.5375 FSBP, \quad \text{Para } NSS/NC = 0$$

$$\log JB = -0.2923 FSBP, \quad \text{Para } NSS/NC = 0.05$$

$$\log JB = -0.2254 FSBP, \quad \text{Para } NSS/NC = 0.10$$

$$\log JB = -0.1671 FSBP, \quad \text{Para } NSS/NC = 0.167$$

$$\log JB = -0.0817 FSBP, \quad \text{Para } NSS/NC = 0.30$$

$$\log JB = 1.0 FSBP, \quad \text{Para } NSS/NC = 0.50$$

En la pérdida de presión en la coraza, para determinar el factor de corrección por fugas del baffle RL, de la figura

2.4 del método Bell-Delaware se utilizaron las siguientes ecuaciones:

$$\begin{aligned} RL &= 0.73 - 0.5714 R2, & \text{Para } R1 &= 0 \\ RL &= 0.66 - 0.7167 R2, & \text{Para } R1 &= 0.25 \\ RL &= 0.59 - 0.840 R2, & \text{Para } R1 &= 0.50 \\ RL &= 0.56 - 1.075 R2, & \text{Para } R1 &= 0.75 \\ RL &= 0.51 - 1.30 R2, & \text{Para } R1 &= 1.0 \end{aligned}$$

$$\text{Donde } R1 = \frac{SSB}{SSB + STB} \quad \text{y } R2 = \frac{SSB + STB}{SM}$$

El factor de corrección por flujo By-pass RB sobre la pérdida de presión de la figura 25 del Método de Bell-Delaware es estimado utilizando:

$$\begin{aligned} \log RB &= -1.1655 FSBP, & \text{Para } NSS/NC &= 0 \\ \log RB &= -0.8843 FSBP, & \text{Para } NSS/NC &= 0.05 \\ \log RB &= -0.6632 FSBP, & \text{Para } NSS/NC &= 0.10 \\ \log RB &= -0.5163 FSBP, & \text{Para } NSS/NC &= 0.167 \\ \log RB &= -0.2582 FSBP, & \text{Para } NSS/NC &= 0.30 \\ \log RB &= 1.0, & \text{Para } NSS/NC &\geq 0.50 \end{aligned}$$

BIBLIOGRAFIA

CARTERPILLAR, "Sistema de enfriamiento de Motores Diesel Estacionarios", tipo marino, 1988

DONALD Q. KERN, "Procesos de Transferencia de Calor"
Edición Marzo de 1981, Capitulo 7.

KAKAC, BERGLES Y MAYINGER, "Heat Exchangers: Thermal-Hydraulic Fundamentals and Design", MC Graw-Hill;
Delaware Method for Shell Side Design/Kenneth Bell Pg. 581 -
617

Tubular Exchanger Manufactures, Standards 6th Edition, New York 1978.

ELVIRO LOBO, "Calculo Termico de Intercambiadores de Calor",
Centro de Educación Continua Guayaquil-Ecuador 1990 Pg. 161,
169, 290.