UNIVERSIDAD DE ORIENTE
NUCLEO DE ANZOATEGUI
ESCUELA DE INGENIERIA Y CIENCIAS APLICADAS
DEPARTAMENTO DE MECANICA

DISEÑO DE UN INTERCAMBIADOR DE CALOR DE TUBOS CIRCULARES CON ALETAS ANULARES.

Presentado por:

Br. MORENO MODESTO ALVARO JOSE
C.I.: 17.121.323

Trabajo de Grado presentado ante la Universidad de Oriente como requisito parcial para optar al título de:

INGENIERO MECÁNICO

Puerto la Cruz, Julio de 2010

UNIVERSIDAD DE ORIENTE
NUCLEO DE ANZOATEGUI
ESCUELA DE INGENIERIA Y CIENCIAS APLICADAS
DEPARTAMENTO DE MECANICA

DISEÑO DE UN INTERCAMBIADOR DE CALOR DE TUBOS CIRCULARES CON ALETAS ANULARES.

Realizado por:

Alvaro José Moreno Modesto ___ _____

Bachiller **Firma**

Revisado y Aprobado por:

_____Prof. Simón Bittar_____ _____

Asesor Académico **Firma**

Puerto la Cruz, Julio de 2010

UNIVERSIDAD DE ORIENTE
NUCLEO DE ANZOATEGUI
ESCUELA DE INGENIERIA Y CIENCIAS APLICADAS
DEPARTAMENTO DE MECANICA

DISEÑO DE UN INTERCAMBIADOR DE CALOR DE TUBOS CIRCULARES CON ALETAS ANULARES.

JURADO

El Jurado hace constar que asignó a esta Tesis la calificación de:

Prof. Simón Bittar
Asesor Académico

Orlando Ayala
Jurado Principal

Yordy González
Jurado Principal

Puerto la Cruz, Julio de 2010

RESOLUCIÓN

ARTÍCULO 41

"Los trabajos de grado son de la exclusiva propiedad de la Universidad de Oriente, y solo podrán ser utilizados para otros fines, con el consentimiento del Consejo de Núcleo respectivo, quien deberá participar al Consejo Universitario, para su autorización"

DEDICATORIA

Gracias Jehová por cobijarme bajo tus alas, por estar en medio de cada batalla. A mis padres Alcadía y Ramón por mostrarme la mano de Dios en sus actos, su amor y paciencia. Los amo, por luchar en medio de la pobreza, por tener el coraje de levantar una familia y sobreponerse a las adversidades, por amarme a mi primero. Papá aquí un fruto más de tú esfuerzo de tus días sin descanso; aun recuerdo tus luchas constantes para darnos el sustento, siempre has sido un hombre esforzado y valiente; te admiro y te amo por tu integridad, entrega y amor por los tuyos. Mamá las palabras son solo letras que se impregnan en el papel, no sé qué decirle al ser que me engendro, que estuvo conmigo en la enfermedad y la aflicción, solo puedo decirte que eres mi fuerza, mi corazón y el pilar principal de mí vida.

AGRADECIMIENTOS

A mis hermanos David, Tatiana, Liliana; encontré en ustedes amor, compañía y una razón de fortaleza a lo largo de mis días.

A mi mejor amigo y hermano en Cristo Erick; gracias por darme el privilegio de ser tu amigo. Lo logramos….

A mis amigos Gabriel, Mariangel, David, Xavier, Amanda, José. Son seres únicos con cualidades y defectos; gracias por aceptarme en sus vidas.

Al Profesor Simón Bittar, por haber encontrado en usted más que academia (encontré un buen amigo), admiro tres cosas de usted: Su humildad, su entrega, y su amor por la profesión. "Dios le bendiga ".

Al Profesor Fausto Iochi, por su oportuna colaboración en el desarrollo de este proyecto.

A mi compañero y amigo Dr. Luis Cermeño, eres símbolo de humildad, entrega y dedicación; mas que un letrado eres un maestro de la vida. "Cristo este siempre a tu lado".

A la Lic. Mariannys Caguana; por ofrecerme siempre su ayuda sin excusas. Fue un honor conocerle.

Al Sr Jorge Paredes, gracias por haberme dado el privilegio de trabajar en su empresa, por la gran ayuda recibida. Que Dios se lo multiplique en dádivas espirituales.

NOMENCLATURAS

A= Área total de transferencia térmica.

C_p= Calor especifico a presión constante.

c_h= Calor especifico del fluido mezclado.

c_c= Calor especifico del fluido no mezclado.

C= Razón de capacidad calorífica del fluido mezclado.

C_c= Razón de capacidad calorífica del fluido no mezclado.

c_h= Razón de capacidad calorífica del fluido mezclado.

c_c= Razón de capacidad calorífica del fluido no mezclado.

C_{min}= Razón de capacidad calorífica mínima.

C_{max}= Razón de capacidad calorífica máxima

D= Diámetro.

d_H= Diámetro hidráulico.

D_o= Diámetro exterior del tubo.

D_i= Diámetro interior del tubo.

G^*= Velocidad másica por unidad de superficie.

h_i= Coeficiente de transferencia de calor interno.

h_o= Coeficiente de transferencia de calor externo.

k= Conductividad térmica.

K_c= Coeficiente de contracción.

K_e= Coeficiente de expansión.

$L_{t,turbulento}$= Longitud térmica para un régimen de flujo turbulento.

$L_{h,turbulento}$=Longitud hidráulica para un régimen de flujo turbulento.

m= Metros.

$\dot{m}$= Flujo másico.

NUT= Número de unidades de transferencia.

N_u= Número adimensional de Nuselt.

P_r= Número adimensional de Prandtl.

$\dot{Q}$= Velocidad de transferencia de calor.

R_e= Número adimensional de Reynolds.

$r_{o=}$ Radio exterior del tubo.

r_i= Radio interior del tubo.

U= Coeficiente global de transferencia de calor.

$V_{max\,aire}$= Velocidad máxima del aire.

$V_{max\,tubo}$= Velocidad máxima del agua a través de cada tubo.

w= Watt.

σ= Relación de áreas de paso mínima según el área frontal

ΔP= Caída de presión.

ρ= Densidad

ν= Viscosidad cinemática.

ε= Efectividad del intercambiador.

°C= Grados Celsius.

λ= Factor de fricción.

RESUMEN

Saxon Energy Services de Venezuela C.A, posee un malacate utilizado en labores de perforación de pozos petrolero; este presenta fallas en el sistema de freno producto de una inadecuada refrigeración. Según lo mencionado se diseña un intercambiador de calor de tubos circulares con aletas anulares; para ello se recurre al uso de técnicas de transferencia de calor y programación, lo cual permite crear un entorno computacional denominado MICTCAA (Modelador de intercambiadores de calor de tubos circulares con aletas anulares) diseñado por el autor. El software permite observar los efectos que tendrían en los parámetros operativos potencia del ventilador y volumen del intercambiador, la variación en: velocidades de los fluidos, material y separación de tubos. Se observó que a mayor velocidad de los fluidos disminuye considerablemente el volumen del intercambiador, sin embargo se incrementa el consumo de potencia; además se hizo notorio que al aumentar la separación entre tubos aletados se produce un incremento en volumen y un decremento en potencia; el efecto producido al variar el tipo de material del tubo no es significativo en las variables evaluadas. Lo anterior permitió diseñar un intercambiador adecuado al requerimiento y limitantes de diseño (espacio).

2.2 BASES TEÓRICAS

2.2.1 Historia de la Empresa

Saxon Energy Services, inició operaciones en 2005 con nueve taladros (dos de perforación y siete de producción) en un mercado único (Ecuador). La empresa se ha transformado en una compañía internacional de perforación y producción con una flota de 65 taladros (54 de perforación y 11 de producción). Desde enero de 2006, la corporación se ha ampliado en seis nuevos países (Venezuela, Colombia, Perú, México, los E.E.U.U. y Canadá) por la adquisición y el crecimiento orgánico. En agosto de 2008, la compañía realizó una transacción por la cual fue adquirida por un grupo del accionista que incluye Schlumberger Ltd., First Reserve Corporation y miembros de la gerencia. Saxon posee proyectos centrados en el crecimiento internacional; incluyendo la extensión en el Hemisferio Este a razón de las oportunidades que se presenten.

La empresa se describe como una compañía de servicios petroleros que funciona bajo negocios de mantenimiento y perforación de pozos. Su objetivo principal es proporcionar servicios de perforación y acondicionamiento a pozos a través de contratos petroleros; además realiza operaciones en pozos de baja y mediana profundidad e interviene en el proceso de exploración de campos petrolíferos mediante el uso de herramientas de alto nivel tecnológico.

2.2.1.1 Localización de la Empresa.

Saxon Energy Services de Venezuela, actualmente se ubicada en Anaco estado Anzoátegui.; Kilómetro 3 de la prolongación oeste de la avenida Miranda (vía Lechozal)

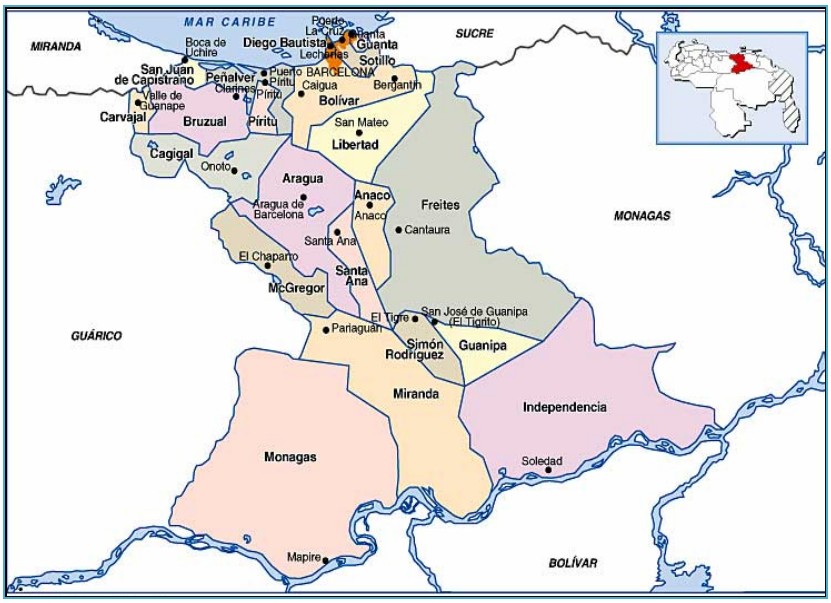

Figura 2.1 Ubicación geográfica de la empresa.

2.2.2 Malacate

Consiste en un cilindro alrededor del cual el cable de perforación se enrolla permitiendo el movimiento de la salta hacia arriba o hacia abajo; dependiendo del tipo de operación a realizar. Además el malacate transmite la potencia para hacer girar la mesa rotaria, los carretes auxiliares y el sistema de enrosque y desenrosque de la tubería [4], (ver Fig.2.2).

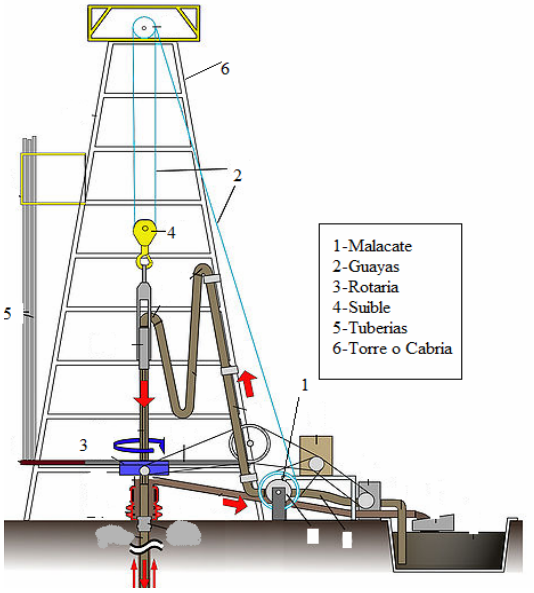

Figura 2.2. Elementos básicos de un taladro de perforación

2.2.2.1. Mecanismo de freno.

Para poder cumplir su función los sistemas de freno tienen que ejecutar dos funciones: la primera es convertir la energía cinética del cuerpo en otra forma de energía; causando la reducción de la velocidad o su detención (Ver Fig.2.3). En la mayoría de los casos la energía cinética es convertida en calor por medio del roce entre bandas y tambores o entre discos y pastillas. La segunda función es la de disipar el calor producido por el roce en el medio ambiente. Por lo tanto puede decirse que la capacidad de los frenos está limitada por la cantidad de calor que puedan disiparse al medio ambiente. También es necesario saber que cada frenada reduce momentáneamente la capacidad de frenado; razón por la cual los frenos deben usarse solo cuando se requiera [5].

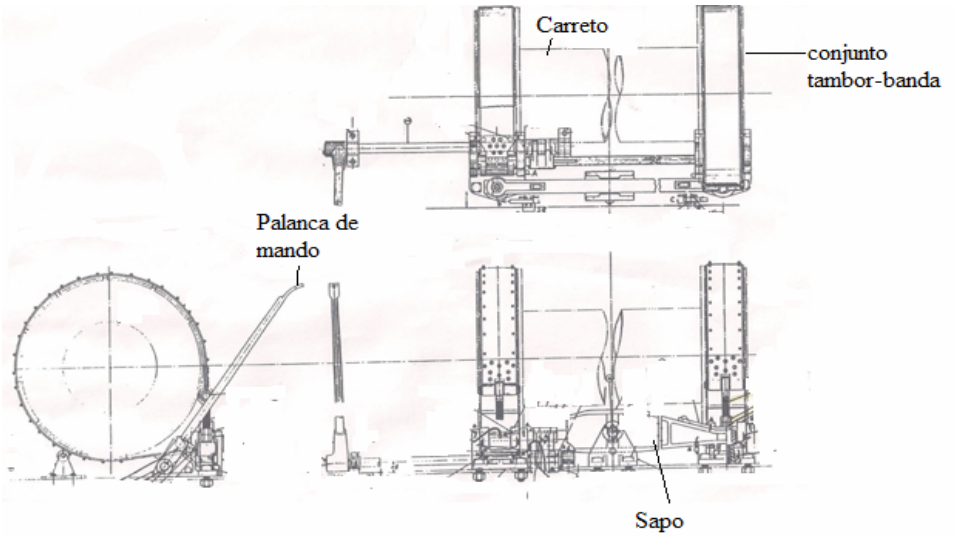

Figura 2.3. Mecanismo de freno del malacate en estudio.

2.2.3 Transferencia de calor.

2.2.3.1 Transmisión de calor por conducción.

La conducción es la forma de transferencia de calor en la que se realiza un intercambio de energía desde la región de mayor temperatura a la de menor temperatura; por el movimiento cinético de sus partículas o por el impacto directo de sus moléculas (como es el caso de los fluidos en reposo), o por el arrastre de electrones (como es el caso de los metales). La ley básica de la conducción del calor a partir de observaciones experimentales, proviene de Biot; pero en general se conoce con el nombre de ecuación de Fourier, ya que fue él quien la aplicó a su teoría analítica del calor. Esta ley establece que la tasa de transferencia de calor por conducción en una dirección dada; es proporcional al área normal a la dirección del flujo de calor, y al gradiente de temperatura en esa dirección (ver Fig.2.4). Para el flujo térmico en la dirección ***x*** la ley de Fourier viene dada por:

$$Q\,x = -k\,A\,\frac{\partial T}{\partial x} \qquad \text{(Ecu.2.1)}$$

$Q\ x$=Calor en la dirección x. (W)

k =Conductividad térmica. (W/m°K)

A =Área perpendicular al flujo de calor. (m^2)

$\frac{\partial T}{\partial x}$ =Variación de temperatura en x. (°K/m)

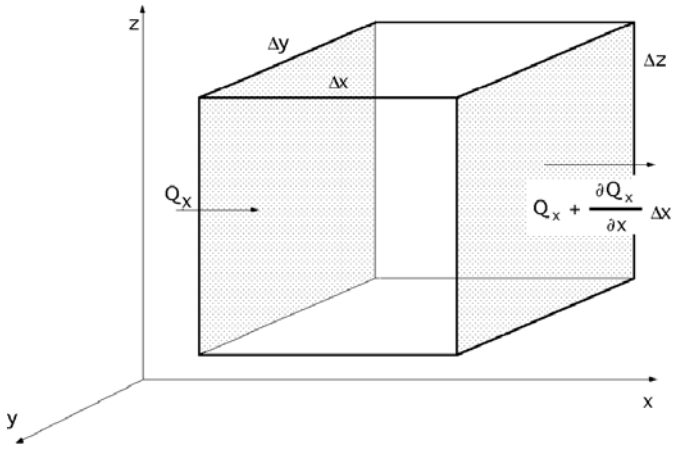

Figura 2.4. Paralelepípedo elemental de fluido

En la que Qx es el calor que atraviesa la superficie A en la dirección positiva de las ***x***, y qx es el flujo de calor por unidad de superficie transversal; también en la dirección positiva de las ***x***. La constante k es la conductividad térmica del material y es, como se sabe una magnitud positiva. Se considera que el flujo es unidireccional según ***x***; la ecuación de Fourier dice que se puede calcular el flujo de calor en la dirección ***x.*** Si se conoce el gradiente de temperaturas en esa dirección; la distribución de la temperatura en un medio se puede calcular a partir de la solución de la ecuación diferencial [6].

2.2.3.2 Transmisión de calor por convección.

Cuando un fluido a TF se pone en contacto con un sólido cuya superficie de contacto está a una temperatura distinta TpF, el proceso de intercambio de energía térmica se denomina convección. Existen dos tipos de convección: convección libre o natural, convección forzada.

En la convección natural, la fuerza motriz procede de la variación de densidad en el fluido como consecuencia del contacto con una superficie a diferente temperatura; lo que da lugar a unas fuerzas ascensionales. El fluido próximo a la superficie adquiere movimiento molecular debido a la diferencia de densidades, sin ninguna influencia de fuerza motriz exterior; ejemplos típicos son la transmisión de calor al exterior desde la pared o el tejado de una casa en un día soleado sin viento, la convección en un tanque que contiene un líquido en reposo en el que se encuentra sumergida una bobina de calefacción, el calor transferido desde la superficie de un colector solar en un día encalma, etc.

La convección forzada tiene lugar cuando una fuerza motriz exterior mueve un fluido con una velocidad uF sobre una superficie que se encuentra a una temperatura TpF, mayor o menor que la del fluido TF. Como la velocidad del fluido en la convección forzada uF es mayor que en la convección natural; se transfiere, por lo tanto, una mayor cantidad de calor para una determinada temperatura. Independientemente de que la convección sea natural o forzada, la cantidad de calor transmitida Qc, se puede expresar (Ley de Newton):

$$Qc = hc\,A\,(TpF - TF) \qquad \text{(Ecu.2.2)}$$

Qc =Calor transferido por convección. (W)

hc =Coeficiente convectivo de transferencia de calor. (W/m^2°K)

A = Área perpendicular al flujo de calor. (m^2)

TpF =Temperatura de la superficie a convección. (°C)

TF =Temperatura del fluido convectivo. (°C).

En la Tabla 2.1 se relacionan algunos valores aproximados de los coeficientes de transmisión de calor por convección; incluyendo la vaporización (ebullición) y la condensación; consideradas usualmente como una parte del área de la convección [6].

Tabla 2.1. Valores comunes de coeficientes convectivos

Tipo de convección y fluido	h_c(W/m^2°K)
Convección natural, aire	5-25
Convección natural, agua	20-100
Convección forzada, aire	10-200
Convección forzada, agua	50-10000
Agua en ebullición	3000-100000
Vapor de agua en condensación	5000-100000

2.2.4 Intercambiador de calor.

Un cambista de calor es un aparato que transfiere energía térmica desde un fluido de alta temperatura hacia un fluido a baja temperatura con ambos fluidos moviéndose a través de un aparato (Ver Fig. 2.5). El rango de temperatura, las bases

de los fluidos (líquidos o gaseosos), la cantidad de energía térmica que se deberá transferir y la caída de presión permitida para los fluidos caliente y frio; determina la configuración del cambista de calor para una aplicación dada. [6].

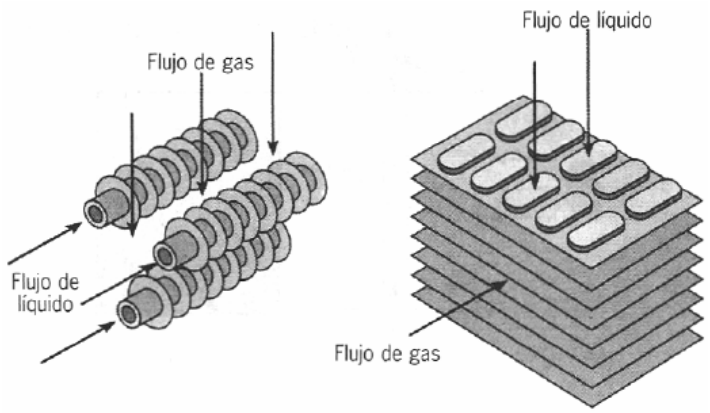

Figura 2.5. Esquemas de intercambiadores de calor con tubos aletados

2.2.4.1 Clasificación de los intercambiadores de calor

2.2.4.1.1 Intercambiadores Directos

Son aquellos en que el fluido frio y el caliente se mezclan directamente. En este intercambiador el fluido frio y el caliente logran la misma temperatura al final.

Los intercambiadores directos se pueden clasificar a su vez en abiertos y cerrados al medio ambiente: Intercambiadores directos del tipo abierto al medio ambiente, Intercambiadores directos del tipo cerrado al medio ambiente [3].

2.2.4.1.2. Intercambiadores de contacto Indirecto.

- **Alternativos:** Ambos fluidos recorren un mismo espacio de forma alternada; la mezcla entre los fluidos es despreciable.

- **De superficie:** Son equipos en los que la transferencia de calor se realiza a través de una superficie: cilíndrica o plana; sin permitir el contacto directo [3]

2.2.5. Variables que afectan los intercambiadores de calor.

Las variables que afectan la acción de los cambistas de calor son las razones de flujo de masa, calores específicos, temperatura de entrada y de salida de los fluidos calientes y fríos, área de superficie disponible para la transferencia de calor, conductividad térmica del material del tubo, grado de depósito o escamas en el interior y exterior de los tubos. Usualmente, el efecto de las cuatro últimas cantidades se combinan en una sola cantidad, el coeficiente de transferencia de calor total, U.

Una vez que se especifican las capacidades caloríficas, las temperaturas de entrada y la cantidad de calor que se debe transferir; los principios de la termodinámica fijarán de inmediato las temperaturas de la salida. La caída de presión a través de un cambista de calor está relacionada directamente con la potencia de bombeo y se relaciona indirectamente con el flujo de transferencia de calor; ya que controla las velocidades de flujo y, por lo tanto, la razón de flujo de masa y los coeficientes de transferencia de calor [6]

2.2.6. Selección de intercambiadores de calor.

Los intercambiadores de calor son aparatos complicados; las mejoras en la transferencia de calor suele venir acompañada de un aumento en la caída de presión y, como consecuencia, de una mayor potencia de bombeo. Por lo tanto, cualquier ganancia proveniente de la mejora de la transferencia de calor se debe compensar con

el costo de la caída de presión que la acompaña. Entre los parámetros que se deben considerar para una adecuada selección de un intercambiador de calor se encuentran:

2.2.6.1. Velocidad de transferencia de calor.

Es la cantidad más importante de la selección de un intercambiador. Un intercambiador debe ser capaz de transferir calor con una velocidad específica para lograr el cambio deseado de temperatura del fluido con el gasto de masa determinado.

2.2.6.2. Potencia para el bombeo.

En un intercambiador los dos fluidos suelen forzarse para que fluyan por medio de bombas o ventiladores que consumen energía eléctrica. El costo anual de la electricidad asociada con la operación de bombas y ventiladores; es posible determinarlas. La minimización de la caída de presión y el gasto de masa de los fluidos abatirá el costo de operación; pero maximizará su tamaño; por consiguiente, el costo inicial. Como regla empírica, si se duplica el gasto de la masa se reducirá el costo inicial a la mitad; pero se incrementara las necesidades de potencia en un factor de aproximadamente ocho.

Comúnmente las velocidades de los fluidos que se encuentran en los intercambiadores varían entre 0,7 y 7 m/s para los líquidos y entre 3 y 30 m/s para los gases. Las velocidades bajas son útiles para evitar la erosión, las vibraciones de los tubos y el ruido, así como la caída de presión.

2.2.6.3. Costo.

Las limitaciones en el presupuesto suelen desempeñar un papel importante en la selección de intercambiadores; excepto en algunos casos especiales, en donde "el dinero no es lo más importante" [6].

2.2.7. Aletas.

Es un sólido que experimenta transferencia de energía por conducción dentro de sus límites; así como transferencia de energía por convección (y/o radiación) entre sus límites y los alrededores [9].A continuación se muestran algunas configuraciones de aletas (Ver Fig. 2.6).

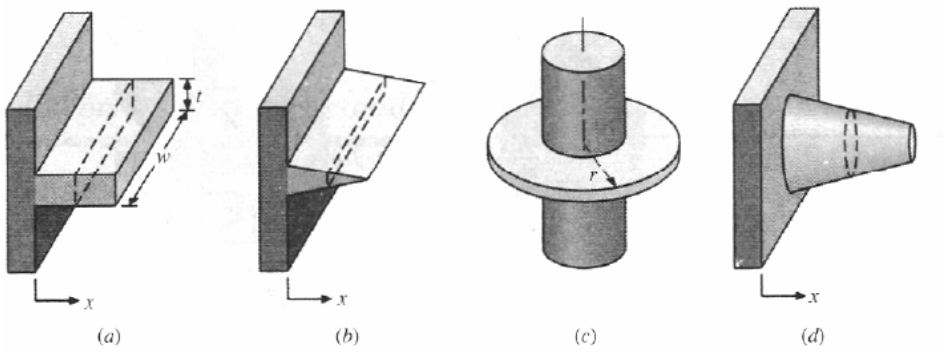

Figura 2.6. Configuraciones de aletas. (a) Aleta recta de sección transversal uniforme. (b) Aleta triangular. (c) Aleta anular. (d) Aleta cónica de sección transversal variable.

2.2.8. Pérdidas de carga.

En lo que respecta a las pérdidas de carga ΔP se pueden considerar que en ellas influyen:

a) El rozamiento del fluido cuando atraviesa el intercambiador; que se supone más del 90% del total de las pérdidas de carga.

b) La aceleración o deceleración del fluido asociado a que en el intercambiador se produzca un enfriamiento o calentamiento del fluido.

c) Las pérdidas a la entrada y a la salida originadas por la contracción y expansión del fluido, respectivamente; estas pérdidas tienen importancia en núcleos cortos, altos valores del número de Reynolds, pequeños valores de $\sigma=A_{min}/A_{frontal}$ en los gases y en líquidos son despreciables [6].

2.2.9. Regímenes de flujo.

2.2.9.1. Flujo laminar y turbulento.

El flujo laminar se define como el flujo en el cual el fluido se mueve en capas, o laminas; que se deslizan suavemente una sobre otra adyacente, únicamente con un intercambio molecular de momentum. Cualquier tendencia a la inestabilidad y turbulencia son atenuadas por las fuerzas cortantes viscosas que resisten el movimiento relativo de capas fluidas adyacentes. Sin embargo, en el flujo turbulento las partículas fluidas tienen un movimiento desordenado; con un intercambio de momentum transversal violento. La naturaleza del flujo; es decir, si es laminar o turbulento, y su posición relativa en una escala que muestra la importancia relativa de las tendencias turbulentas a laminares están indicadas en el número de Reynolds (ver Fig.2.7).

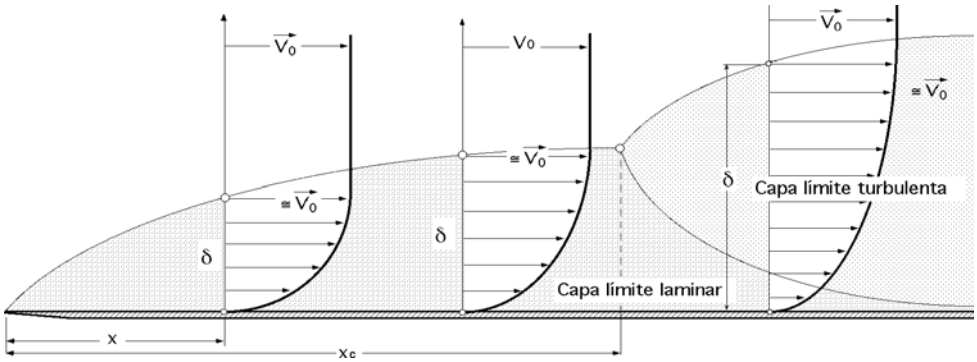

Figura 2.7. Desarrollo de la capa límite laminar

2.2.9.2. Flujos internos y externos.

Otro método para clasificar los flujos consiste en examinar la geometría del campo de flujo. Los flujos internos involucran el flujo en una región cerrada; tal como lo indica su nombre. Los flujos externos involucran un fluido en una región sin fronteras en el cual el foco de atención está en el patrón de flujo alrededor de un cuerpo sumergido en el fluido. El movimiento de un fluido real esta significativamente influenciado por la presencia de la frontera. Las partículas del fluido en la pared permanecen en reposo en contacto con ella. En el campo de flujo existe una fuerte gradiente de velocidad en las vecindades de la pared; una región conocida como capa limite. Una fuerza cortante retardadora aplica al fluido en la pared, y la capa limites la región de esfuerzos cortantes importantes.

En los flujos externos con un objeto en un fluido sin fronteras; los efectos frictivos están confinados a la capa limite cercana al cuerpo. Ejemplo de ello incluyen una bola de golf en vuelo, una partícula que se sedimenta y un bote [10].

2.2.10. Correlaciones para la convección forzada por el interior de tuberías.

2.2.10.1. Flujo laminar por el interior de tuberías.

- Para el flujo de fluidos en tuberías en régimen laminar se cumple Re < 2.100.

- Flujos desarrollados: Para flujos completamente desarrollados en un tubo circular, L∞, con flujo de calor q/A constante desde la pared es Nu = 4,3636

- Para flujos completamente desarrollados en un tubo circular, L∞, con temperatura de pared constante Nu = 3,656

- Flujos no desarrollados*:* El efecto de entrada del fluido en tuberías se manifiesta cuando las longitudes turbulentas iníciales sean mucho más cortas que en condiciones de régimen laminar o cuando el intercambio térmico comienza a efectuarse desde la entrada de la tubería y, por lo tanto, la capa límite térmica no está todavía desarrollada.

a) Una ecuación que tiene en cuenta las longitudes térmica e hidrodinámica: Sieder y Tate: con temperatura de pared constante es:

$$Nu = 1{,}86\sqrt[3]{Gz}\left(\frac{\eta_f}{\eta_{wf}}\right)^{0.14}, Con\ Gz = \left(\frac{d}{L}R_e P_r\right) y \{Gz > 10; \sqrt[3]{Gz}\,\eta_c > 2; P_r > 0.5$$

Ecu. 2.4)

Siendo:

L= la longitud del tubo. (m)

d=diámetro. (m)

Re=Número de Reynolds.

P_r=Número de Prandtl.

b) Otra expresión para el flujo a la entrada en un tubo circular en régimen laminar, con temperatura de pared constante (Hausen):

$$Nu = 3{,}66 + \frac{0{,}0668\ Gz\ \eta_c}{1+0{,}04\ Gz^{2/3}} \qquad \text{(Ecu.2.5)}$$

Para flujo a la entrada en un tubo circular en régimen laminar, con flujo de calor constante
(Hausen):

$$Nu = 4{,}36 + \frac{0{,}023\ Gz\ \eta_c}{1+0{,}0012\ Gz}$$

(Ecu.2.6)

En la que las propiedades del fluido para calcular Re y Pr se toman a la temperatura TF.

b) Si el flujo turbulento está hidrodinámicamente desarrollado. El coeficiente de rozamiento viene dado por:

$$\lambda = \frac{64}{\mathrm{Red}}; R_{ed} < 2300$$

El número de Nusselt está dado por:

$$Nud = 3{,}66 + \frac{0{,}065\,\frac{d}{L}Red\ Pr}{1 + 0{,}04\,(dLRed\ Pr)2/3};\ Red < 230$$

(Ecu.2.7)

2.2.10.2. Flujo turbulento desarrollado por el interior de tuberías.

a) Los datos experimentales correspondientes a los estudios realizados sobre el movimiento en tubos de un gran número de líquidos, gases y vapores, se pueden expresar por las siguientes ecuaciones:

En tubos lisos se aplica la ecuación de Dittus-Boelter:

$$Nu = 0{,}023\,Re^{0.8}\,Pr^{a}\ ,para\ \frac{L}{d} > 60\ ,y\ \begin{cases} 0{,}7 < Pr < 160 \\ Re > 10.000 \end{cases}$$

(Ecu.2.8)

En la que se considera a = 0,4 para calentamientos y a = 0,3 para enfriamientos [8].

2.2.11. Coeficiente de transmisión de calor para aletas refrigeradas por aire

En la ecuación básica Q = U A ΔT común a cualquier tipo de intercambiador de calor, el valor de Q normalmente se conoce, mientras que la superficie de intercambio térmico A es desconocida. El coeficiente global de transmisión de calor U es función de: la resistencia térmica de la capa límite del fluido que circula por el interior de los tubos, la conductividad térmica del material del tubo y aletas la resistencia térmica de la capa límite en la parte del tubo más las aletas en contacto con el aire. La primera de estas resistencias se determina mediante las ecuaciones clásicas conocidas, dependiendo de la naturaleza del flujo, mientras que la contribución de la suciedad

depende del tipo de fluido que se esté experimentando. El coeficiente de película a través de las aletas se puede determinar mediante la fórmula de Joung de la forma:

$$N_u = 0.134\, R_e^{0.681} P_r^{0.33} FH^{0.2} FT^{0.1134}$$

Donde:

N_u= Número adimensional de Nusselt.

P_r = Número adimensional de Prandtl a la temperatura de mezclado (Tm).

FH=Espacio entre aletas sobre la longitud de la aleta.

FT=Espacio entre aletas sobre el espesor de la aleta.

El coeficiente de transmisión de calor hC así obtenido se modifica mediante un elemento corrector, en el que están comprendidos el rendimiento de la aleta, la superficie exterior del tubo η, la de la aleta Aa, y la total A.

$$\overline{h_0} = \frac{h_c(\eta A_a + A_r)}{A}$$

2.2.12. Métodos numéricos en transferencia de calor.

Los métodos numéricos que se presentan en este proyecto, están basados en la técnica de diferencia finita, a fin de determinar distribuciones de temperatura a lo largo del tiempo y en condiciones estables en el tubo aletado. Siempre se dirige la atención hacia un número finito de elementos discretos dentro del cuerpo dado y sobre su superficie. Típicamente los pasos que se siguen para la solución numérica son los siguientes:

1. Se reúne la información importante acerca del problema dado, incluyendo geometría, condiciones en la frontera y propiedades físicas.

2. Se divide el cuerpo en una red patrón, que lo subdivide en un número finito de elementos y puntos llamados nodos.

3. Se supone que la temperatura del elemento se representa por la red del nodo, la distribución de temperaturas entre dos nodos adyacentes es lineal, la conductividad térmica que se usa para el flujo de calor entre dos nodos adyacentes se evalúa en la temperatura de la interface de los dos elementos adyacentes, el área disponible para la conducción de calor entre dos nodos adyacentes es el área de la interface de los dos elementos.

4. Se efectúa el balance de energía en cada elemento que interviene para llegar a una ecuación algebraica para la temperatura del nodo.

5. Se arreglan todas las ecuaciones en una forma adecuada, de modo tal que se pueda resolver mediante un proceso iterativo y tener una solución con auxilio de la computadora [7].

2.2.11.1. Sistema en estado no estacionario (Transitorio).

Cuando se trata con problemas en estado no estacionario, utilizando métodos numéricos, es necesario usar una red de diferencia finita considerando el tiempo así como las variables de espacio. De hecho, se consigue la solución de presente a futuro utilizando pequeños incrementos de tiempo. En cuanto más pequeño sea el incremento de tiempo, mayor es la exactitud que se logra. Si un incremento de tiempo es excesivamente grande, se puede tener inestabilidad numérica; osea se puede tener una solución sin sentido.

Al plantear las ecuaciones para todos los puntos nodales, se usa una vez mas el principio de conservación de energía. El flujo neto de calor hacia dentro de un elemento durante un pequeño intervalo de tiempo, se hace igual al cambio de energía de dicho elemento, incorporando asi tanto la temperatura presentes y futuras en el nodo [8].

2.2.11.1.1. Formulación implícita.

El requisito que se debe restringir es el tamaño del diferencial de tiempo para asegurar estabilidad esto trae como consecuencia que algunas veces el incremento de tiempo debe ser muy pequeño, del orden de una fracción de segundo, especialmente cuando se involucra condición transitoria en capas múltiples. La formulación implícita elimina esta restricción, pero involucra la solución de ecuaciones simultáneas en cada incremento de tiempo [7]

2.2.13. Ventiladores.

Un ventilador es una turbo máquina cuya misión es asegurar la circulación del aire con presiones de hasta 30.000 Pa. Se clasifican en dos grupos genéricos: Centrífugos y axiales.

En los primeros la corriente de aire se establece radialmente través del rotor. En los segundos esta corriente se establece axialmente. A su vez, los ventiladores axiales se pueden clasificar en: tuboaxiales; vaneaxiales; propeller. Pueden estar equipados con dos tipos de hélices: hélice con álabes de paso fijo; hélice con álabes de paso variáble.

.

2.2.12.1 Términos manejados en la selección de ventiladores.

2.2.12.1.1 Caudal del aire: Es el volumen de aire movido por un ventilador en la unidad de tiempo, y es independiente de la densidad del aire.

2.2.12.1.2 Presión estática (Pst): Es la fuerza por unidad de superficie ejercida en todas las direcciones y sentidos, independientemente de la dirección y sentido de la velocidad del aire.

2.2.12.1.3 Presión dinámica (Pd): Es la presión resultante de la transformación integral de la energía cinética en presión.

2.2.12.1.4 Presión total (Pt): Es la suma de las presiones estática y dinámica. Según el teorema de Bernoulli, la presión total es constante en todos los puntos de un conducto. Tal teorema sólo es aplicable en el caso de un fluido perfecto (o sea, libre de atrito y turbulencia), e incompresible, que pueda ser tratado como tal. Aún en la práctica no existen fluidos perfectos ni canalizaciones sin atrito, esta ley se puede aplicar con buena aproximación, y nos permite deducir que la presión dinámica puede transformarse en presión estática, y viceversa, cuando se producen cambios en la sección de un conducto. Esta transformación trae una pérdida de presión, tanto mayor como mayor sea la variación de velocidades.

2.2.14. Proceso de Cristalización.

En los metales y aleaciones líquidas, calentados considerablemente por encima de su punto de fusión, los átomos se agrupan al azar, de modo irregular y son portadores de elevada energía y movimiento. A medida que el líquido se enfría y se acerca al punto de solidificación, la energía de algunos átomos puede haber

disminuido y con ello su movilidad dentro de la materia, de tal forma que puedan ocupar, respecto a los otros, una posición mejor orientada, lo cual se asemeja a su disposición en el metal sólido.

Una vez alcanzada la temperatura de solidificación, estos grupos aislados de átomos pueden haber quedado ya orientados y enlazados como el cristal elemental, adquiriendo una estructura rígida de orientación de unos respecto a los otros. Los átomos vecinos pueden, una vez perdida la energía térmica necesaria, se van agregando al cristal elemental formado, dando origen a nuevos cristales unitarios y comenzar dentro de la masa líquida a formar redes o patrones cristalinos en crecimiento. Estos cristales en crecimiento, dan origen a la nucleación de cristales, y a su alrededor comienza a tejerse la red cristalina, a medida que otros átomos van perdiendo energía con el enfriamiento.

Como la formación de los núcleos de cristalización puede comenzar indistintamente en cualquier parte de la masa líquida, los cristales pueden comenzar a crecer en múltiples lugares simultáneamente. En el proceso de cristalización, mientras que el líquido circunde al cristal ya formado y creciente, este va manteniendo una forma relativamente correcta, los átomos vecinos se van enlazando en la posición adecuada y la red cristalina se incrementa manteniendo su geometría. Sin embargo debido a que la transferencia de calor del material fundido puede ser diferente en diferentes direcciones; por ejemplo, mayor hacia las paredes de molde o recipiente, la red cristalina pueden ir creciendo en unas direcciones mas que en otras por lo que los cristales van adquiriendo una forma alargada y se constituyen en los llamados ejes de cristalización.

A partir de los primeros ejes, en direcciones perpendiculares tiene lugar el crecimiento de nuevos ejes. A partir de estos nuevos ejes, también en direcciones perpendiculares, crecen otros ejes, y así sucesivamente. Las ramas formadas van

creciendo en dirección de su engrosamiento y multiplicación progresivos, lo que conduce a la interpenetración y formación del cuerpo sólido.

En el transcurso de su crecimiento dentro de la masa líquida, los cristales empiezan a entrar en contacto, lo que impide la formación de cristales geométricamente correctos, por consiguiente, después de la solidificación completa, la forma exterior de los cristales formados adquiere un carácter casual. Tales cristales se denominan granos y los cuerpos metálicos, compuestos de un gran número de granos, se denominan policristalinos [11].

2.2.15. Software (MITCAA).

Multitud de fenómenos son evaluados a través del uso de aplicaciones computacionales foráneas que generan una situación de dependencia tecnológica, altos costos de licenciamiento y carencia de soporte técnico que van en detrimento de los intereses de la empresa. De allí surge la necesidad de crear plataformas de cálculo capaces de solventar de forma eficaz problemas frecuentes en la industria. El proyectista en base a lo planteado crea una herramienta de simulación que permita evaluar el comportamiento de un intercambiador de tubos aletados, según diversas condiciones operativas.

Modelador para Intercambiadores de Calor de tubos Circulares con Aletas Anulares (MITCAA), es un entorno computacional, creado por el autor para simular el comportamiento de intercambiadores de calor de tubos aletados, sujetos a diversas condiciones operativas (velocidad de fluidos, separación y material de los tubos). El objeto fundamental del autor es valerse de una herramienta que le permita observar en comportamiento del dispositivo bajo cierta condición: velocidades y temperaturas de los fluidos, distancia entre tubos, material del tubo; entre otros a fin de establecer las

condiciones operación y diseño del intercambiador más apropiadas según el requerimiento. Esta interfaz generará valores de: caída de presión, velocidades de transferencia de calor, coeficientes de transferencia de calor, Caudales de los flujos, potencia de bombeo, propiedades de los fluido, entre otras. Adicionalmente se muestran distribuciones de temperatura en el tubo aletado, según condiciones estables y estacionarias.

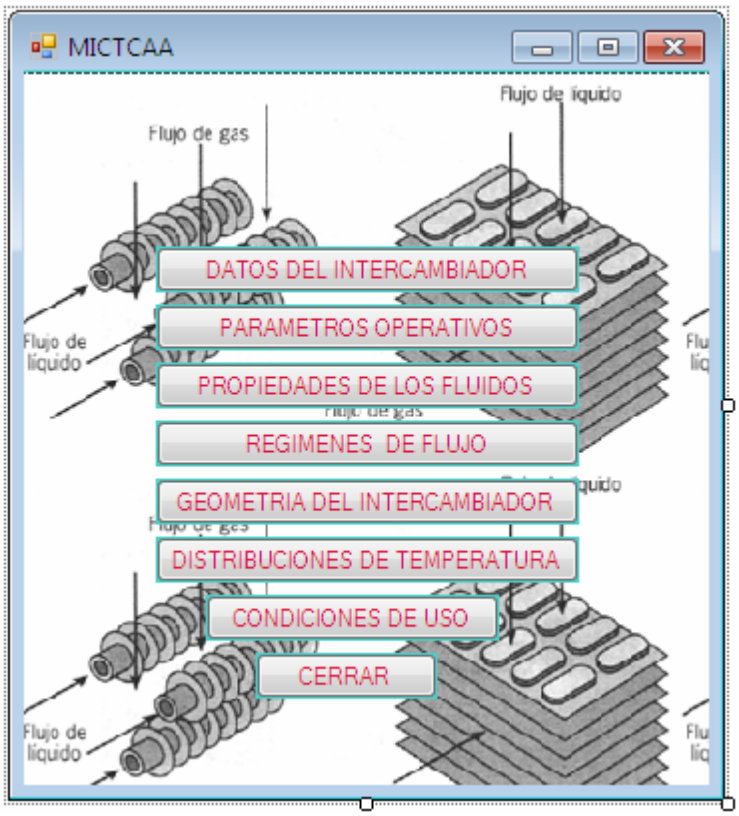

Figura 2.9 Menú Principal de MICTCAA

2.2.15. Factores en la calidad del software.

La construcción de software requiere el cumplimiento de numerosas características. Entre ellas se destacan las siguientes:

2.2.15.1. Eficiencia.

La eficiencia del software es su capacidad para hacer un buen uso de los recursos que manipula.

2.2.15.2. Transportabilidad o portabilidad.

La transportabilidad o portabilidad es la facilidad con la que un software puede ser transportado sobre diferentes sistemas físicos o lógicos.

2.2.15.3. Verificabilidad.

La verificabilidad es facilidad de verificación de un software; es su capacidad para soportar los procedimientos de validación y de aceptar juegos de test o ensayo de programas.

2.2.15.4. Integridad.

La integridad es la capacidad de un software para proteger sus propios componentes contra los procesos que no tengan derecho de acceso.

2.2.15.5. Fácil de utilizar.

Un software es fácil de utilizar si se puede comunicar con él de manera cómoda.

2.2.15.6. Corrección.

Capacidad de los productos software de realizar exactamente las tareas definidas por su especificación.

2.2.15.7. Robustez.

Capacidad de los productos software de funcionar incluso en situaciones anormales.

2.2.15.8. Extensibilidad.

Facilidad que tienen los productos de adaptarse a cambios en su especificación. Existen dos principios fundamentales para conseguir esto: diseño simple, descentralización.

- **Reutilización**

Capacidad de los productos para ser reutilizadas, en su totalidad o en parte, nuevas aplicación.

- **Compatibilidad**

Facilidad de los productos para ser combinados con otros [9].

2.2.16. Fases del ciclo de vida de un software.

Entre las diferentes fases del ciclo de vida del software, el mantenimiento, aunque en tiempos fue despreciada su importancia, se considera actualmente como uno de los problemas más rigurosos en el desarrollo del software.

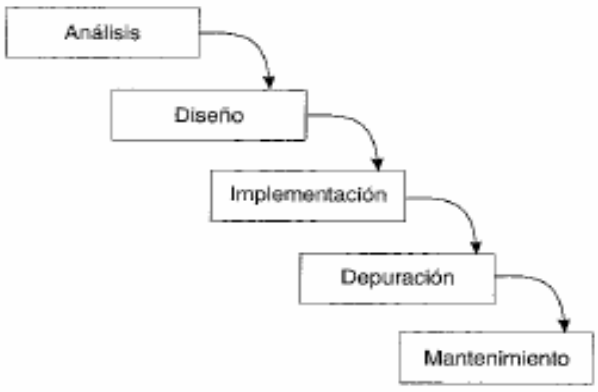

Figura 2.10. Ciclo de vida del software

Muchos investigadores sugieren que los costes de software requieren más de la mitad de los costes y recursos globales en el mantenimiento del software. (Ver Fig. 2.5) [9].

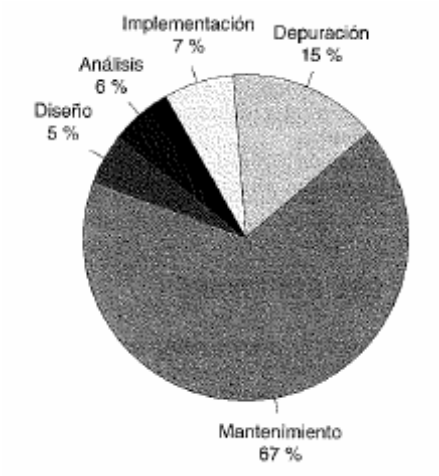

Figura 2.11 Costes de las diferentes fases del ciclo de vida de un proyecto software.

2.2.17. Lenguaje C #.

Es un lenguaje de programación que está incluido en la Plataforma .NET y corre en el Lenguaje Común en Tiempo de Ejecución (CLR, Common Language Runtime). El primer lenguaje en importancia para el CLR es C#, mucho de lo que soporta la Plataforma .NET está escrito en C#.

2.2.17.1. Características de C#.

- C# provee el beneficio de un ambiente elegante y unificado.
- No soporta herencia múltiple, solamente el *runtime* .NET permite la herencia múltiple en la forma de interfaces, las cuales no pueden contener implementación.

- No maneja apuntadores, para emular la función de los apuntadores se utiliza delegates el cual provee las bases para el .NET event model.
- Por default trabaja con código administrado.
- La Plataforma .NET provee un colector de basura que es responsable de administrar la memoria en los programas C#.
- El manejo de errores está basado en excepciones.
- Soporta los conceptos como encapsulación, herencia y polimorfismo de la programación orientada a objetos.
- El Modelo completo de clases está construido en la cima del .NET Virtual Object System (VOS). El modelo de objetos es parte de la infraestructura y ya no forma parte del lenguaje de programación.
- No existen funciones globales, variables o constantes. Todo deber ser encapsulado dentro de la clase, como un miembro de la instancia (accesible via una instancia de clase) o un miembro estático (vía el tipo).
- Los métodos que se definen en las clases son por default no virtuales (no pueden ser sobre escritos al derivar clases)
- Soporta los modificadores de acceso private, protected, public y agrega un cuarto modificador internal.
- Solamente se permite una base clase, si se requiere herencia múltiple es posible implementar interfaces.
- No es posible utilizar variables no inicializadas.
- No es posible hacer el cast de un entero a un tipo de referencia (objeto).
- Los parámetros que son pasados son type-safe.
- El soporte de versiones lo provee el CLR.
- Permite acceder a diferentes APIs a través de .NET Common Language Specification, el cual define el estádar de interoperabilidad entre lenguajes que se adhieran a este estándar.
- La Plataforma .NET provee un acceso transparente a COM.
- Soporta OLE

- Permite la interoperabilidad con APIs al estilo C y DLLs, esta característica para acceder a APIs nativas es llamada Platform Invocation Services (PInvoke)
- Por default el código es safe mode, pero es posible declarar clases o sólo métodos unsafe, esta declaración permite utilizar apuntadores, estructuras y almacenamiento de arreglos estáticos [10].

2.2.18. Autocad.

Es un programa de diseño asistido por ordenador (CAD "Computer Aided Design"; en inglés, Diseño Asistido por Computadora) para dibujo en 2D y 3D. Actualmente es desarrollado y comercializado por la empresa Autodesk.

Al igual que otros programas de Diseño Asistido por Ordenador (DAC), AutoCAD gestiona una base de datos de entidades geométricas (puntos, líneas, arcos, etc.) con la que se puede operar a través de una pantalla gráfica en la que se muestran éstas, el llamado editor de dibujo.

Parte del programa AutoCAD está orientado a la producción de planos, empleando para ello los recursos tradicionales de grafismo en el dibujo, como color, grosor de líneas y texturas tramadas. AutoCAD, a partir de la versión 11, utiliza el concepto de espacio modelo y espacio papel para separar las fases de diseño y dibujo en 2D y 3D, de las específicas para obtener planos trazados en papel a su correspondiente escala. La extensión del archivo de AutoCAD es .dwg, aunque permite exportar en otros formatos (el más conocido es el .DXF). Maneja también los formatos IGES y STEP para manejar compatibilidad con otro software de dibujo.

CAPITULO 3: METODOLOGIA

3.1. TIPO DE INVESTIGACIÓN.

Según el propósito de la investigación se trata de un proyecto factible, "El cual consiste en la investigación, elaboración y desarrollo de una propuesta de un modelo operativo viable para solucionar problemas, requerimientos o necesidades de organizaciones o grupos sociales; puede referirse a la formulación de políticas, programas, tecnologías, métodos o procesos"[14].

El proyecto se apoya de una investigación de campo, "Se entiende por investigación de campo, el análisis sistemático de problemas en la realidad, con el propósito bien sea de describirlos, interpretarlos, entender su naturaleza y factores constituyentes, explicar sus causas y efectos, o predecir su ocurrencia, haciendo uso de métodos característicos de cualquiera de los paradigmas o enfoques conocidos o en desarrollo" [14].

3.2. INSPECCIÓN DEL SISTEMA Y REGISTRO DE DATOS.

Previo al logro de los objetivos planteados, se realizaron dos procesos: inspección visual y recopilación de datos. Estos constituyen una fuente valiosa para el diseño del intercambiador, en función de la data generada y los aportes en cuanto condiciones reales de operación del sistema de enfriamiento. La metodología planteada se muestra a continuación:

3.2.1. Inspección Visual.

En este período se realiza una inspección visual del malacate (elemento de transmisión de potencia en taladros de perforación) “problema”. En este proyecto se centra su atención en los componentes del sistema de refrigeración (bomba, tuberías, radiador) y sistema de freno (bandas, tambores, hidrofreno). El objetivo es familiarizarse con el fenómeno en estudio, estableciendo análisis e hipótesis requeridas en el desarrollo del proyecto. El autor nota la presencia de desgarramiento de material en el tambor y daños severos en bandas (Ver Anexo C-5), lo que hace predecir la presencia de altas temperaturas durante el frenado, además observa la presencia de desbordamientos en la parte superior del radiador, producto de su incapacidad para manejar el caudal de agua. A continuación se muestra el malacate problema:

Figura 3.1 Malacate utilizado por el taladro S-122

3.2.2. Recopilación de datos.

La recopilación de datos, se ejecuta de dos formas: Directa e indirectamente. Ambas permiten la creación de registros reales a fin de obtener resultados confiables.

3.2.2.1. Datos directos.

Corresponden a las mediciones realizadas directamente en el sistema a estudiar, en cuanto a: caudal, temperatura. Esto generó los siguientes registros:

Tabla 3.1 Datos directos del intercambiador de calor

Datos	Temperatura de entrada(°C)	Caudal(m^3/s)
Fluido a refrigerar (agua)	80,3	0,0038 m^3/s
Fluido refrigerante (aire)	37	----------

Nota: El área disponible para el diseño se reduce a 5 m^2, con un ancho menor a 2 m. Es decir cualquier diseño debe ser menor a ello con fines de transportación.

3.2.2.2. Datos indirectos.

Se sitúan todos los datos extraídos de recomendaciones del fabricante del malacate (National Oilwell Varco), normas, libros, revistas científicas, entre otros. Esto arrojó los siguientes registros:

Tabla 3.2 Datos indirectos del intercambiador de calor

Datos	Velocidad máxima(m/s)	Temperatura de salida(°C)
Fluido a refrigerar (agua)	1,5 a 2,5	55
Fluido refrigerante (aire)	6 a 13	50

3.3. ESTIMACIÓN MANUAL DE VARIABLES DEL INTERCAMBIADOR.

En esta sección se realiza una estimación manual de los parámetros geométricos y fluido-térmicos necesarios para el diseño del intercambiador, a fin de realizar comparaciones con el software. Esto permitirá validar la plataforma computacional de cálculo (MICTCAA)**.** Para ello se recurrió al uso de técnicas de transferencia de calor. Lo descrito se muestra a continuación:

3.3.1. Cálculo de la velocidad de transferencia de calor.

La determinación de este parámetro, se realiza conociendo el flujo másico del fluido a enfriar (agua) en cada sección del intercambiador (Ver Anexo E), y las temperaturas de entrada y salida del mismo. Las propiedades del agua, se evaluan a la temperatura media de bulto.Asi el flujo de calor esta dado por:

$$\dot{Q} = \dot{m} C_p (T_2 - T_1)_{agua}$$

Ec.3.1)

Donde:

$\dot{Q}$=Velocidad de transferencia de calor. (Kw).

$\dot{m}$=Flujo másico. (Kg/s)

T_2 =Temperatura de salidad del agua. (°C)

T_1 =Temperatura de entrada del agua.(°C)

C_p =Calor especifico. (J/Kg°K)

La temperatura media de bulto se expresa por:

$$T_p = \frac{(T_2 - T_2)}{2} \quad \text{(Ec.3.2)}$$

De esta forma se obtuvo el valor mostrado para el flujo de calor:

$$\dot{Q} = 194{,}99\ Kw$$

3.3.2. Determinación del flujo másico de aire.

Esto se logra al establecer un balance de energía en el intercambiador. Así el flujo másico está dado por,la primera ley de la termodinamica

$$\sum E_e = \sum E_S \quad \text{(Ec.3.3)}$$

Donde:

$\sum E_e$ = Sumatoria de la energía a la entrada del intercambiador (W)

$\sum E_e$ = Sumatoria de la energía a la salida del intercambiador (W)

Al hacer sumatoria de todas las energías que interactúan en el intercambiador se obtiene:

$$m_{agua}^{\cdot} C_{p,agua}(T_1 - T_2) = m_{aire}^{\cdot} C_{p,aire}(T_4 - T_3) \quad \text{(Ec. 3.3.1)}$$

$$\dot{m}_{aire} = \frac{Q}{C_p (T_{sal} - T_{ent})_{aire}} \quad \text{(Ec.3.3.2)}$$

Donde:

$\dot{m}_{aire}$ =Flujo másico de aire. (Kg/s)

T_3=Temperatura de entrada del aire. (°C).

T_4 =Temperatura de salida del aire. (°C)

Así el flujo másico de aire le corresponde el siguiente valor:

$$\dot{m_{aire}} = 15{,}01\ Kg/s$$

3.3.3. Determinación de los coeficientes de transferencia de calor (promedio).

El calculo de los coeficientes de transferencia de calor interno y externo se realiza a traves de un proceso iterativo. Para ello se usaron los datos dispuestos en la Tabla 3.1 y 3.2; se considero una velocidad del aire de 6 m/s (Esta velocidad es un dato introducido por el usuario y su vriacion,es objeto de estudio en el proyectos)**.**Se usa una dispocion escalonada del haz de tubos en forma de triangulo equilatero (Ver Anexo E).El procedimiento que se describe corresponde a una iteración:

3.3.3.1 Asumir un valor de Temperatura de la pared exterior del tubo(Tpe)

Se asumio una temperatura promedio entre el aire frio y el agua caliente.A fin de dar inicio al proceso iterativo:

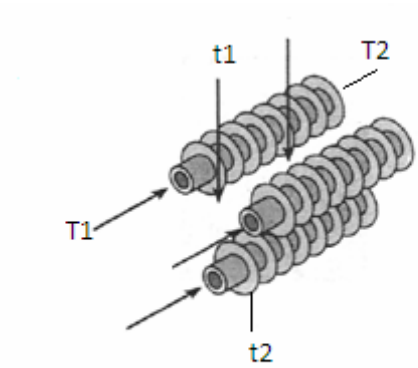

Figura 3.2 Haz de tubos aletados en disposicion escalonada.

$$T_p = \frac{T1 + t_1}{2}$$

3.3.3.2 Evaluar las propiedades del aire a la temperatura de mezclado (Tm).

Se evaluan las propiedades del aire a una temperatura de mezclado entre la pared del tubo y la temperatura promedio de bulto del aire.

$$T_m = \frac{T_p + (\frac{t_1 + t_2}{2})}{2}$$

3.3.3.3 Deteminar la velocidad maxima del aire a traves del intercambiador.

Si $2(S_D\text{-}D) < (S_T\text{-}D)$ se tendrá la velocidad máxima en las secciones transversales diagonales.

$$S_D = \sqrt{Sl^2 + \frac{S_T^2}{4}} \qquad \text{(Ec.3.4)}$$

Donde:

S_D= Paso diagonal. (m)

S_t = Paso transversal. (m).

S_l= Distancia entre dos hileras consecutivas. (m)

Así se verifica donde está la velocidad máxima

$$2(37.7 - 16.4) < (31.3 - 16.4)$$

$42.58 < 14.9$ (No se cumple).

Conociendo la región donde se origina la velocidad máxima, según la geometría del intercambiador (separación de tubos, diámetro, entre otros), se determina a través de la siguiente ecuación:

$$V_{max,aire} = \frac{S_t}{S_t - D_e} V_{aire} \qquad \text{(Ecu.3.5)}$$

$V_{max,aire}$=Velocidad máxima del aire en el núcleo del intercambiador. (m/s).
V_{aire}=Velocidad del aire a la entrada del intercambiador. (m/s)

De lo anterior se obtuvo:

$$V_{max,aire} = 12.6\ m/s$$

Posteriormente se determina el régimen de flujo, utilizando el número adimensional de Reynolds, mediante la siguiente expresión:

$$R_e = \frac{V_{max,aire} D}{\nu} \qquad \text{(Ecu.3.7)}$$

Donde:
R_e=Número adimensional de Reynolds

D_h=Diametro hidráulico. (m).

υ=Viscocidad cinemática. (m^2/s)

Entonces el regimen de flujo resultó ser turbulento, puesto que Reynolds es mayor a 4000, obteniendose:

$$R_e = 11397{,}68$$

El coeficiente de pelicula a traves de las aletas se puede determinar mediante la formula de Joung de la forma:

$$N_u = 0.134\, R_e^{0.681} P_r^{0.33} FH^{0.2} FT^{0.1134} \qquad \text{(Ec.3.8)}$$

Donde:

N_u= Número adimensional de Nusselt.

P_r = Número adimensional de Prandtl a la temperatura de mezclado (Tm).

FH=Espacio entre aletas sobre la longitud de la aleta.

FT=Espacio entre aletas sobre el espesor de la aleta.

El coeficiente de transferencia de calor h_o asi obtenido se modifica mediante un elemento corrector, en las que estan comprendidos el rendimiento de la aleta η (Ver Anexo A-4),La superficie exterior del tubo A_t, de la aleta A_a, y la total A.

$$\overline{h_0} = \frac{h_o(\eta A_a + A_t)}{A}$$

Asi el valor de ho obtenido es:

$$\overline{h_0} = 114{,}99 \frac{w}{m^2 K}$$

3.3.3.4. Calculo del coeficiente de transferencia de calor interno (promedio).

Usando analogia electrica, se establece la ecuacion usada en la determinacion de la temperatura de la pared interna del tubo:

$$T_{pi} = \left(\frac{T_{pe} - T_{aire}}{R_p}\right)\left(\frac{Ln\left(\frac{D_o}{D_i}\right)}{2\pi kl}\right) + T_{pe}$$

Donde:

T_{pi}=Temperatura de la pared interior (|°C).

T_{pe}=Temperatura de la pared exterior (|°C).

T_{aire}=Temperatura de bulto promedio del aire (|°C).

k=Conductividad termica del materia (W/mK).

l=Longitud del tubo (m).

De lo anterior se obtuvo:

$$T_{pi} = 58{,}981\ °C$$

Por analogia electrica entre las resistencias termicas involucradas se obtiene una ecuacion para el coeficiente de transferencia de calor interno, tal como se muestra:

$$T_{pi} = \left(\frac{T_{pe} - T_{pi}}{\left(\frac{Ln\left(\frac{D_o}{D_i}\right)}{2\pi kl}\right)A_i}\right) + (T_{pi} - T_{agua})$$

Donde:

A_i= Area de seccion transversal interna del tubo (m^2).

T_{agua}=Temperatura media de bulto del agua (°C).

Posteriormente se determina la temperatura de pared exterior, usando analogia electrica entre las resistencias termicas involucradas. De alli se obtuvo:

$$T_{pe} = \left(\frac{T_{agua} - T_{aire}}{\sum R_t}\right) R_p + T_{aire}$$

$$\sum R_t = \left(\frac{1}{h_i A_i}\right) + \left(\frac{Ln\left(\frac{D_o}{D_i}\right)}{2\pi k l}\right) + Rp$$

$\sum R_t$=Sumatoria de resistencias termicas (K/w).

De lo anterior se obtiene:

$T_{pe} = 66{,}97\ ^{o}C$

El valor obtenido de T_{pe} se compara con el valor asumido inicialmente (a fin de establecer una condicion de parada de las iteraciones) y se establece un error relativo, en el ordenador el programador uso un error de 0,001 % como condicion de parada a fin de evitar irregularides.

La tabla que se muestra a continuacion muestra iteraciones hechas manualmente a fin de observar la convergencia del procedimiento:

Tabla 3.3. Proceso iterativo para el claculo de coeficientes convectivos inteterno-externo

It	T_{pe}(°C)	T_{mez}(°C)	$\overline{h_0}\left(\frac{W}{m^2K}\right)$	T_{pi}(°C)	$hi\left(\frac{W}{m^2K}\right)$	T_{pe}(°C)
2	66,97	55,24	101,756	67,484	4589,08	62,35
3	62,35	52,93	101,946	62,76	107831,91	66,88
4	66,88	55,19	101,78	67,39	7131,78	63,80

5	63,80	53,65	102,01	64,24	80697,796	66,77
6	66,77	55,135	103,58	67,27	10218,99	64,78
7	64,78	54,14	101,78	65,25	60668,56	66,71
8	66,71	55,11	101,683	67,22	11794,87	64,99
9	64,99	54,24	101,78	65,46	55360,07	66,65
10	66,65	55,075	103,73	67,15	13446,04	65,32
11	65,32	54,41	101,793	65,797	47538,82	66,63
12	66,63	55,06	101,686	67,14	13989,27	65,33
13	65,33	54,415	101,791	65,807	47282,27	66,58
:	:	:	:	:	:	:
26	63,68	53,59	115,10	64,06	5095,68	63,68

3.3.5. Estimación del coeficiente global de transferencia de calor.

En la determinación de este parámetro influyen diversos factores, entre los cuales caben destacar: coeficientes de transferencia de calor (internos y externos), material usado en tubos y aletas, dimensiones y geometría del tubo, presencia de incrustaciones internas y externas. Lo anterior inciden en la resistencia al flujo de calor. Esta variable esta dado por la siguiente ecuación:

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{h_i A_i} + \frac{R_{fi}}{A_i} + \frac{Ln\left(\frac{D_o}{D_i}\right)}{2\pi k L} + \frac{R_{fo}}{A_o} + \frac{1}{h_o A_o} \qquad \text{(Ecu.3.19)}$$

Donde:

U=Coeficiente global de tranferencia de calor. ($W/m^2°K$)

R_{fi}=Resistencia por incrustaciones internas. (W/°K).

R_{fo}=Resistencia por incrustaciones externas. (W/°K).

A_i=Area interna del tubo aletado.(m^2)

A_o=Area externa del tubo aletado. (m^2).

D_o=Diámetro externo del tubo. (m)

Considerando tubos perfectamente limpios el coeficiente global de trasferencia de calor resultó:

$$U = 97{,}58\ \frac{W}{m^2 °K}$$

3.3.6. Dimensionamiento del intercambiador.

Para establecer las dimensiones del intercambiador es necesario determinar el volumen del intercambiador según β (Relación de compacticidad) y el area frontal. Para el calculo del area de transferencia termica total se recurre al método de la efectividad y en base a β se determina el volumen, tal como se muestra a continuación:

Se calculan las razones de capacidad calorífica:

$$C_h = \dot{m}_{agua} c_h \qquad \text{(Ec.3.20)}$$

$$C_c = \dot{m}_{aire} c_c \qquad \text{(Ec.3.21)}$$

Donde:

C_h=Capacidad calorífica del fluido caliente. (W/°K)

C_c=Capacidad calorífica del fluido frio. (J/Kg.°K)

c_h=Calor específico del fluido caliente. (W/°K)

c_c=Calor especifico del fluido frio. (J/Kg.°K)

Entonces la ecuación de efectividad está dada por:

$$\varepsilon = \frac{T_1 - T_2}{T_1 - t_1} \qquad \text{(Ec.3.22)}$$

Para flujos cruzados con mezcla en un fluido y otro sin mezclar:

- C_{min}(sin mezclar); C_{max}(mezclado):

$$NUT = -Ln\left\{1 + \frac{Ln\left(1 - \varepsilon\frac{C_{min}}{C_{max}}\right)}{\frac{C_{min}}{C_{max}}}\right\} \qquad \text{(Ec.3.23)}$$

- C_{min} (mezclado); C_{max}(sin mezclar):

$$NUT = \frac{-Ln\left\{\frac{C_{min}}{C_{max}}Ln(1-\varepsilon)+1\right\}}{\frac{C_{min}}{C_{max}}} \qquad \text{(Ec.3.24)}$$

De lo anterior se obtiene:

$$NUT = 1.182$$

Conociendo las distintas variables se puede determinar el área total de transferencia térmica a través de la siguiente ecuación:

$$\frac{UA}{C_{min}} = NUT \qquad \text{(Ec.3.25)}$$

Despejando se obtiene que el área de transferencia térmica total le corresponde a:

$$A = 94{,}8\ m^2$$

Además al conocer el valor de la velocidad de entrada, se puede determinar la superficie frontal del intercambiador a través de la siguiente expresión:

$$A_{frontal} = \frac{\dot{m}_{aire}}{\rho_{ent} V_{ent,aire}} \qquad \text{(Ec.3.26)}$$

El área frontal del intercambiador corresponde a:

$$A_{frontal} = 2{,}24\ m^2$$

3.3.7. Estimación de la caída de presión a través del intercambiador.

La caída de presión a través de un haz de tubos aletados es función de la variación de presión en la entrada, núcleo y salida del intercambiador. La ecuación general de caída de presión está dada por[6]:

$$\Delta P = \frac{G^*}{2\rho_{ent}}\left\{(K_c + 1 - \sigma^2) + 2\left(\frac{\rho_{ent}}{\rho_{sal}} - 1\right) + \lambda\frac{A\rho_{ent}}{A_{min}\rho_m} - (1 - K_e - \sigma^2)\frac{\rho_{ent}}{\rho_{sal}}\right\}$$

(Ec.3.27)

Donde:

G^*=Velocidad másica por unidad de superficie en el núcleo. (kg/m^{2}s).

ρ_{ent}=Densidad de entrada del aire. (Kg/m^3).

ρ_{sal}=Densidad de salida del aire. (Kg/m^3).

ρ_m=Densidad media del aire. (Kg/m^3)

K_c=Coeficiente de contracción del fluido.

K_e=Coeficiente de expansión del fluido.

σ=Relación de áreas.

λ=Coeficiente de fricción.

A=Área de transferencia térmica. (m^2)

A_{min}=Área de paso mínima de flujo. (m^2)

Sin embargo para tubos circulares con aletas anulares, en la ecuación los coeficientes de contraccion(K_c) y expansion(K_e) se desprecian.

La caída de presión a través del haz de tubos aletados, según cálculos es:

$$\Delta P = 62{,}40\ Pa$$

3.3.8. Cálculo de la potencia del ventilador.

La estimación de este parámetro es función directa de la caida de presión en el intercambiador y el caudal de aire requerido para disipar el calor. Se cálcula a través de la siguiente expresión:

$$P = Q.\Delta P \quad \text{(Ec.3.28)}$$

Donde:

P =Potencia de bombeo. (W)

Q =Caudal de aire. (m^3/s)

ΔP =Caida de presión a través del intercambiador (Pa)

La potencia requerida para enfriar el fluido a la temperatura deseada es:

$$P = 0{,}84 \text{ W}$$

3.4. DISTRIBUCIONES DE TEMPERATURA EN EL TUBO ALETADO.

En esta etapa se usa la técnica de diferencias finitas, a fin de determinar las distribuciones de temperatura a lo largo del tiempo y en condiciones estables en el tubo aletado. Siempre se dirige la atención hacia un número 2finito de elementos discretos dentro del cuerpo dado y sobre su superficie. A continuación se muestra el desarrollo de estas ecuaciones:

3.4.1. Bordes Laterales

3.4.1.1. Izquierdo interior

$$T_{1,1}^{n+1} = AT_{\infty 1} + BT_{\infty 1} + CT_{2,1}^{n} + DT_{1,2}^{n} + T_{1,1}^{n}(1-E)$$

(Ec.3.29)

3.4.2. Aletas

$$T_i^{n+1} = LT_{i-1}^{n} + L_1 T_{i+1} + L_2 T_{\infty 2} + L_3 T_{c,f+1}^{n} + T_i^{n}(1-K)$$

(Ec.3.38)

Donde:

$$A = \frac{2h_o}{\rho \Delta x C}$$

$$B = \frac{2h_i A_i}{\rho A_c C \Delta x}$$

$$C = \frac{2kA_x}{\rho A_c C \Delta x^2}$$

$$D = \frac{2k}{\rho C \Delta x^2}$$

$$E = A + B + C + D$$

Lo anterior permitirá determinar la temperatura en cualquier punto del tubo aletado en estado transiente y en condiciones estables, adicionalmente se pueden observar los efectos en las distribuciones de temperatura según la variación en las velocidades de los fluidos, separación y material del tubo aletado.

3.5. DESARROLLO DEL SOFTWARE.

3.5.1. Metodología.

El desarrollo del programa se realizó en varias etapas : Elaboración de algoritmos, codificación y depuración del software. El presente trabajo se baso en la creación de una plataforma computacional , fácil de manejar y sujeta a los factores de calidad del software: robustez, extensibilidad, reutilización, compatibilidad entre otros. Las etapas señaladas anteriormente se mencionan a continuación.

3.5.1.1. Elaboracion de algoritmos.

Se realizan secuencian logicas que permitan al programador establecer los pasos requeridos para el diseño del software. A continuacion se muestra un diagrama de flujo para la determinacion de los parametros geometricos y fluido-termicos del intercambiador.

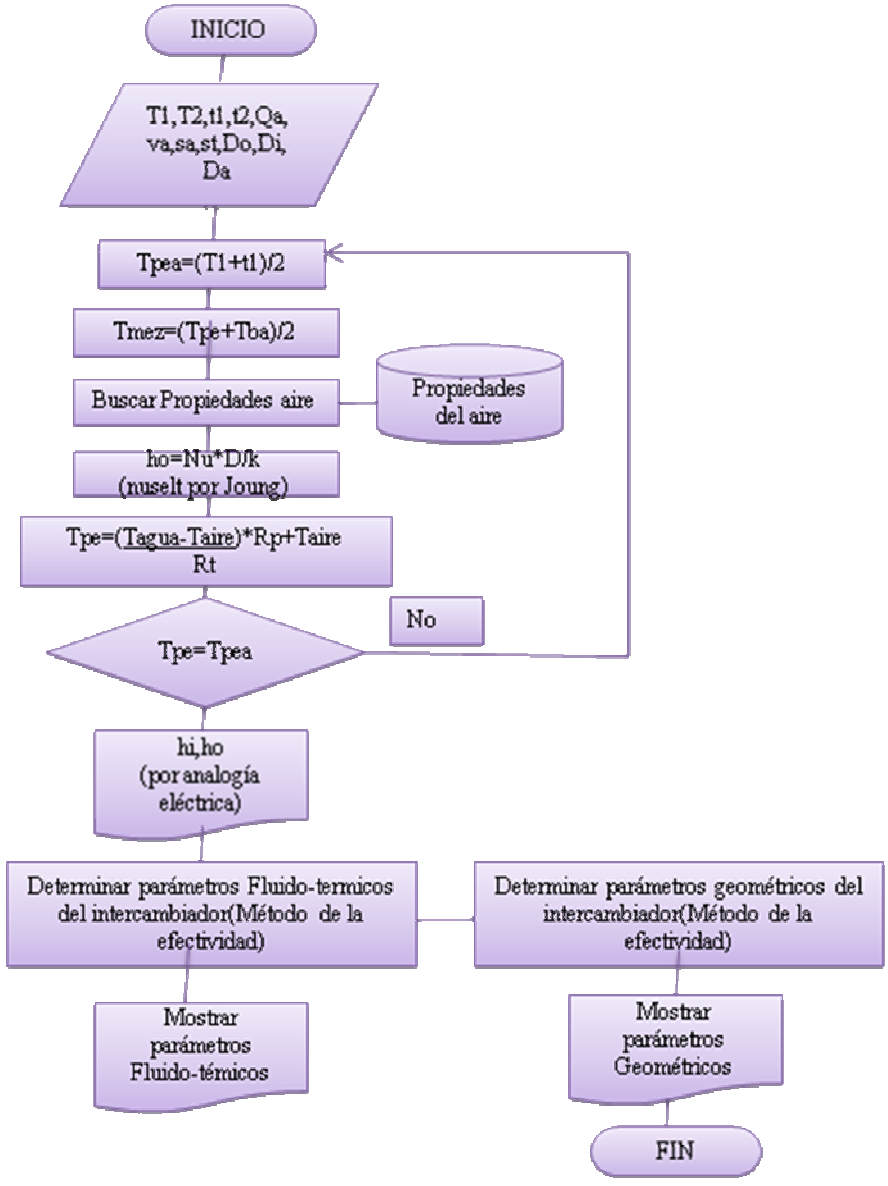

Figura 3.3. Diagrama de flujo para la determinacion de los parametros Fluido-Termicos y Geometricos del intercambiador.

3.5.1.2. Codificación.

El programador usando lenguaje C#, crea los objetos y métodos necesarios para el funciomiento del software, para ello utiliza las sintaxis propia del lenguaje. Crea métodos públicos para el cálculo de: Velocidad de transferencia de calor, coeficientes de transferencia de calor (global, interno y externo), caidas de presión en los fluidos, geometría del intercambiador, entre otros. Algunos métodos creados se muestran a continuación:

```
public double calor (double T1, double T2, double cpagua, double magua)
 {
        double Q;
        Q = magua * cpagua * (T1 - T2);
        return Q;
 }
```

3.5.1.3. Depuración.

En esta etapa se realizan correcciones en el código fuente a fin de evitar anomalías en el funcionamiento del programa. Las correcciones se realizan especificamente en la sintaxis, ejecución y errores de lógica.

3.5.1.3.1. Errores en sintaxis: Se verifica que exista una buena utilizión del "idioma" que manipula el lenguaje de programación a fin de evitar errores en la ejecución del programa.

3.5.1.3.2. Errores de ejecución : Presencia de algun error de lógica, sintaxis o fallas en el sistema operativo que evitan la corrida del programa.

3.5.1.3.3. Errores de lógica: mala utilzación de comandos lógicos (if,else) que alteran los resultados esperados por el programador.

3.5.2. Técnicas utilizadas en el desarrollo del software.

3.5.2.1. Programación estructurada.

La programación estructurada consiste en la escritura de programas fáciles de leer y modificar, en este tipo de programación el flujo lógico se gobierna por estructuras básicas de control, como lo son las secuenciales, selectivas e iterativas. Al aplicar esta técnica se obtienen las siguientes ventajas:

- Los programas son mas fáciles de entender, ya que pueden ser leídos de forma secuencial, sin necesidad de hacer seguimientos a saltos de línea dentro de bloques de código para entender la lógica.
- La estructura del programa es más clara puesto que las instrucciones estan mas ligadas relacionadas entre si.
- Reducción de esfuerzos en pruebas. El seguimiento de las fallas (“debugging”), se facilita debido a la lógica más visible,por lo que los errores se pueden detectar y corregir más facilmente.

3.5 .2.2. Programación modular.

La programación modular consiste en la descomposición de un problema en un conjunto de sub-problemas independientes entre sí, más sencillos de resolver y que pueden ser tratados separadamente unos de otros. Gracias a la modularidad se pudo probar los subprogramas o módulos de manera independiente, depurandose sus errores antes de su inclusión en el programa principal y almacenarse para su posterior utilización.

3.6. Modelado del intercambiador según condiciones operativas específicas.

Se desea determinar el flujo de calor, caida de presión, volumen, potencia y geometría que debería tener el intercambiador según condiciones específicas de operación fijas (temperaturas, caudal del fluido a enfriar). Para ello el diseñador toma como críterio el uso de velocidades mínimas recomendades para el fluido interno y externo (Ver Tabla 3.1 y 3.2), material del tubo de baja conductividad térmica y separación entre los tubos aletados mínimas. En la tabla 3.5 se muestran los valores de los parámetros operativos:

Tabla 3.5 Condiciones operativas iniciales para el modelado del intercambiador.

Parámetro Operativo	**Valor considerado**
Temperatura aire frío (°C)	37
Temperatura aire caliente (°C)	50
Temperatura agua fria (°C)	55
Temperatura agua caliente (°C)	80,3
Velocidad del agua(m/s)	1,5
Velocidad del aire(m/s)	6
Material del tubo	Acero 1,5 % Carbono
Diámetro externo del tubo(m)	0,0164
Diámetro interno del tubo(m)	0,0154
Separación de aletas (m)	0,0029
Espesor de aletas (m)	0,00025
Separación entre tubos(m)	0,031

El fin de ello es generar un patrón que permita comparar los efectos que se generarían en condiciones operativas (potencia, volumen) del intercambiador al variar la velocidad, material y separación en los tubos.

3.7. EFECTO DE LA VARIACIÓN EN LA VELOCIDAD DE LOS FLUIDOS, EN EL INTERCAMBIADOR.

Para ello se cuenta con una herramienta de simulación denominada MITCCA, manteniendo los condiciones fijas a las que estaba sujeto el intercambiador inicialmente se varian las velocidades de los fluidos (interno y externo) a fin de observar el efecto en: potencia de bombeo,volumen y costos del intercambiador. Es necesario destacar que las velocidades recomendadas para el agua van de 1,5 a 2,5 m/s, mientras que para el aire van desde 6 a 13 m/s (Ver Tabla 3.2). Lo anterior se hace en virtud de evitar el colapso del cambista de calor por vibración. Sin embargo algunos textos mencionan que los rangos de velocidades del aire pueden ir de 3 a 30 m/s [8]. Para esta investigacion se utilizaran los rangos mencionados inicialmente, aunque puden usarse en el software distintas velocidades, con fines experimentales.

Gráficos generados por MICTCAA producen registros sobre los efectos de variar la velocidad de los fluidos en la potencia, distribuciones de temperatura, volumen, tanto para el fluido interno y externo (ver Anexo D2).

3.8. OBSERVAR EL EFECTO DE LA VARIACIÓN DE LA DISTANCIA ENTRE TUBOS EN LOS PARÁMETROS OPERATIVOS DEL INTERCAMBIADOR.

A través del uso de MITCCA y manteniendo las condiciones del intercambiador modelado inicialmente, se varían la separación entre los tubos aletados, a fin de observar el efecto en cuanto al volumen, potencia de bombeo, caída de presión,

distribuciones de temperaturas, entre otras variables que afectan al intercambiador, la separación entre tubos debe ser mayor al diámetro de la aleta y sin separaciones tan excesivas, todo dependerá del espacio disponible para situar el dispositivo.

Se desarrolló un módulo de gráficos donde se expresan las variaciones de: volumen, coeficiente global de transferencia y potencia según la separación de tubos (Ver Anexo D3). Esto permitirá elegir la separación de tubos más adecuada a un requerimiento en particular, donde principalmente existan limitantes de espacio.

3.9. OBSERVAR EL EFECTO DE LA VARIACIÓN EN EL MATERIAL DEL TUBO ALETADO, EN LOS PARÁMETROS OPERATIVOS DEL INTERCAMBIADOR.

En esta etapa, al igual que las anteriores se usa el software desarrollado y se mantienen las mismas condiciones a las que estaba sujeto el intercambiador modelado inicialmente se varia en material del tubo aletado a fin de observar el efecto en: volumen, potencia de bombeo,distribuciones de temperatura. Se toma en consideracion que en la fabricación de enfriadores de aire, se utilizan aleaciones de cobre y otras aleaciones no ferrosas para servicios de enfriamiento de agua y aceite. Los tubos de acero al carbono también son usados en este tipo de servicios.

El software desarrollado genera distintos gráficos que permiten observar los efectos de la utilizacion de distintos materiales, en las variables fundamentales para la construcción del intercambiador potencia, volumen,velocidad de transferencia de calor (Ver anexo D4).

3.10. SELECCIÓN DE LAS CONDICIONES OPERATIVAS.

La elección de las condiciones operativas (velocidades de los fluidos, material y separación de tubos) se hace en función de los criterios siguientes: bajo consumo de energía, adaptabilidad al espacio disponible, tubos resistentes a la erosión y corrosión, bajo costo. Para ello se debe central en los resultados arrojados por el simulador según los efectos de la variación de la velocidad de los fluidos, separación de tubos y material de tubos en la potencia de bombeo, distribuciones de temperaturas y volumen del intercambiador.

En cuanto a costos el autor se basa en el siguiente criterio: "A menor volumen y menor potencia, se obtienen más bajos costos del intercambiador". Nuestro caso se centra en disminuir volumen con fines de minimizar costos.

3.11. SELECCIÓN DEL VENTILADOR.

Al conocer las condiciones operativas más adecuadas, según los criterios del diseñador (ahorro de energía, compacticidad y bajos costos), se modela nuevamente el intercambiador de calor según las nuevas condiciones, obteniendo la caída de presión y el caudal lo cual permitirá a través del uso de catálogos comerciales determinar ventilador de calor más apropiado. La selección del ventilador se hace según los siguientes criterios:

- El promedio de la velocidad de flujo a tráves del área del ventilador está en el rango de 6 a 13 m/s, para la gran mayoría de los diseños.

- Los ventiladoes para enfriadores de aire, tienen de 3 a 12 álabes, siendo los más comunes de 4 a 6 álabes. El rango de diámetro de los ventiladorse varia de 1 a 3,7 m.
- Velocidad de rotación del eje: Las velocidades de rotación están limitadas por lo general a menos de 60 m/s, esto es con la finalidad de mínimizar el ruido.

3.12. CONSTRUCCIÓN DE UN MODELO GEOMÉTRICO.

En esta etapa se crea el modelo geométrico del intercambiador de tubos circulares con aletas anulares, a través del uso de un entorno gráfico CAD. Por lo tanto se requirió conocer: distancia entre tubos (filas y columnas), dimensiones del tubo y aletas, separación de las aletas entre otros. Estos datos son generados por el usuario. Ademas el software genera un modelo geométrico con datos suficientes para la construcción del intercambiador (Ver Anexo). La construcción del modelo se puede dividir en dos etapas:

3.12.1. Diseño del panal.

Se dimensiona y cuantifica los tubos aletados que tendrá el intercambiador en su construcción, específica detalles en cuanto a: separación de tubos, número de aletas, longitud y cantidad de tubos entre otras. Para ello utiliza diversos comandos propios del entorno CAD: extrusión, copiar, matriz.

3.12.2. Diseño de la carcasa.

Se establecen las dimensiones forma y disposición de la carcasa del intercambiador, elementos de protección u otros.

CAPITULO 4: RESULTADOS Y ANALISIS

4.1. COMPARACIÓN DE RESULTADOS MANUALES-SOFTWARE.

En esta sección se realizan comparaciones en cuanto a los resultados obtenidos manualmente y los arrojados por el software, a fin de realizar una validación del programa desarrollado. En la tabla 4.1 y 4.2 se observan los distintos módulos y se establece el error relativo en base a la variable en estudio. Lo anterior se realiza en base a los datos mostrados en la tabla 3.5.

4.1.1. Comparación de parámetros operativos.

Tabla 4.1 Comparación de parámetros Fluido-Térmicos

Variable a Evaluar	**Manual**	**Software**	**Error Relativo (%)**
Calor Total(Kw)	197,17	197,55	0,0082
Caudal de aire(m^3/s)	13,61	13,62	0,0007
$h_i(W/m^2°C)$	8086,29	8021,47	0,008
$h_o(W/m^2°C)$	55,83	56,88	0,02
$U(W/m^2°C)$	51,24	53,90	0,04
NUT	1,17	1,18	0,008
V_{max} aire (m/s)	12,6	12,6	0
Efectividad(%)	58,63	58,42	0,004
ΔP(Kpa)	55,80	55,93	0,002
Potencia(Kw)	0,76	0,762	0,003

4.1.2. Comparación de variables geométricas del intercambiador.

Tabla 4.2 Comparación de parámetros geométricos.

Variable a Evaluar	Manual	Software	Error Relativo (%)
Volumen(m^3)	0,505	0,49	0,03
$A_{o,tubo}$(m^2)	0,51	0,51	0
$A_{o,total}$(m^2)	177,87	171,87	0,033
A_i (m^2)	0,072	0,072	0
$A_{frontal}$	2,23	2,27	0,02
A_{min}	0,000042	0,000042	0
Número de tubos	336	334	0,005
Longitud del tubo	1,49	1,50	0,006
Nro aletas por tubo	521	519	0,004
B (Fact. Compacticidad)	340,8	347,87	0,02

En base a lo mostrado se nota un error relativo despreciable en función de los resultados del software y los manuales, estas diferencias se deben a que el computador toma en consideración mayor cantidad de decimales, caso contrario a lo realizado manualmente. El software realiza los cálculos luego de ser introducidos de los fluidos y geometría del tubo

4.2. MODELADO DEL INTERCAMBIADOR SEGÚN CONDICIONES OPERATIVAS ESPECÍFICAS.

En consideración a los registros tomados para el diseño del intercambiador (ver Tabla 3.2 y 3.3) y considerando velocidades del aire y agua mínimas (1,5 y 6 m/s

respectivamente), separación de tubos (0,0313 m) y conductividad térmica del material bajas (Acero 1,5 % carbono) se genera un conjunto de variables Fluido-Térmicas y geométricas del intercambiador que sirven de patrón de comparación en las etapas posteriores. En las tablas 4.3 y 4.4 se muestran los resultados generados por el software.

Tabla 4.3 parámetros Fluido-Térmicos según condiciones iníciales.

PARÁMETRO OPERATIVO	**VALOR SEGÚN SOFTWARE**
Calor total(Kw)	197,55
Caudal Aire(m^3/s)	13,63
h_i ($W/m^2°C$)	8021,47
h_o ($W/m^2°C$)	56,88
U ($W/m^2°C$)	53,90
NUT	1,18
$V_{max,aire}$	12,60
Efectividad (%)	58,43
ΔP_{aire}(Pa)	55,80
Potencia (Kw)	0,76

Tabla 4.4 parámetros geométricos según condiciones iníciales

VARIABLE GEOMÉTRICA	**VALOR SEGÚN SOFTWARE**
Volumen(m^3)	0,49
Área de transferencia térmica por tubo (m^2)	0,51
Área de transferencia térmica por total (m^2)	171,87
Área interna del tubo (m^2)	0,073

Área frontal (m^2)	2,27
Área mínima (m^2)	0,0000432
Nro. de tubos	335
Longitud del tubo (m)	518
Nro. de aletas por tubo	1231
β (Relación de compacticidad)	347,85

4.3. EFECTOS DE LA VARIACIÓN DE LA VELOCIDAD DE LOS FLUIDOS EN EL INTERCAMBIADOR.

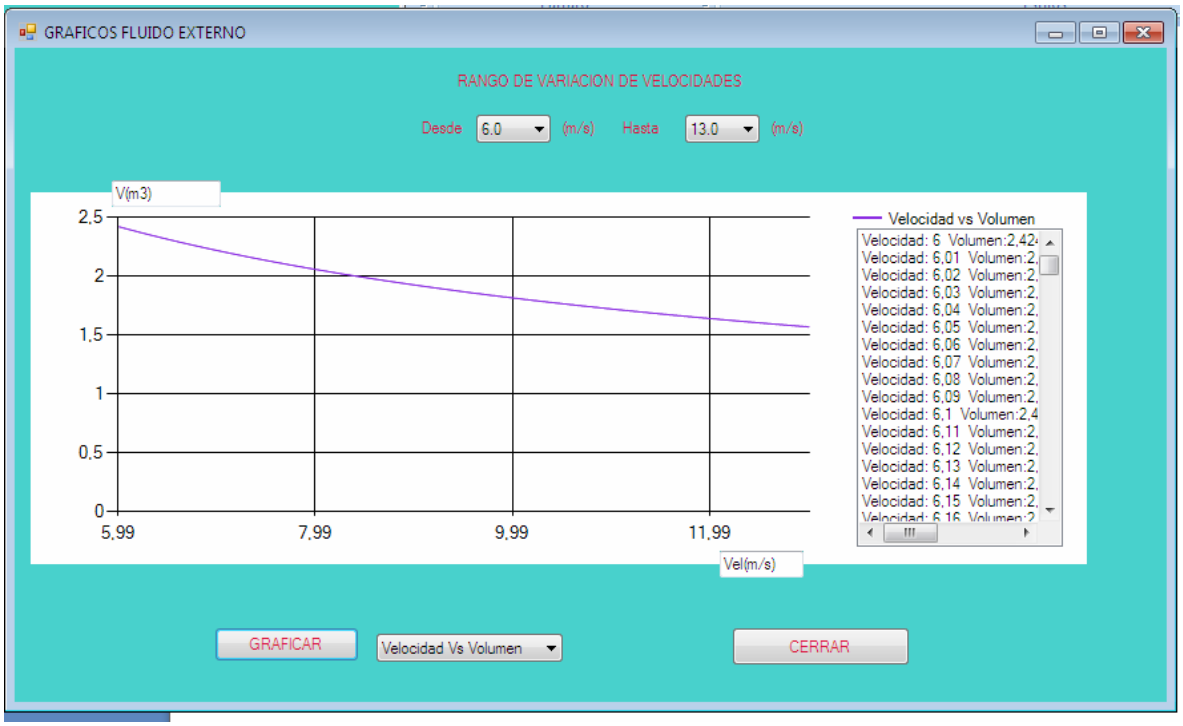

Figura 4.1 Efecto de la variación en la velocidad del aire en el volumen de intercambiador

La variación de la velocidad en el fluido externo tiene un efecto directo en los coeficientes convectivos (interno y externo) y por los tanto en la cantidad de calor que disipa cada tubo. A mayor velocidad del aire se produce una disminución en el volumen del intercambiador, esto se encuentra directamente relacionado a un aumento creciente del coeficiente global de transferencia de calor, producto del incremento del coeficiente de transferencia de calor externo (este es proporcional a la velocidad del fluido). Al aumentar el coeficiente global de transferencia de calor ocurre una disminución del área de transferencia térmica y por lo tanto en el volumen del cambista de calor. Sin embargo un aumento en la velocidad del fluido implica el uso de mayor cantidad de potencia del ventilador, por lo cual el diseñador debe evaluar las limitantes impuestas por el requerimiento en nuestro caso área del intercambiador menor a 5 m^2, y bajo consumo de potencia. Es de destacar que al incrementar la velocidad del aire se produce un descenso en el coeficiente de fricción (Ver Ecu.), es decir, las paredes del tubo aletado ofrecen menor resistencia al paso de fluido, sin embargo la caída de presión es mayor. Aunque resulte contradictorio recordemos que en la caída de presión en banco de tubos se debe a la suma de los efectos impuestos por la aceleración, desaceleración, contracción y expansión del fluido.

4.4. EFECTOS DE LA VARIACIÓN DE LA SEPARACIÓN DE TUBOS EN EL INTERCAMBIADOR.

Figura 4.2 Efecto de la variación en la separación entre tubos en el volumen de intercambiador.

Al aumentar la separación entre tubos se origina un aumento progresivo en el volumen del intercambiador, lo cual se origina debido a que el área de transferencia térmica por unidad de volumen disminuye (intercambiador menos compacto), de igual forma la potencia necesaria para remover el calor disminuye, esto se debe a una reducción en la caída de presión del intercambiador, ya que disminuye la velocidad máxima de aire a través del banco de tubos.

4.5. EFECTOS DEL MATERIAL DEL TUBO ALETADO EN EL INTERCAMBIADOR.

Figura 4.3 Efecto de la variación en el material del tubo aletado en el volumen de intercambiador.

La utilización de un material de construcción de un tubo aletado no ejerce grandes efectos en el volumen y potencia requerida del ventilador, sin embargo el diseñador debe garantizar que el material elegido evite la erosión y corrosión de tubos a lo largo del tiempo. Cuando la pared del tubo es pequeña y la conductividad térmica alta, como sucede en nuestro caso, la resistencia térmica de dicho tubo es despreciable. Si examinamos un espesor determinado del tubo, observamos que para materiales de alta conductividad térmica la resistencia de la pared disminuye,

mientras que para materiales de baja conductividad la resistencia aumenta. A efectos de este proyecto el efecto ocasionado por la utilización de un material de alta o baja conductividad térmica no tiene efectos notorios en el volumen y la potencia del intercambiador.

4.6. SELECCIÓN DE CONDICIONES OPERATIVAS.

En base a los efectos generados por la variación en la velocidad de los fluidos, material y separación del tubo; se seleccionan las condiciones operativas, que cumplan a la restricción de área frontal (Ver Tabla 3.1). El autor elige una separación mínima entre tubos, material de buena conductividad térmica y resistente a la erosión y corrosión. Además velocidades comprendidas dentro del rango de velocidades permisibles (ver Tabla 3.2). Esto se hace a fin de evitar el colapso de la estructura por vibración, fatiga u otra anomalía. Adicionalmente luego de modelar el intercambiador bajo ciertas condiciones de velocidad en los fluidos , se noto la inexistencia de ventiladores que manejen velocidades bajas según las restantes condiciones operativas fijas.Por tal motivo se hicieron incrementos en la velocidad del aire a fin de encontrar caídas de presión en el haz de tubos en función del caudal, que se encontraran comercialmente . A continuación se muestran las condiciones operacionales seleccionadas:

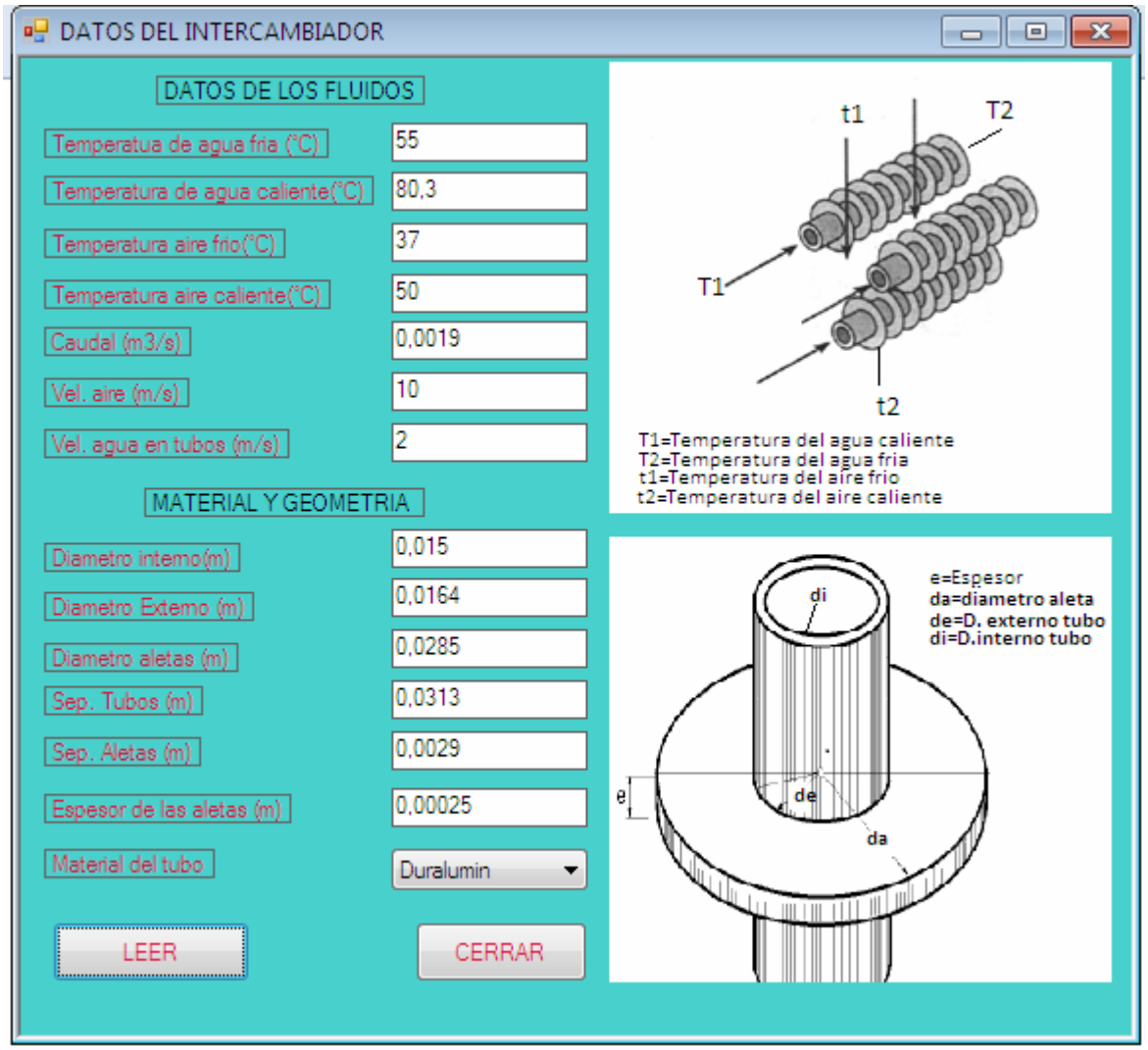

Figura 4.4 Datos ingresados al software

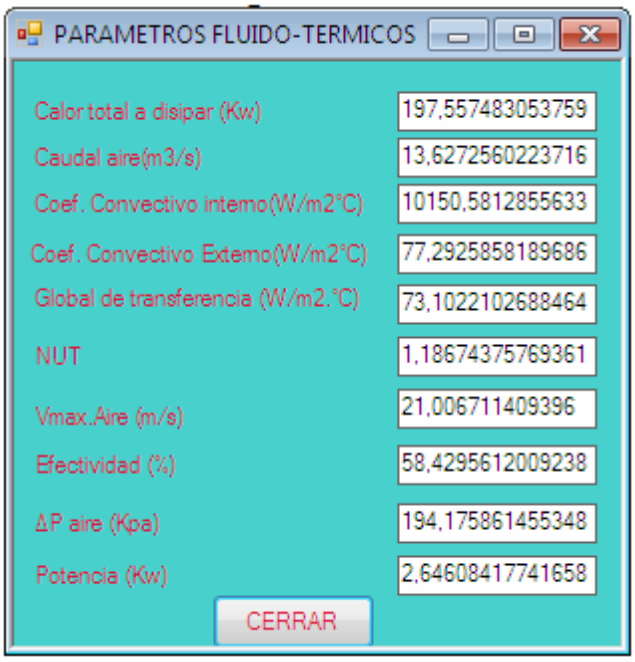

Figura 4.5 Variables Fluido-térmicas del intercambiador.

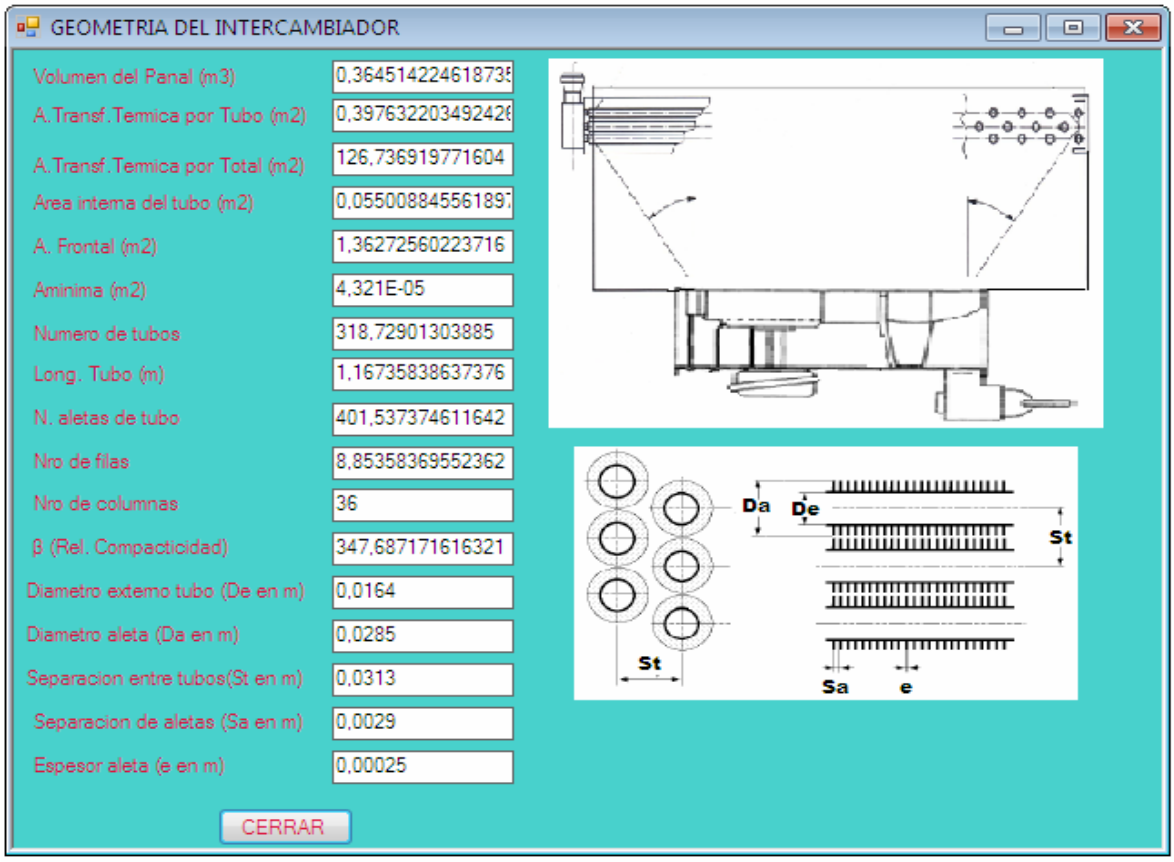

Figura 4.6 Variables geométricas del intercambiador.

Los planos para el diseño del intercambiador son mostrados por el software (Ver Fig. 4.5) y adicionalmente se muestran en el Anexo E.

4.7. SELECCIÓN DEL VENTILADOR EN CATÁLOGOS COMERCIALES.

Conociendo las características del ventilador en cuanto a caída de presión y caudal manejado por el ventilador uso un catálogo comercial perteneciente a Chicago Blower Corporation; a fin de establecer las especificaciones técnicas del ventilador a instalar en función de los parámetros operativos mencionados. Se consideró necesario distribuir el caudal de agua en dos secciones del enfriador (Ver diseño Anexo E). Así

se obtuvo un caudal de aire necesario para refrigerar cada sección de 13,62 m^3/s (28859,14 CFM) y una caída de presión de 172,25 Pa (0,78 Pulg de H_2O), utilizando el catalógo se selecciona el modelo y características del ventilador (Ver Anexos A-3, B-5 y B-6).Es necesario destacar que las curvas características fueron determinadas para el aire a una temperatura de 20 °C y una presión barométrica de 760 mmHg, por lo cual se usa un factor de corrección mostrado en el anexo a fin de determinar la potencia real con la cual opera el ventilador.

Tabla 4.5. Detalles técnicos del ventilador seleccionado

DATOS TECNICOS DEL VENTILADOR A INSTALAR.	
Fabricante	Chicago Blower Corporation.
Modelo	4900-B6-890
Carcasa	Acero A-37-24 ES con flanges en ambos extremos para el tipo tuboaxial
Transmisión	Directa.
Compensado	Estático.
Eje	Acero SAE 1045.
Eficiencia	70-75 %
Diámetro Hélice(m)	0,675
Series del Eje	B
Numero de hélices	6
Velocidad del eje	890 rpm
Potencia Real(Kw)	1,78

La potencia real del ventilador es determinada multiplicando la potencia obtenida en el software por la eficiencia y un factor de corrección (Ver Anexo A-3 y B-7).

4.8. CONCLUSIONES.

1. El software (MICTCAA) permite evaluar de forma rápida y precisa las condiciones operativas a las cuales deberá estar sujeto el intercambiador, para cumplir un requerimiento particular (espacio, potencia, temperaturas requeridas por los fluidos).
2. Al aumentar la velocidad en los fluidos disminuye el volumen del intercambiador.

3. Al aumentar la separación entre tubos disminuye la potencia requerida por el ventilador pero aumenta el volumen del intercambiador.

4. La variación en el material del tubo no tiene efectos notorios en el consumo de potencia y volumen del intercambiador.

5. La elección de las condiciones operacionales de un intercambiador está condicionada a parámetros operativos fijos (caudal, temperaturas de los fluidos, espacio, entre otras) y a la existencia de equipos comerciales que satisfagan el requerimiento.

6. El modelo geométrico del intercambiador de calor, depende de las condiciones operativas de los flujos que intervienen en el proceso.

4.9. RECOMENDACIONES.

1. Desarrollar herramientas de simulación que permitan evaluar variedad de intercambiadores de calor, a fin de encontrar el más adecuado a una situación en particular.

2. Observar los efectos de las incrustaciones de partículas en las variables operacionales del intercambiador.

3. Estudiar el fenómeno de recirculación de aire en el haz de tubos, a fin de desarrollar métodos que tiendan a minimizarlo.

4. Establecer un plan de mantenimiento que garantice el buen funcionamiento del intercambiador diseñado.

5. Considerar otras configuraciones de aletas a fin de observar el comportamiento operativo del intercambiador.

BIBLIOGRAFÍA

A) Bibliografía citada.

[1] Banna, M., **"Diseño de un intercambiador de calor para el transformador de potencia en la planta Gurí"**. Trabajo de Grado, Ingeniería Mecánica, Universidad de oriente (UDO)-Núcleo Anzoátegui.

[2] Toro, N. **"Diseño de un Intercambiador de Calor de Tipo Helicoidal para el Acondicionamiento de Agua Agria Despojada"**. Trabajo de Grado, Ingeniería Mecánica, Universidad de Oriente (UDO) – Núcleo Anzoátegui.

[3] Español, A., **"Diseño de un software para la resolución de problemas de transferencia de calor"**. Trabajo de Grado, Ingeniería Mecánica, Universidad de Oriente.

[4] García, A. **"El taladro y sus componentes".** Primera edición. Editorial Limusa. Bogotá (1991).

[5]Zamora, P.**"Manual de frenos".** Primera edición. Editorial Redsa. España (1998).

[6] Fernández, P.**"Ingeniería Térmica y de Fluidos"**, http:// www.libros.redsauce.net.

[7] Karlecar, V. y Desmond, R. **"Transferencia de Calor"**. Segunda Edición, Editorial Mc Graw-Hill, México (1994).

[8] Cengel, Y. **"Transferencia de Calor"**. Segunda Edición, Editorial Mc Graw-Hill. México (1994).

[9] Incropera. **"Fundamentos de Transferencia de Calor". "**. Tercera Edición, Editorial Mc Graw-Hill. México (1998).

[10] Fernández, P. **"Plantas Térmicas"**, http:// www.libros.redsauce.net.

[11] Shames, I. **"Mecánica de los fluidos".** Tercera edición. Editorial Mc Graw-Hill. Colombia (1997).

[12] Aguilar, L. **"Programación orientada a objetos".** Primera edición. Editorial Mc Graw-Hill. España(1996).

[13] Hernandez, J. **"Guía de programación en lenguaje C#".** http:// www.msdn.net.

[14] Rojas, M. **"Comportamiento plástico de los aceros".** Primera edición. UCV. Caracas (2005).

[15] Mantilla, L. **"Autocad como herramienta de Diseño".** http:// www.autocad.net.

[16] Hernández, R. Fernández, C. Baptista Pilar**. "Metodología de la investigación".** Tercera Edición, Editorial Mc Graw-Hill, México (2003).

[17] Streeter, V**."Mecánica de los fluidos".** Segunda Edición, Editorial Mc Graw-Hill. México (1994).

[18] CRANE. "Flujo de fluidos en válvulas, accesorios y tuberías". Segunda Edición, Editorial Mc Graw-Hill. México (1996).

ANEXOS

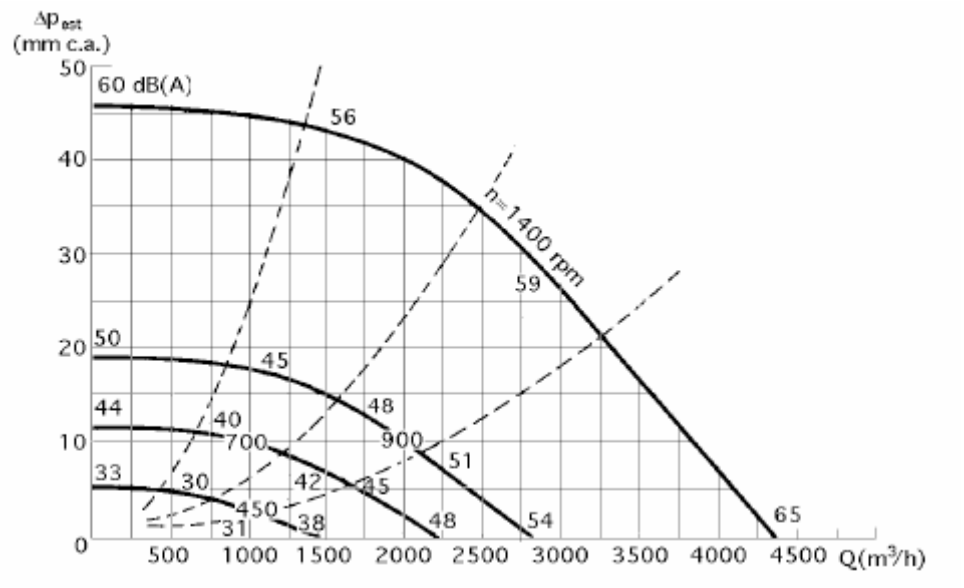

Figura A-1. Curvas características de un ventilador.

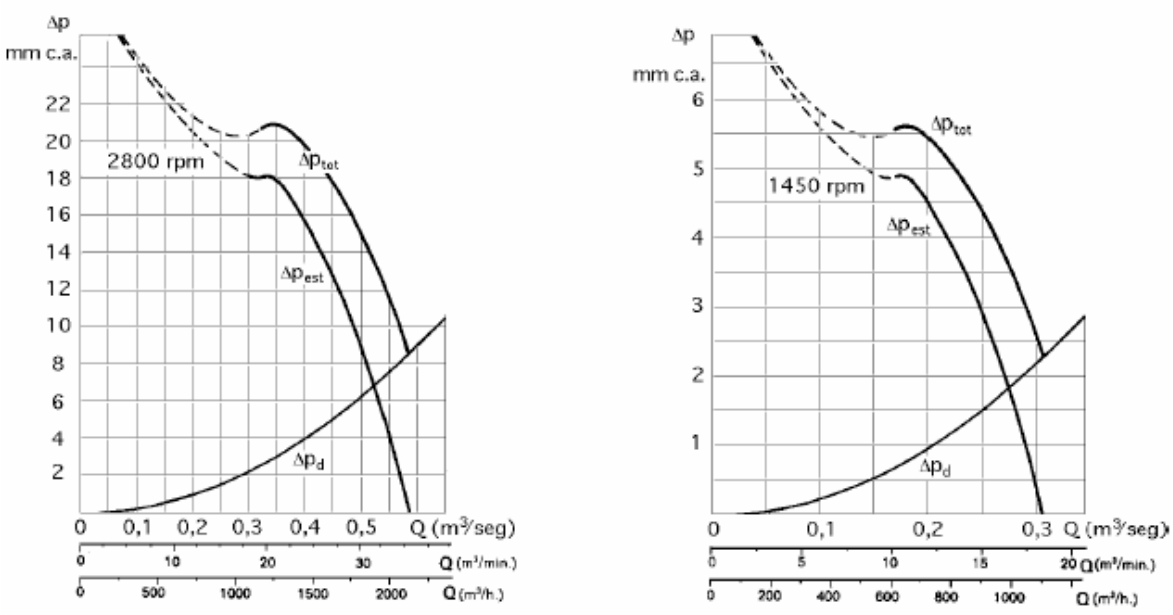

Figura A-2 Curvas características de un ventilador axial

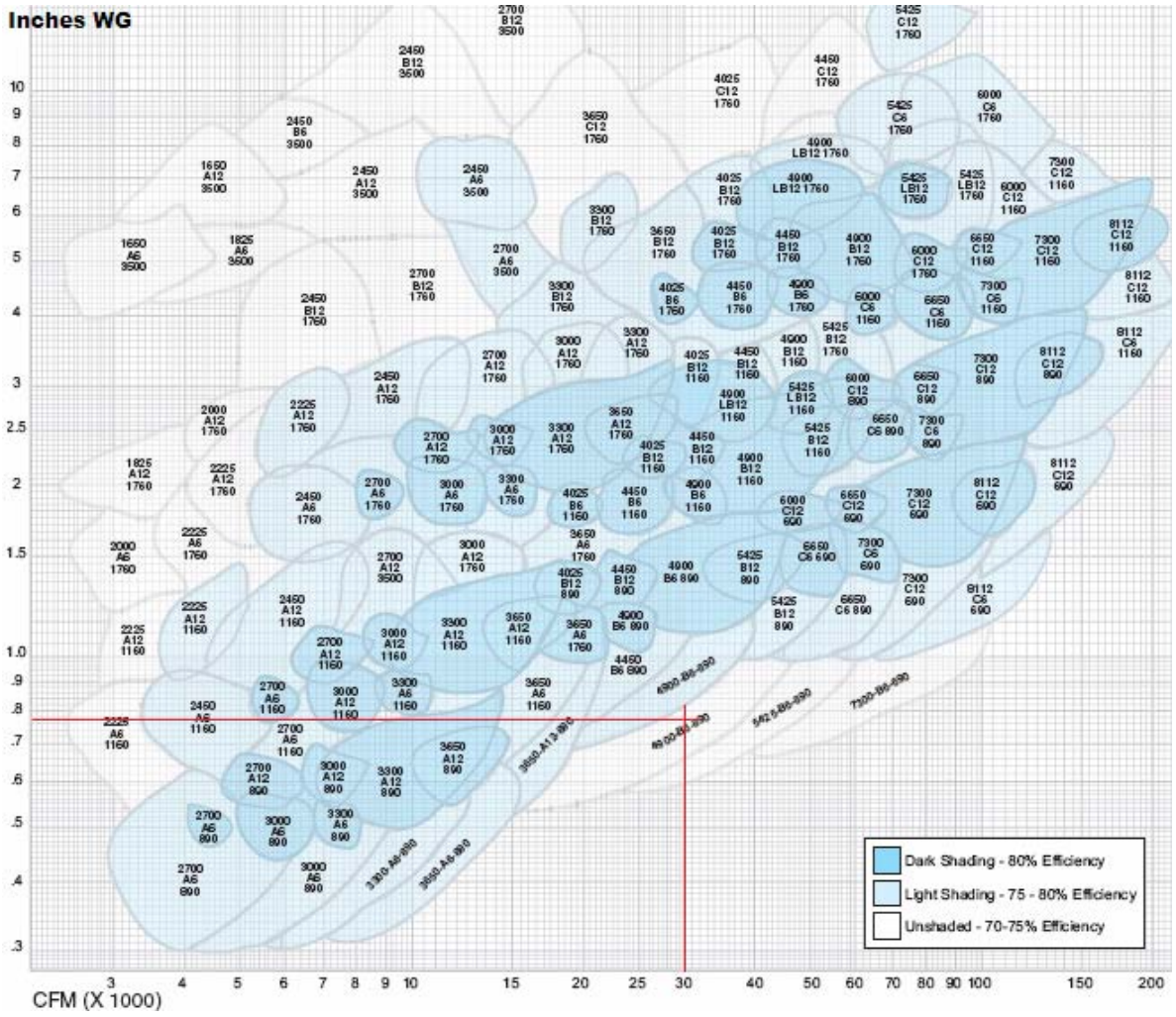

Figura A-3 Catálogo comercial para la selección de ventiladores axiales (Fuente: Chicago Blower Corporation)

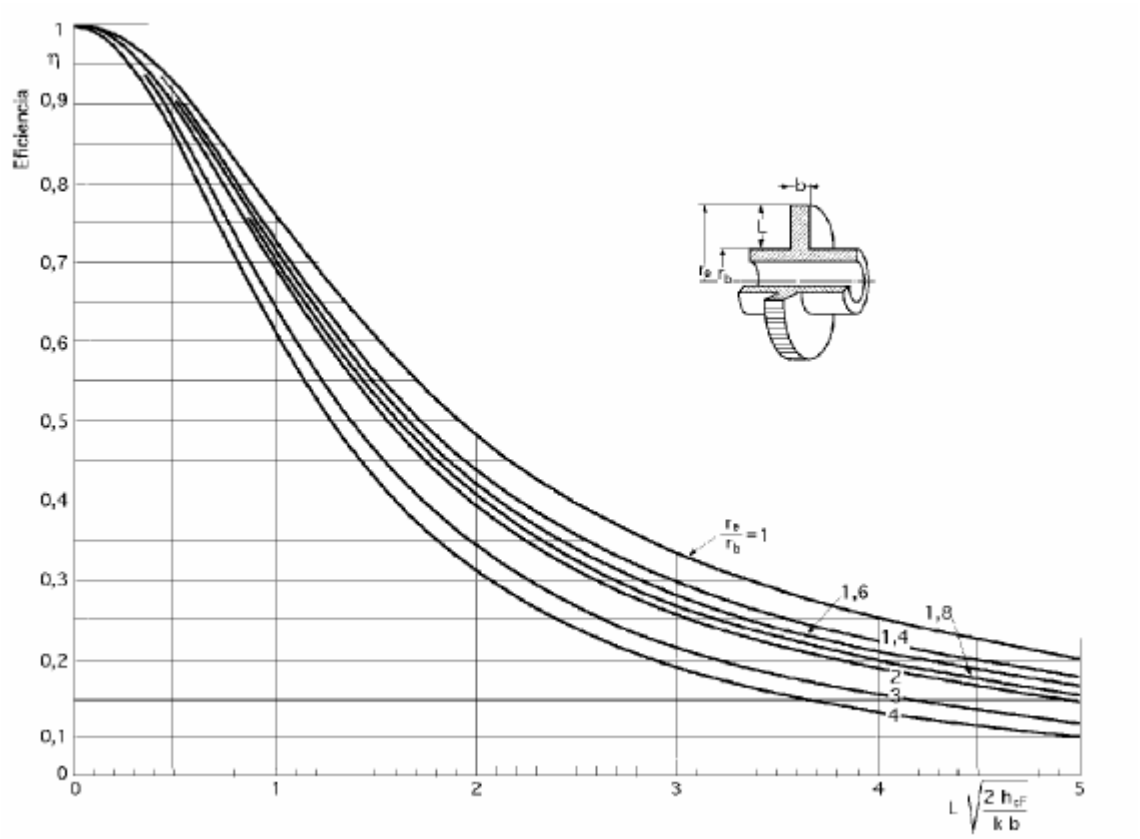

Figura A-4 Eficiencia en aletas anulares.

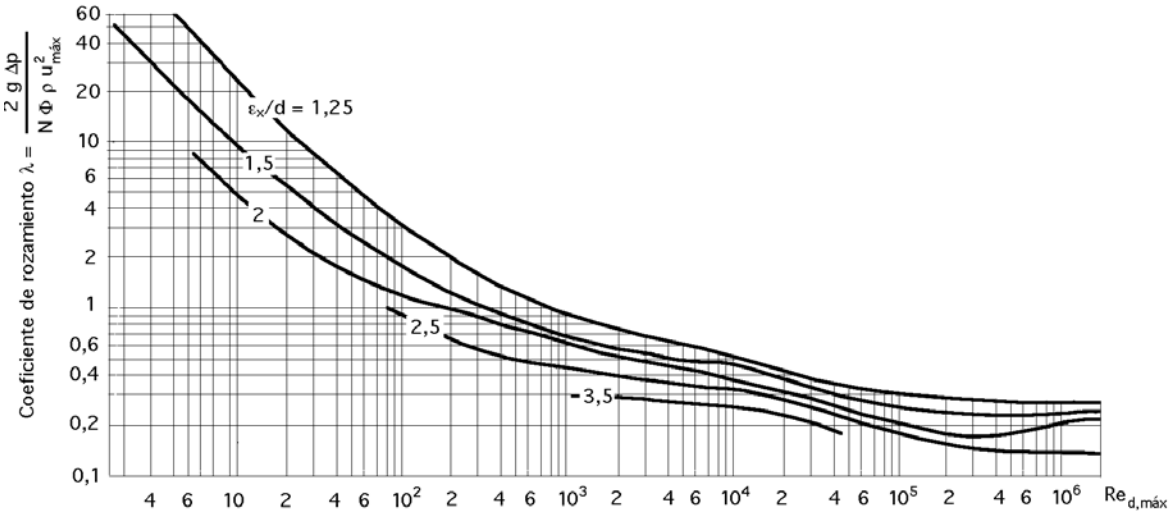

Figura A-5 Factor de fricción en tubos con disposición triangular.

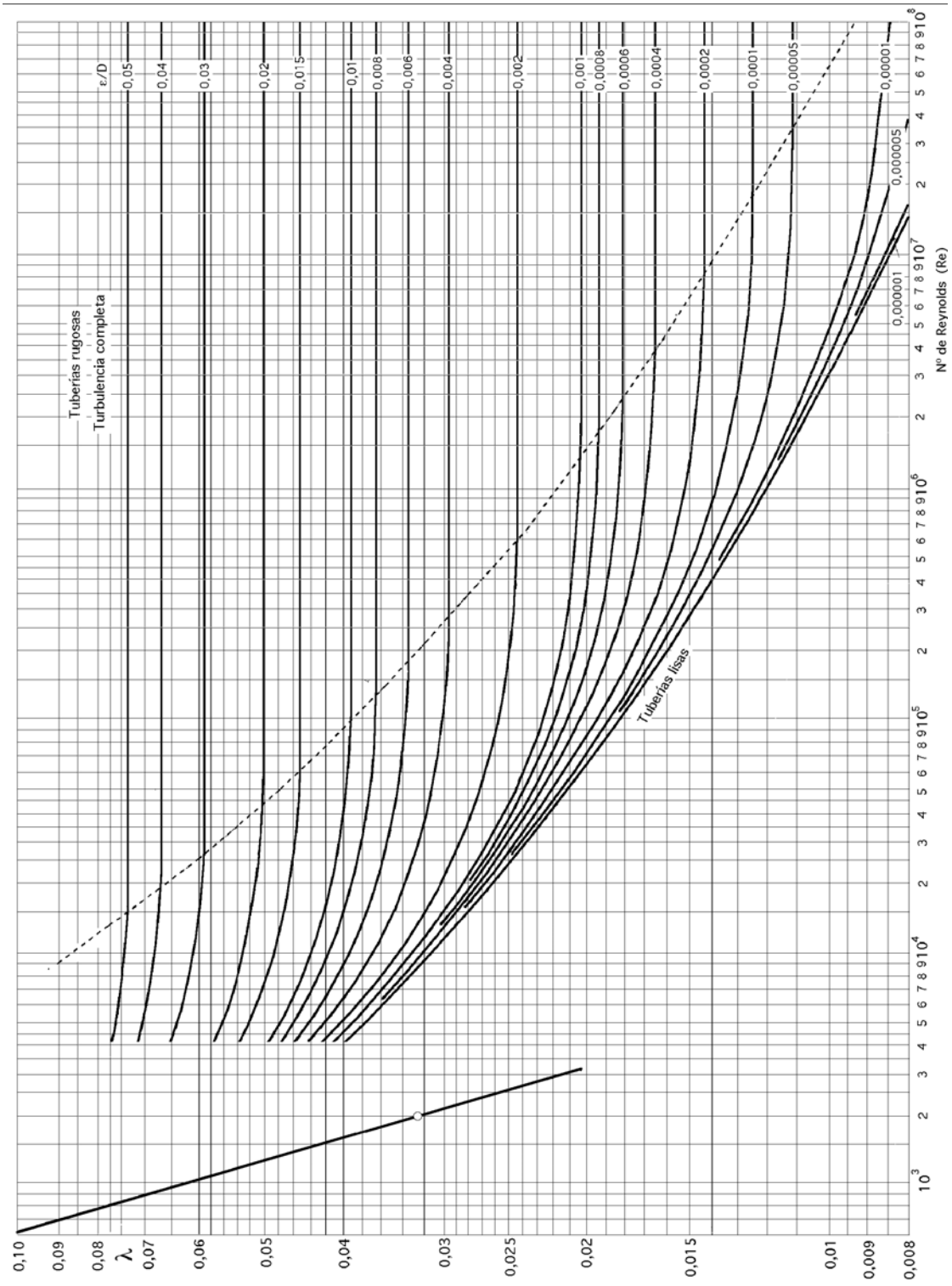

Figura A-6 Diagrama de Moody

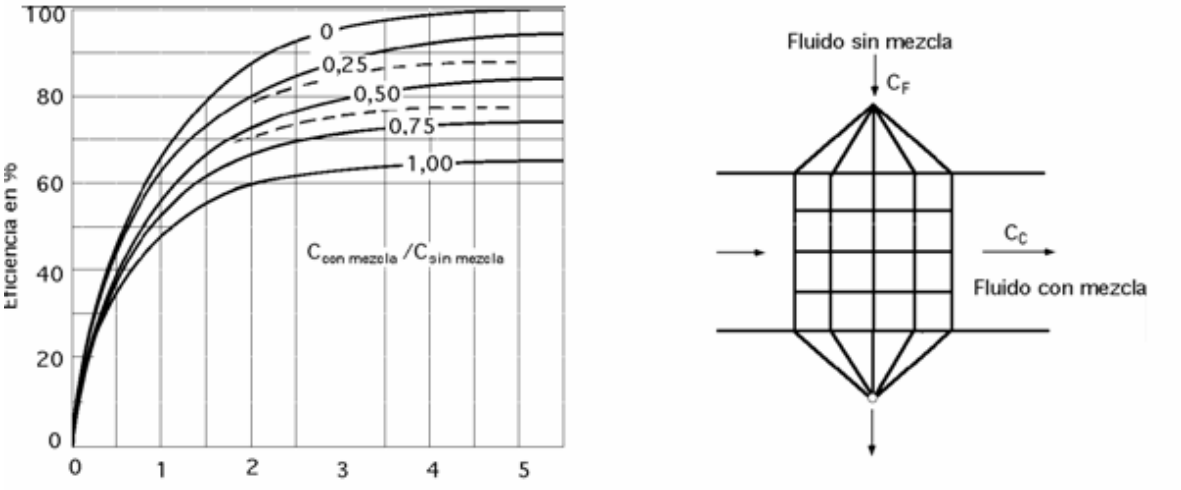

Figura A-7 Eficiencia de un cambista de calor de flujo cruzado con un fluido mezclado y otro sin mezclar.

Tabla B-1 Propiedades térmicas de algunos metales.

	Conductividad termica "k" (W/m°K), a la temperatura de:							Propiedades a 20°C				
ELEMENTO	200°K	273°K	400°K	600°K	800°K	1000°K	1200°K	ρ Kg/m³	cp kJ/Kg°C	k W/m.°K	$\alpha \times 10^6$ m²/seg	T.fusion °K
Aluminio	237,0	236,0	240,0	232,0	220,0			2702	896	236,0	97,5	933
Antimonio	30,2	25,5	21,2	18,2	16,8			6684	208	24,6	17,7	904
Berilio	301,0	218,0	161,0	126,0	107,0	89,0	73,0	1850	1750	205,0	63,3	1550
Bismuto	9,7	8,2						9780	124	7,9	6,5	545
Boro	52,5	31,7	18,7	11,3	8,1	6,3	5,2	2500	1047	28,6	10,9	2573
Cadmio	99,3	97,5	94,7					8650	231	97,0	48,5	594
Cesio	36,8	36,1						1873	230	36,0	83,6	302
Cromo	111,0	94,8	87,3	80,5	71,3	65,3	62,4	7160	440	91,4	29,0	2118
Cobalto	122,0	104,0	84,8					8862	389	100,0	29,0	1765
Cobre	413,0	401,0	392,0	383,0	371,0	357,0	342,0	8933	383	399,0	116,6	1356
Germanio	96,8	66,7	43,2	27,3	19,8	17,4	17,4	5360	61,6			1211
Oro	327,0	318,0	312,0	304,0	292,0	278,0	262,0	19300	129	316,0	126,9	1336
Hafnio	24,4	23,3	22,3	21,3	20,8	20,7	20,9	13280	23,1			2495
Indio	89,7	83,7	74,5					7300	82,2			430
Iridio	153,0	148,0	144,0	138,0	132,0	126,0	120,0	22500	134	147,0	48,8	2716
Hierro	94,0	83,5	69,4	54,7	43,3	32,6	28,2	7870	452	81,1	22,8	1810
Plomo	36,6	35,5	33,8	31,2				11340	129	35,3	24,1	601
Litio	88,1	79,2	72,1					534	3391	77,4	42,7	454
Magnesio	159,0	157,0	153,0	149,0	146,0			1740	1017	156,0	88,2	923
Manganeso	7,2	7,7						7290	486	7,8	2,2	1517
Mercurio	28,9							13546				234
Molibdeno	143,0	139,0	134,0	126,0	118,0	112,0	105,0	10240	251	138,0	53,7	2883
Niquel	106,0	94,0	80,1	65,5	67,4	71,8	76,1	8900	446	91,0	22,9	1726
Niobio	52,6	53,3	55,2	58,2	61,3	64,4	67,5	8570	270	53,6	23,2	2741
Paladio	75,5	75,5	75,5	75,5	75,5	75,5		12020	247	75,5	25,4	1825
Platino	72,4	71,5	71,6	73,0	75,5	78,6	82,6	21450	133	71,4	25,0	2042
Potasio	104,0	104,0	52,0					860	741	103,0	161,6	337
Renio	51,0	48,6	46,1	44,2	44,1	44,6	45,7	21100	137	48,1	16,6	3453
Rodio	154,0	151,0	146,0	136,0	127,0	121,0	115,0	12450	248	150,0	48,6	2233
Rubidio	58,9	58,3						1530	348	58,2	109,3	312
Silicio	264,0	168,0	98,9	61,9	42,2	31,2	25,7	2330	703	153,0	93,4	1685
Plata	403,0	428,0	420,0	405,0	389,0	374,0	358,0	10500	234	427,0	173,8	1234
Sodio	138,0	135,0						971	1206	133,0	113,6	371
Tantalo	57,5	57,4	57,8	58,6	59,4	60,2	61,0	16600	138	57,5	25,1	3269
Estaño	73,3	68,2	62,2					5750	227	67,0	51,3	505
Titanio	24,5	22,4	20,4	19,4	19,7	20,7	22,0	4500	611	22,0	8,0	1953
Tungsteno	197,0	182,0	162,0	139,0	128,0	121,0	115,0	19300	134	179,0	69,2	3653
Uranio	25,1	27,0	29,6	34,0	38,8	43,9	49,0	19070	113	27,4	12,7	1407
Vanadio	31,5	31,3	32,1	34,2	36,3	38,6	41,2	6100	502	31,4	10,3	2192
Cinc	123,0	122,0	116,0	105,0				7140	385	121,0	44,0	693
Circonio	25,2	23,2	21,6	20,7	21,6	23,7	25,7	6570	272	22,8	12,8	2125

Tabla B-2 Propiedades térmicas de algunas aleaciones.

Propiedades a 20ºC		Densidad ρ	Calor especif	Conduct. k	Difusividad $\alpha \times 10^5$	Conductividad térmica en (W/mºC) a la temperatura en ºC:								
Aleaciones	Composición	Kg/m³	J/kgºK	W/mºK	m²/seg	-100	0ºC	100	200	300	400	600	800	1000
Duraluminio	94-96% Al; 3-5% Cu	2787	833	164	6,680	126	159	182	194					
Siluminio	87% Al; 1,33% Si	2659	871	164	7,100	119	137	144	152	161				
Alusil	80% Al; 20% Si	2627	854	161	7,172	144	157	168	175	178				
Al-Mg-Si	97% Al; 1% Mg; 1% Si	2707	8922	177	7,311		175	189	204					
Bronce de aluminio	95% Cu; 5% Al	8666	410	83	2,330									
Bronce	75% Cu; 25% Sn	8666	343	26	0,860									
Laton rojo	85% Cu; 9% Sn; 6% Zn	8714	385	61	1,804		59	71						
Laton	70% Cu; 30% Zn	8522	385	111	3,412	88		128	144	147	147			
Plata alemana	62% Cu; 15% Ni; 22% Zn	8618	394	24,9	0,733	19,2		31	40	45	48			
Constantán	60% Cu; 40% Ni	8922	410	22,7	0,612	21		22	26					
Fundicion	4% C	7272	420	52	1,702									
Acero al carbono	0,5% C	7833	465	54	1,474		55	52	48	45	42	35	31	29
	1% C	7801	473	43	1,172		43	43	42	40	36	33	29	28
	1,5% C	7753	486	36	0,970		36	36	36	35	33	31	28	28
Acero al cromo	1% Cr	7865	460	61	1,665		62	55	52	47	42	36	33	33
	5% Cr	7833	460	40	1,110		40	38	36	36	33	29	29	29
	20% Cr	7689	460	40	1,11		22	22	22	22	24	24	26	29
Acero al niquel	10% Ni	7945	460	26	0,720									
	20% Ni	7993	460	19	0,526									
	40% Ni	8169	460	10	0,279									
	60% Ni	8378	460	19	0,493									
	80% Ni	8618	0,46	35	0,872									
	Invar 36% Ni	8,137	460	10,7	0,286									
Acero al Cr-Ni	15% Cr; 10% Ni	7865	460	19	0,526									
	15% Cr; 40% Ni	8073	460	11,6	0,305									
	18% Cr; 8% Ni	7817	460	16,3	0,444		16	17	17	19	19	22	27	31
	20% Cr; 15% Ni	7833	460	15,1	0,415									
	25% Cr; 20% Ni	7865	460	12,8	0,361									
	80% Cr; 15% Ni	8522	460	17	0,444									
Acero al manganeso	1% Mn	7865	460	50	1,388									
	5% Mn	7849	460	22	0,637									
Acero al silicio	1% Si	7769	460	42	1,164									
	5% Si	7417	460	19	0,555									
Acero al tungsteno	1% W	7913	448	66	1,858									
	5% W	8073	435	54	1,525									
	10% W	8314	419	48	1,391									
Ni-Cr	90% Ni; 10% Cr	8666	444	17	0,444		17	19	21	23	25			
	80% Ni; 20% Cr	8314	444	12,6	0,343		12	14	16	17	18	23		

Tabla B-3 Propiedades térmicas del agua.

Temperatura °C	Densidad ρ (Kg/m^3)	Calor especifico c_p J/Kg°C	Conductiv. térmica "k" W/m°C	Dif. térmica $\alpha.10^6$ (m^2/seg)	Visc. dinám. $\eta.10^6$ N.seg/m^2	Visc. cinem. $\nu.10^6$ (m^2/seg)	N° de Prandtl Pr	$\frac{g\beta}{\nu^2}.10^{-9}$
0	999,9	4226	0,558	0,131	1794	1,789	13,7	
20	998,2	4182	0,597	0,143	1004	1,006	7,02	2,035
40	992,3	4178	0,633	0,151	653,0	0,658	4,34	8,833
60	983,2	4181	0,658	0,155	470,0	0,478	3,02	22,75
80	971,8	4194	0,673	0,165	353,7	0,364	2,22	46,68
100	958,4	4211	0,682	0,169	281,0	0,294	1,75	85,09
120	943,1	4245	0,685	0,171	233,0	0,247	1,45	
140	926,1	4279	0,687	0,172	198,2	0,214	1,24	
160	907,6	4338	0,682	0,173	171,5	0,189	1,10	
180	887,0	4413	0,678	0,172	153,5	0,173	1,00	
200	864,8	4501	0,665	0,170	129,0	0,160	0,94	517,2
220	840,5	4606	0,656	0,168	126,0	0,150	0,89	
240	812,2	4752	0,639	0,164	116,0	0,143	0,87	
260	784,0	4944	0,614	0,157	107,5	0,137	0,87	
280	750,8	5204	0,583	0,150	101,4	0,135	0,92	
300	712,5	6594	0,543	0,132	94,1	0,132	1,02	1766

Tabla B-4 Propiedades térmicas del aire.

Temperatura °K	Densidad ρ (Kg/m^3)	Calor especifico c_p kJ/Kg°C	Visc. dinám. $\eta.10^5$ (Kg/m.seg)	Visc. cinem. $\nu.10^6$ (m^2/seg)	Conductiv. térmica "k" W/m°C	Dif. térmica $\alpha.10^4$ (m^2/seg)	Nº de Prandtl Pr
100	3,6010	1,027	0,692	1,92	0,0092	0,0250	0,770
150	2,3675	1,010	1,028	4,34	0,0137	0,0575	0,753
200	1,7684	1,006	1,329	7,49	0,0181	0,1017	0,739
250	1,4128	1,005	1,488	10,53	0,0223	0,1316	0,722
300	1,1774	1,006	1,983	16,84	0,0262	0,2216	0,708
350	0,9980	1,009	2,075	20,76	0,0300	0,2983	0,697
400	0,8826	1,014	2,286	25,90	0,0336	0,3760	0,689
450	0,7833	1,021	2,484	31,71	0,0371	0,4222	0,683
500	0,7048	1,030	2,671	37,90	0,0404	0,5564	0,680
550	0,6423	1,039	2,848	44,34	0,0436	0,6532	0,680
600	0,5879	1,055	3,018	51,34	0,0466	0,7512	0,680
650	0,5430	1,063	3,177	58,51	0,0495	0,8578	0,682
700	0,5030	1,075	3,332	66,25	0,0523	0,9672	0,684
750	0,4709	1,086	3,481	73,91	0,0551	1,0774	0,686
800	0,4405	1,098	3,625	82,29	0,0578	1,1981	0,689
850	0,4149	1,109	3,765	90,75	0,0603	1,3097	0,692
900	0,3925	1,121	3,899	99,30	0,0628	1,4271	0,696
950	0,3716	1,132	4,023	108,20	0,0653	1,5510	0,699
1000	0,3524	1,142	4,152	117,80	0,0675	1,6779	0,702
1100	0,3204	1,160	4,440	138,60	0,0732	1,9690	0,704
1200	0,2947	1,179	4,690	159,10	0,0782	2,2510	0,707
1300	0,2707	1,197	4,930	182,10	0,0837	2,5830	0,705
1400	0,2515	1,214	5,170	205,50	0,0891	2,9200	0,705
1500	0,2355	1,230	5,400	229,10	0,0946	3,2620	0,705
1600	0,2211	1,248	5,630	254,50	0,1000	3,6090	0,705
1700	0,2082	1,267	5,850	280,50	0,1050	3,9770	0,705
1800	0,1970	1,287	6,070	308,10	0,1110	4,3790	0,704
1900	0,1858	1,309	6,290	338,50	0,1170	4,8110	0,704
2000	0,1762	1,338	6,500	369,00	0,1240	5,2600	0,702
2100	0,1682	1,372	6,720	399,60	0,1310	5,7150	0,700
2200	0,1602	1,419	6,930	432,60	0,1390	6,1200	0,707
2300	0,1538	1,482	7,140	464,00	0,1490	6,5400	0,710
2400	0,1458	1,574	7,350	504,00	0,1610	7,0200	0,718
2500	0,1394	1,688	7,570	543,50	0,1750	7,4410	0,730

Tabla B-5 Dimensiones del conjunto ventilador-carcasa

HUB DIA.	FAN SIZE	DIMENSION - INCHES A	B	C	D	E	F	G	WEIGHT BARE FAN LESS MOTOR
	1650	16 1/2	18 1/4	19 3/4	29	8	7/16	10	145
	1825	18 1/4	20	21 1/2	↑	8	↑	10	157
"A"	2000	20	22	23 1/2		12		7	195
MAX	2225	22 1/4	24 5/16	25 3/4		12		↑	212
MOTOR	2450	24 1/2	26 5/16	28		12			228
FRAME	2700	27	29	31		12			248
256	3000	30	32	34		16			269
	3300	33	35	37	↓	16			293
	3650	36 1/2	39	41	29	16			324
	2450	24 1/2	26 5/16	28	38	12			383
	2700	27	29	31	↑	12			415
"B"	3000	30	32	34		16			452
MAX	3300	33	35	37		16	↓	↓	488
MOTOR	3650	36 1/2	39	41		16	7/16	7	524
FRAME	4025	40 1/4	42 1/8	44 3/4		24	9/16	1/4	663
365	4450	44 1/2	47 1/8	49		24	↑	↑	713
	4900	49	51 9/16	54	↓	24			772
	5425	54 1/4	56 13/16	59 1/4	38	24			835
"LB." MAX	4025	40 1/4	42 1/8	44 3/4	50	24			773
MOTOR	4450	44 1/2	47 1/8	49	50	24			834
FRAME	4900	49	51 9/16	54	50	24	↓		905
445	5425	54 1/4	56 13/16	59 1/4	50	24	9/16		983
	3650	39 1/2	39	41	51	16	7/16		1040
	4025	40 1/4	42 1/8	44 3/4	↑	24	9/16		1096
"C"	4450	44 1/2	47 1/8	49		24	↑		1165
MAX	4900	49	51 9/16	54		24			1242
MOTOR	5425	54 1/4	56 13/16	59 1/4		24			1307
FRAME	6000	60	63 1/8	65 1/2		32			1423
449	6650	66 1/2	69 5/8	72		32			1533
	7300	73	76 3/8	79	↓	32	↓	↓	1665
	8112	81 1/8	84 1/8	87 1/8	51	32	9/16	1/4	1835

DO NOT USE FOR GENERAL CONSTRUCTION UNLESS CERTIFIED BY CHICAGO BLOWER CORP.

TEAO MOTOR		
FRAME	WEIGHT	H
143	65	4
145	65	4
182	95	4
184	95	4
213	170	4
215	170	4
254	270	5
256	270	5
284	330	5
286	420	5
324	520	8
326	575	8
364	750	8
365	875	8
404	1070	8
405	1185	8
444	1575	1
445	1875	1

* ESTIMATE ONLY, VARIES WI
MOTOR MANUFACTURER

Tabla B-6 Dimensiones de las secciones del ventilador.

FAN SIZE	CASING AREA	CONE AREA	ANNULAR AREAS			
			HUB A	HUB B	HUB LB	HUB C
1650	1.48	2.18	0.66	–	–	–
1825	1.82	2.70	1.00	–	–	–
2000	2.18	3.27	1.36	–	–	–
2225	2.70	3.98	1.88	–	–	–
2450	3.27	4.91	2.45	1.45	–	–
2700	3.98	5.94	3.16	2.16	–	–
3000	4.91	7.27	4.09	3.09	–	–
3300	5.94	8.84	5.12	4.12	–	–
3650	7.27	10.80	6.45	5.45	–	3.22
4025	8.84	13.10	–	7.02	5.50	4.79
4450	10.80	16.05	–	8.98	7.46	6.75
4900	13.10	19.63	–	11.28	9.76	9.05
5425	16.05	24.12	–	14.23	12.71	12.00
6000	19.63	29.07	–	–	–	15.58
6650	24.12	35.89	–	–	–	20.07
7300	29.07	44.17	–	–	–	25.02
8112	35.89	54.54	–	–	–	31.84

Tabla B-7 Coeficientes de corrección para ventiladores **(**(Fuente: Chicago Blower Corporation)

TEMPERATURA DEL AIRE °C	ELEVACIÓN SOBRE EL NÍVEL DEL MAR (m)									
	Nivel del mar	300	450	600	750	900	1200	1500	1800	2100
	PRESIÓN BAROMÉTRICA mmHg									
	760	735	720	705	695	680	655	630	610	585
-40	1,234	1,191	1,170	1,150	1,128	1,105	1,066	1,028	0,987	0,956
-18	1,152	1,110	1,092	1,072	1,052	1,033	0,950	0,957	0,922	0,894
0	1,082	1,043	1,024	1,005	0,990	0,970	0,934	0,900	0,865	0,838
20	1,000	0,964	0,947	0,930	0,913	0,896	0,864	0,832	0,799	0,774
38	0,946	0,912	0,895	0,878	0,863	0,847	0,816	0,785	0,755	0,732
66	0,869	0,838	0,824	0,807	0,793	0,779	0,750	0,722	0,695	0,672
93	0,803	0,775	0,760	0,747	0,733	0,720	0,693	0,667	0,642	0,622
121	0,747	0,720	0,707	0,695	0,682	0,670	0,645	0,622	0,592	0,578
149	0,679	0,672	0,660	0,647	0,626	0,625	0,602	0,579	0,577	0,540
177	0,654	0,630	0,620	0,608	0,597	0,586	0,564	0,543	0,522	0,507
205	0,616	0,594	0,583	0,572	0,562	0,552	0,532	0,512	0,482	0,477

Nota: Anaco se sitúa a 220 m de altitud sobre el nivel del mar y la temperatura del aire considerada es 37°C (Critica).

Figura C-1 Malacate del taladro S-122, perteneciente a Saxon Energy Services de Venezuela C.A.

Figura C-2. Vista lateral del malacate National 110 U-E

Figura C-3. Vista posterior del malacate National 110 U-E

Figura C-4. Tambor del malacate en estudio.

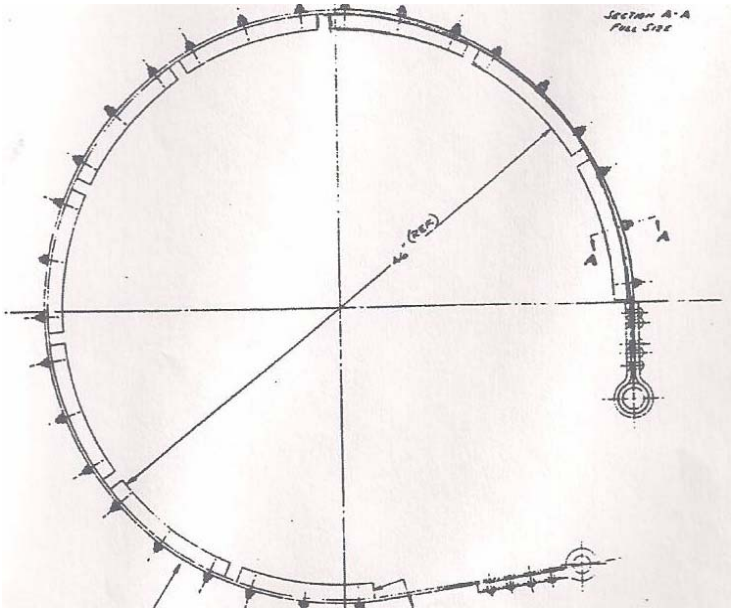

Figura C-5 Bandas de freno del malacate.

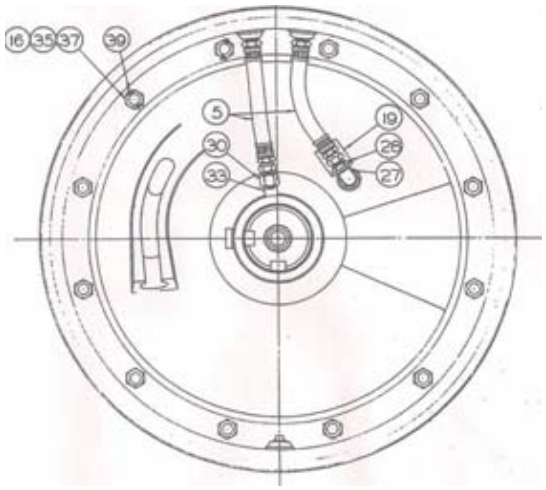

Figura C-6 Vista lateral del tambor del malacate

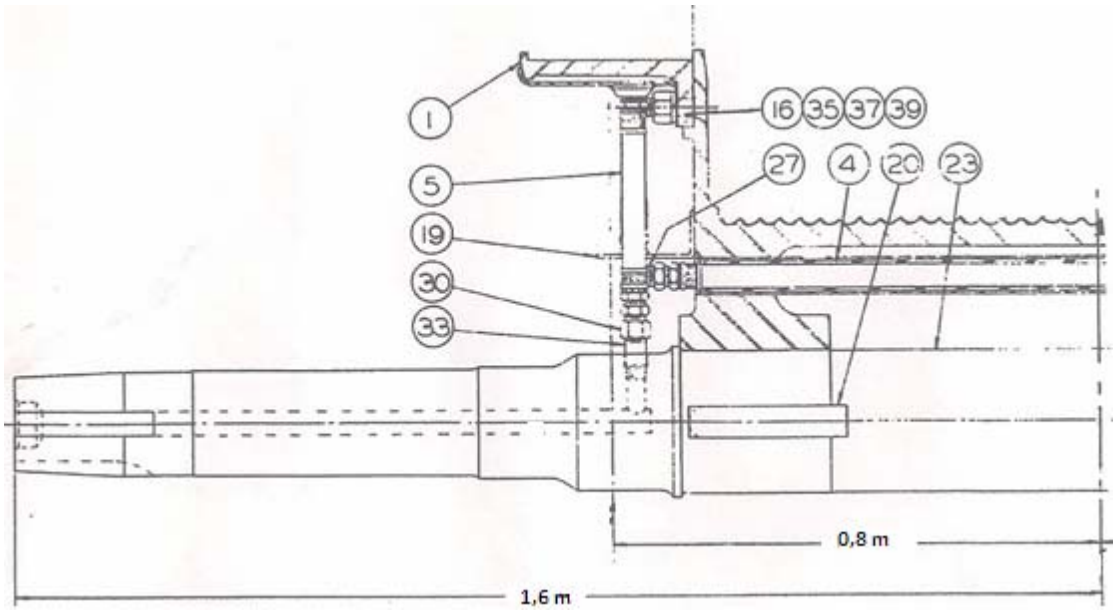

Figura C-7 Carreto del malacate (izquierdo).

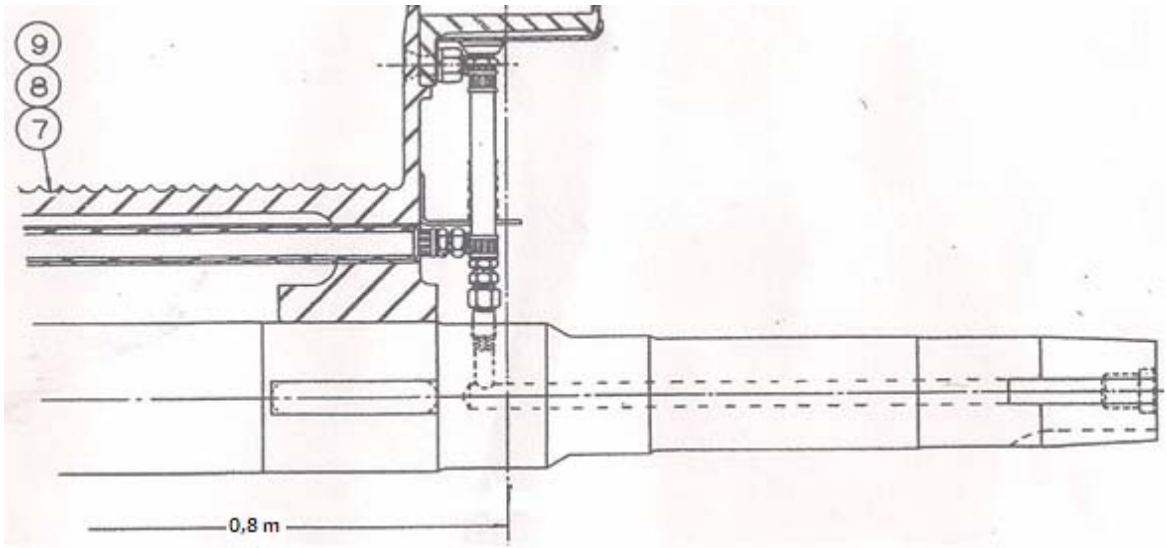

Figura C-8 Carreto del malacate (Derecho).

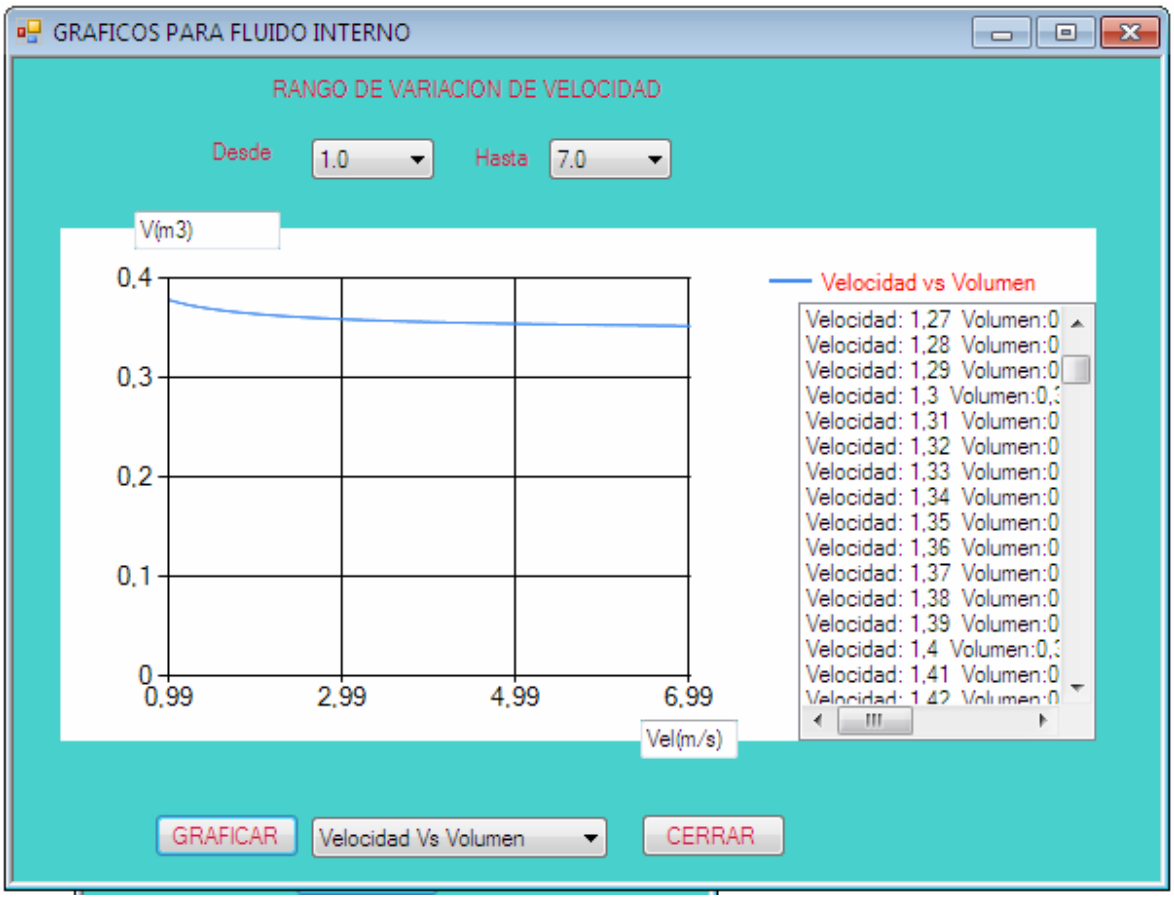

Figura D-1 Efecto de la variación en la velocidad del agua en el volumen del intercambiador

Figura D-2 Efecto de la variación en la velocidad del agua en el coeficiente global de transferencia de calor.

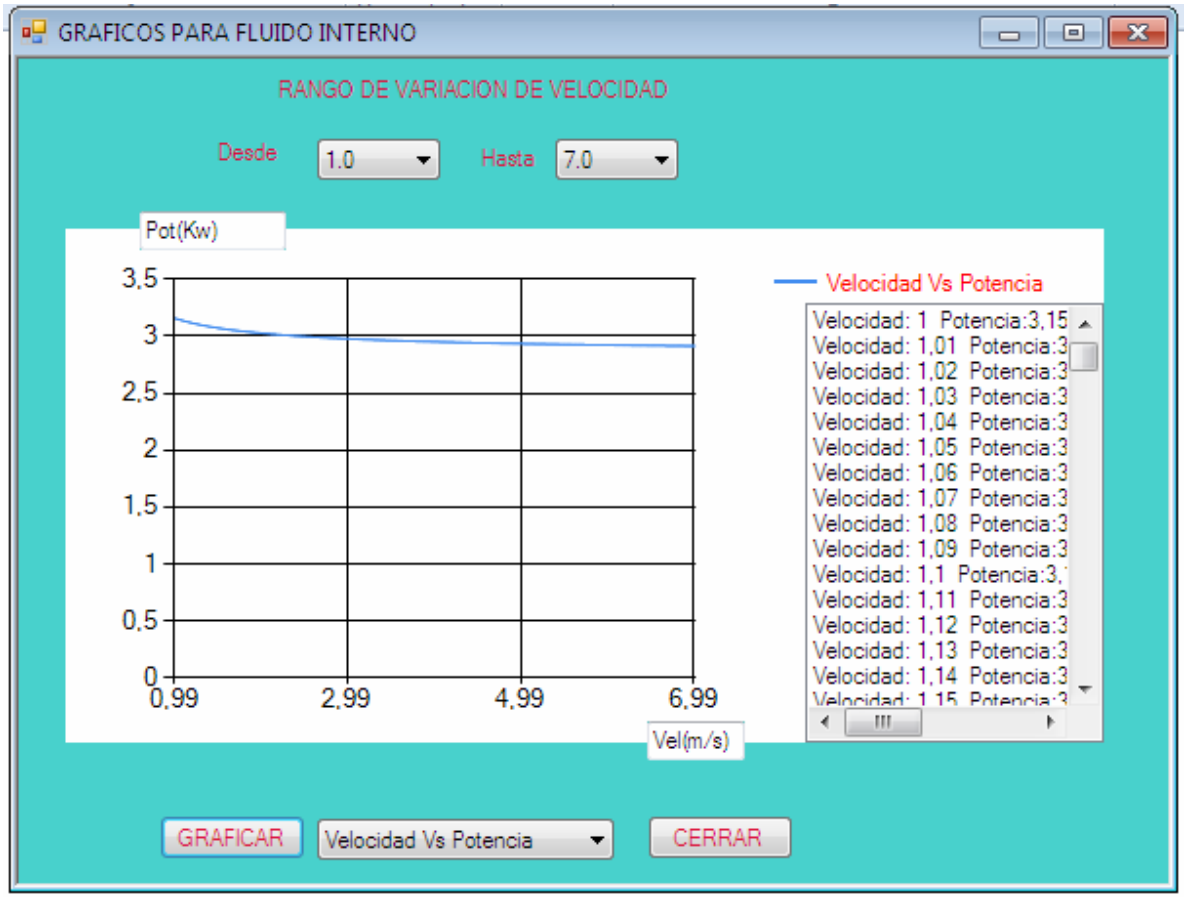

Figura D-3 Efecto de la variación en la velocidad del agua en la potencia del ventilador.

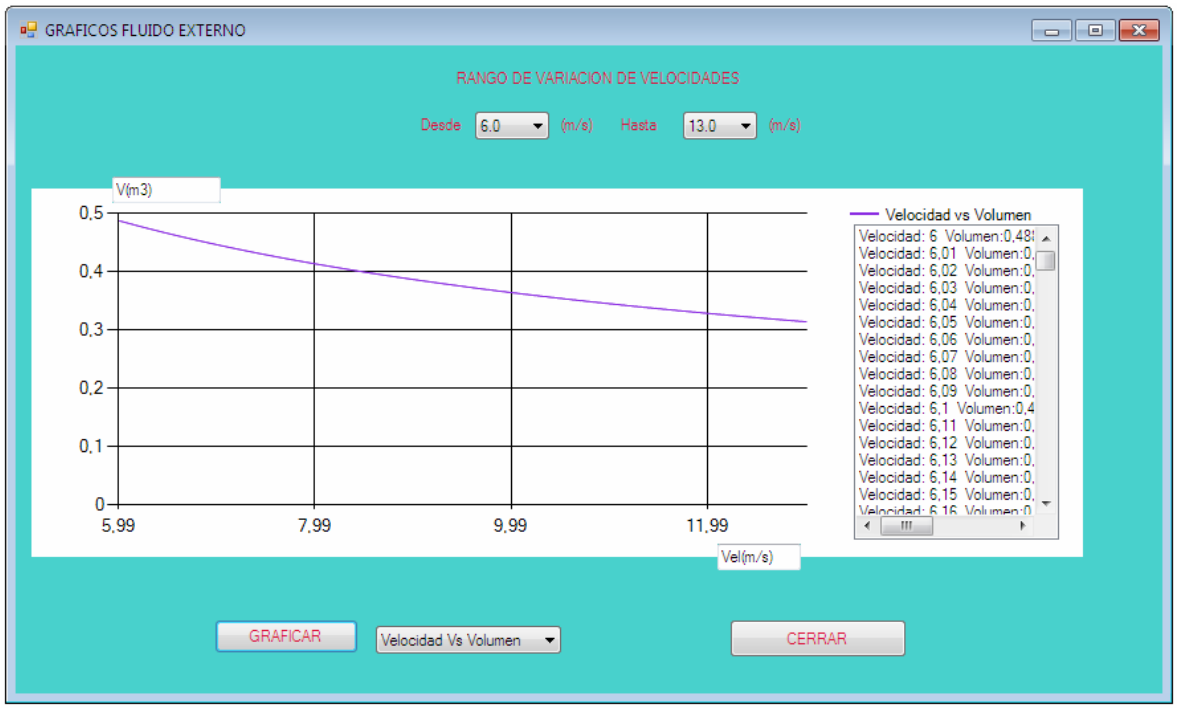

Figura D-4 Efecto de la variación en la velocidad del aire en el volumen del intercambiador.

Figura D-5 Efecto de la variación en la velocidad del aire en la potencia del ventilador.

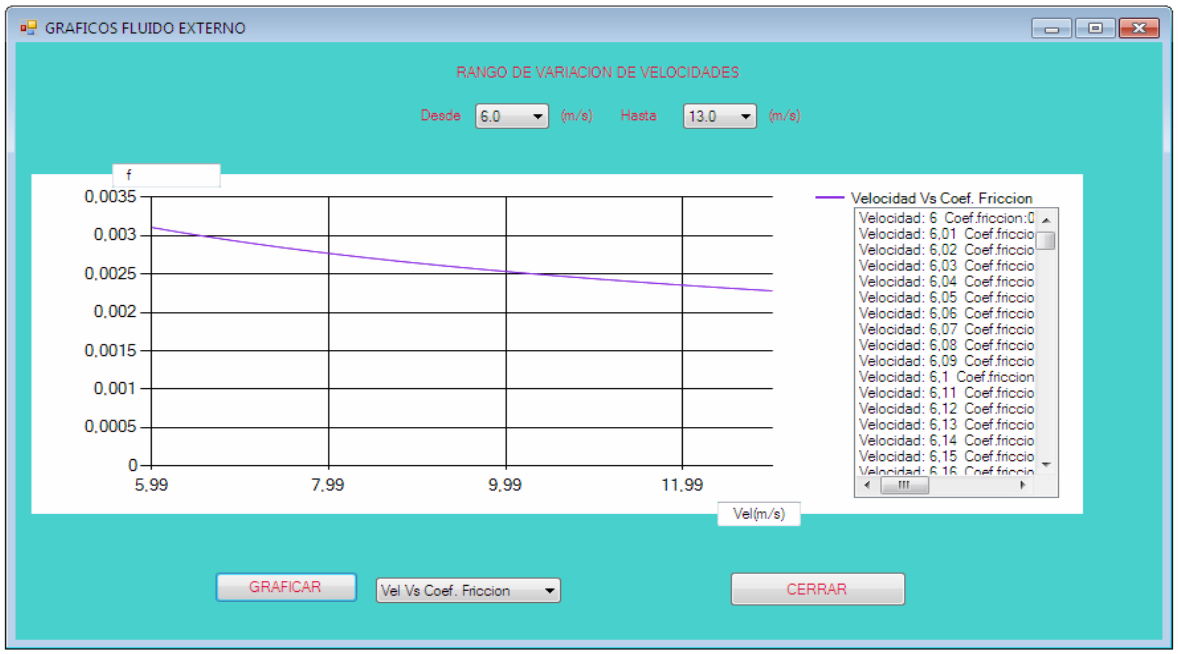

Figura D-6 Efecto de la variación en la velocidad del aire en el coeficiente de fricción.

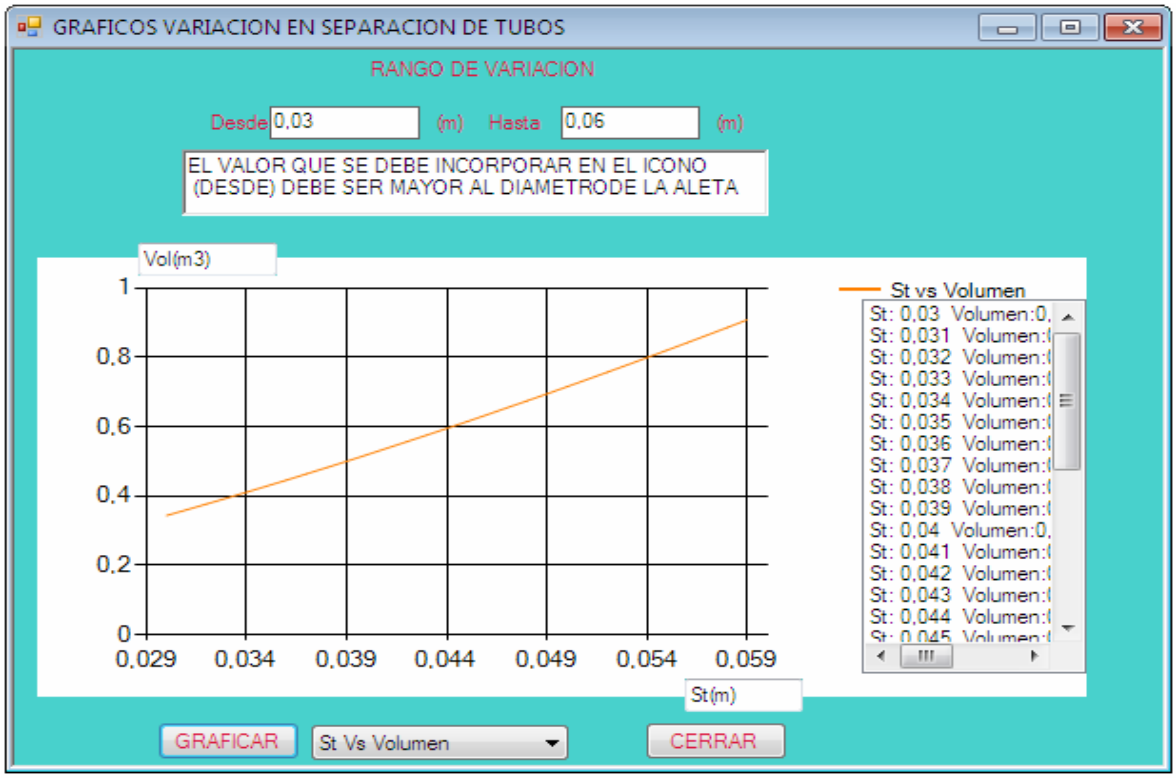

Figura D-7 Efecto de la variación en la separación del tubo en el volumen del intercambiador.

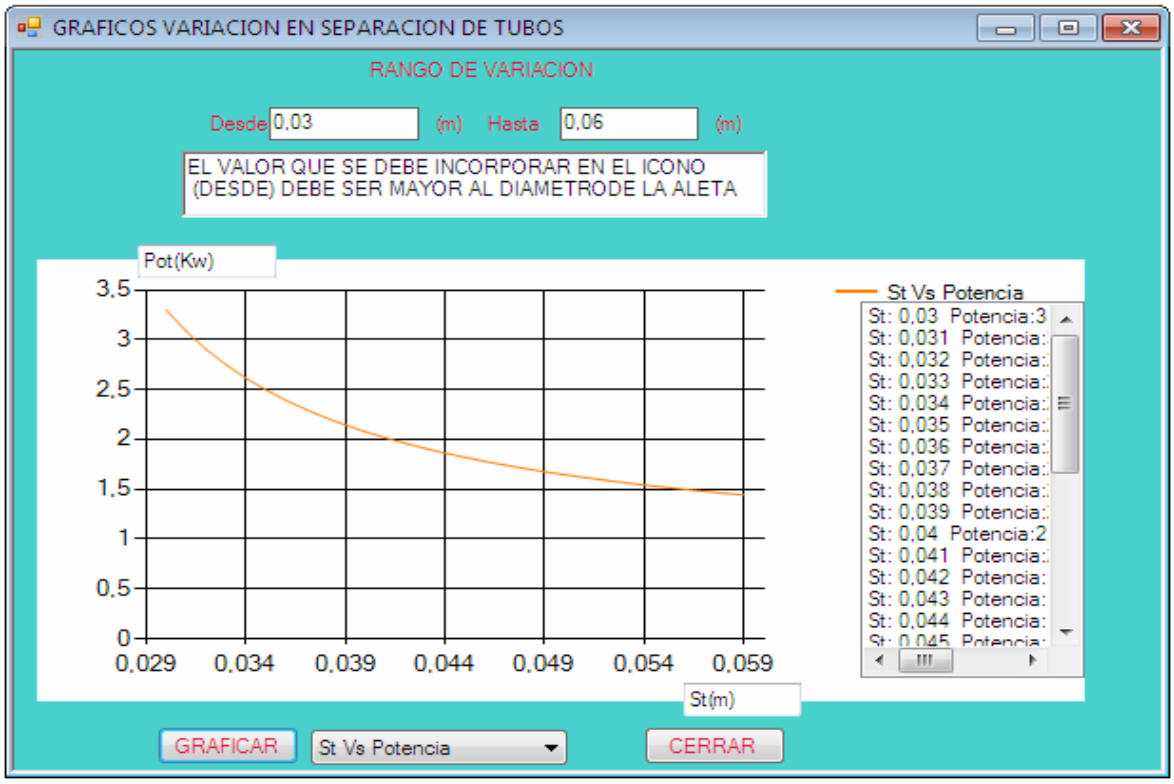

Figura D-8 Efecto de la variación en la separación del tubo en la potencia del intercambiador.

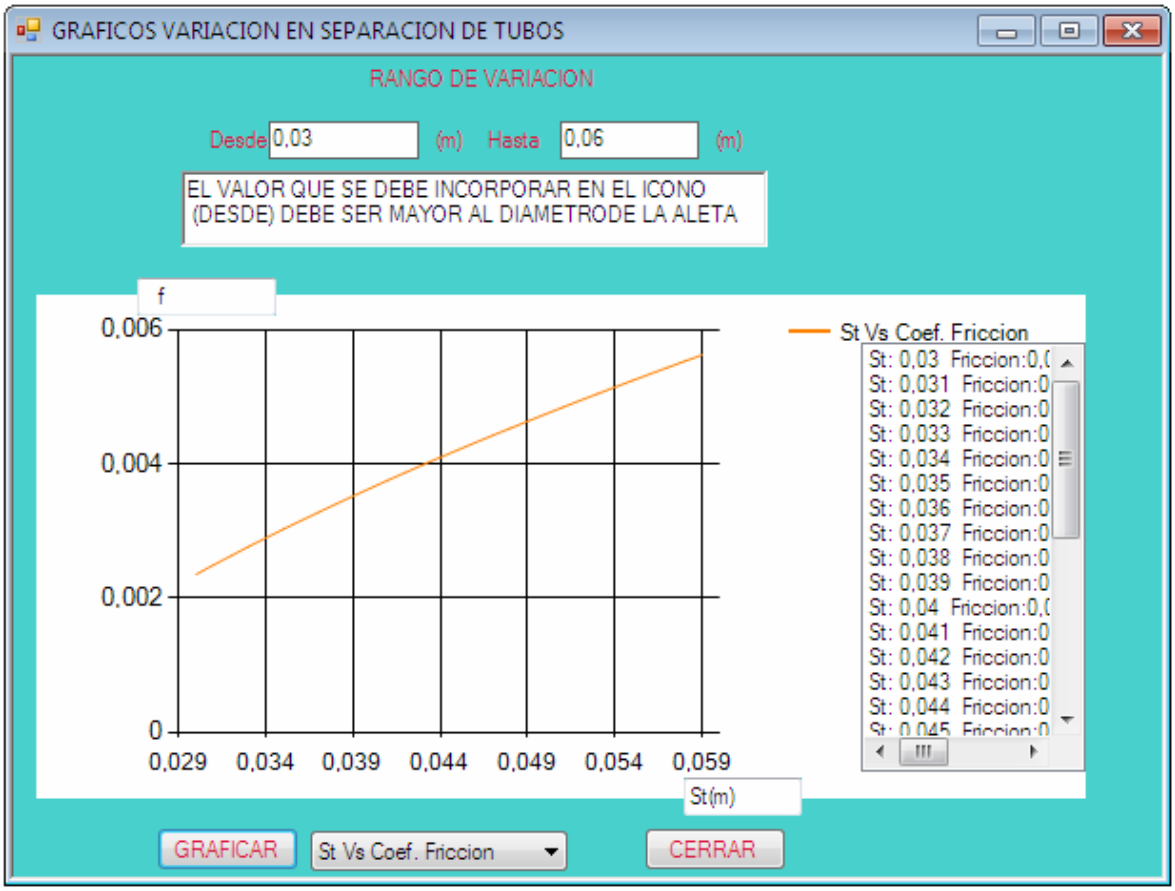

Figura D-9 Efecto de la variación en la separación del tubo el coeficiente de fricción.

f

Figura D-10 Efecto de la variación en el material del tubo en el volumen del intercambiador.

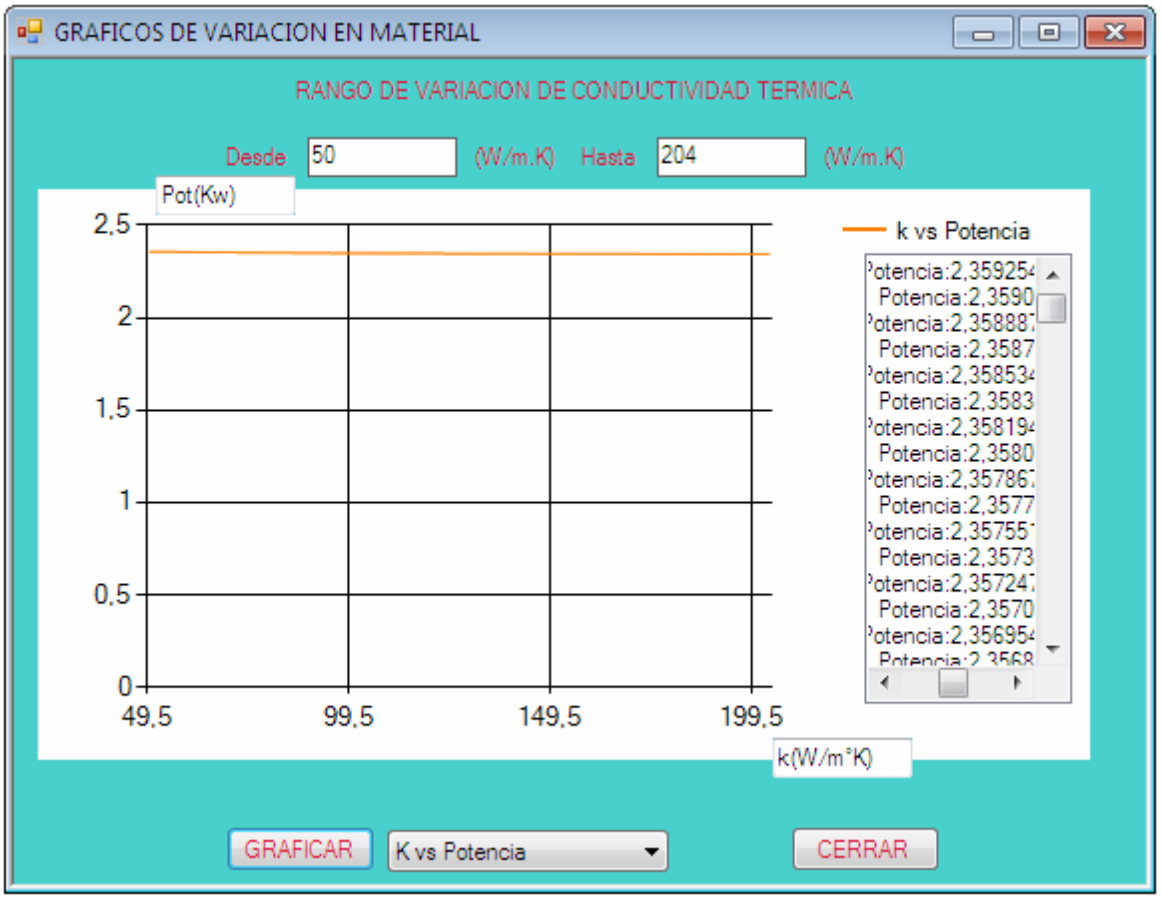

Figura D-11 Efecto de la variación en el material del tubo en la potencia del intercambiador.

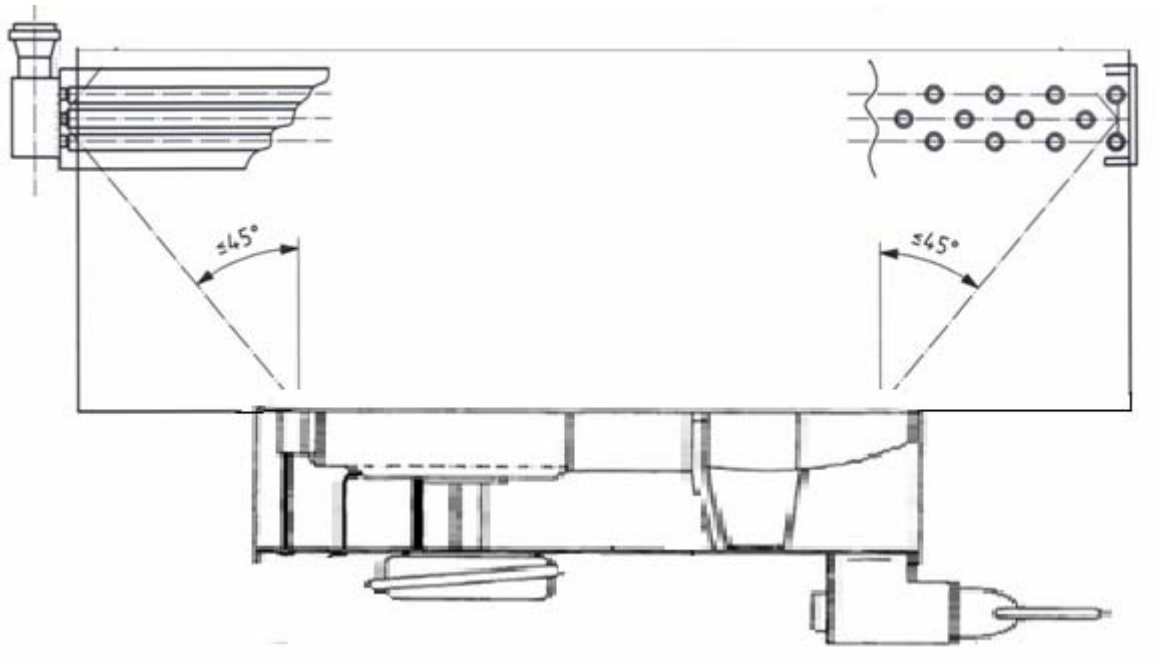

Figura E-1. Esquema en conjunto del intercambiador.

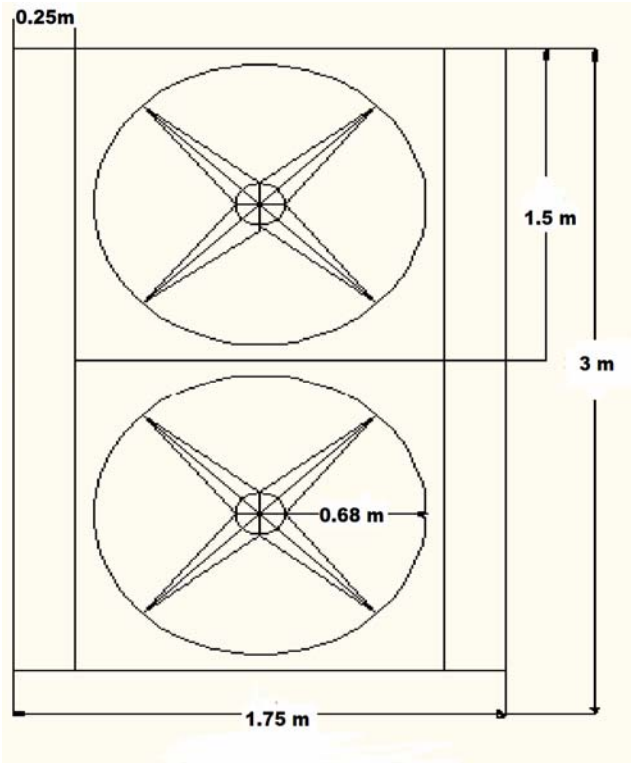

Figura E-2. Vista superior del conjunto carcasa- ventilador (Sin tubos aletados).

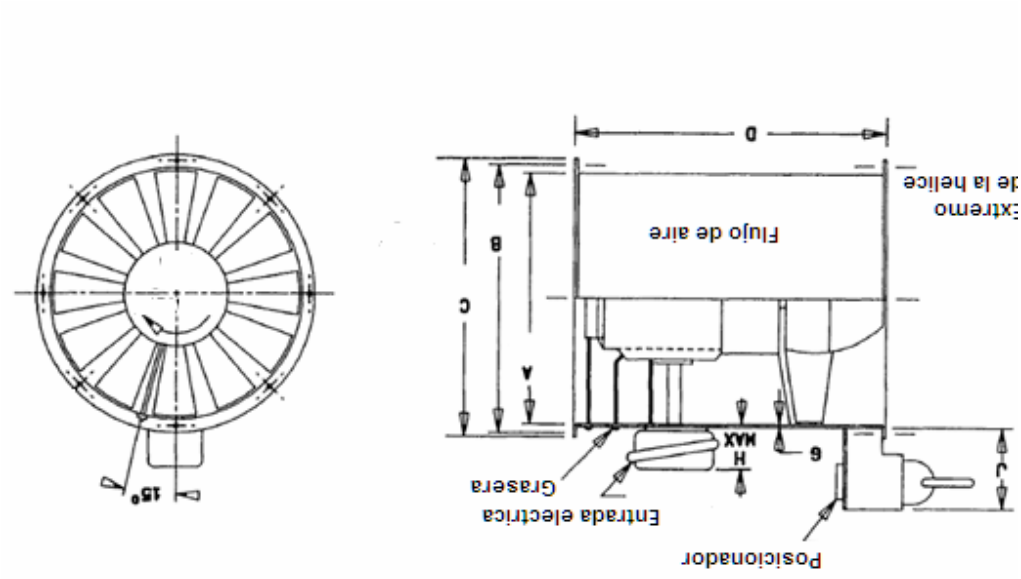

Figura E-3. Conjunto carcasa ventilador. (Ver anexo B-5).

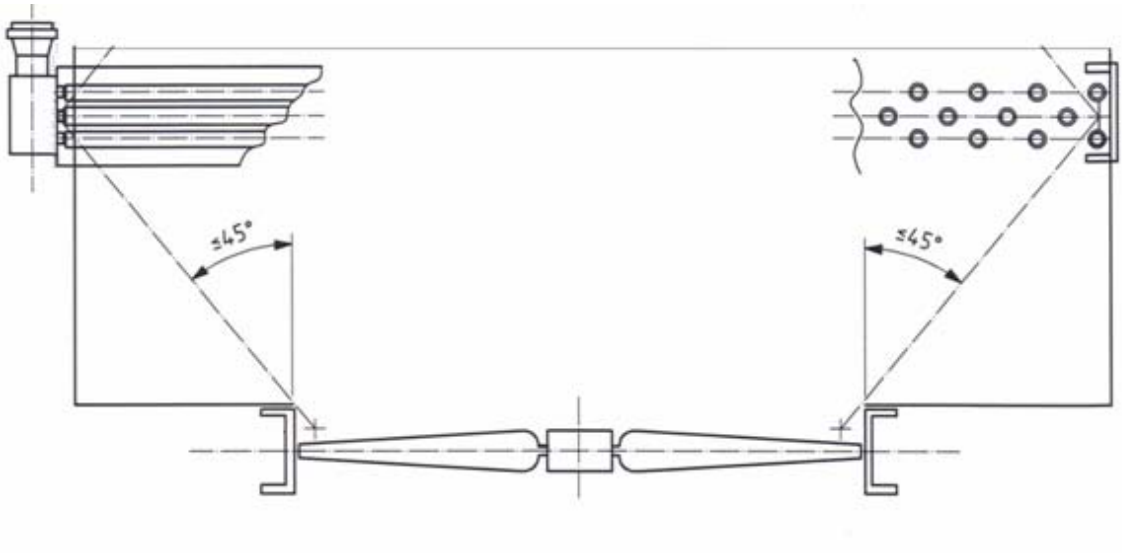

Figura E-4. Vista lateral del intercambiador con corte longitudinal.

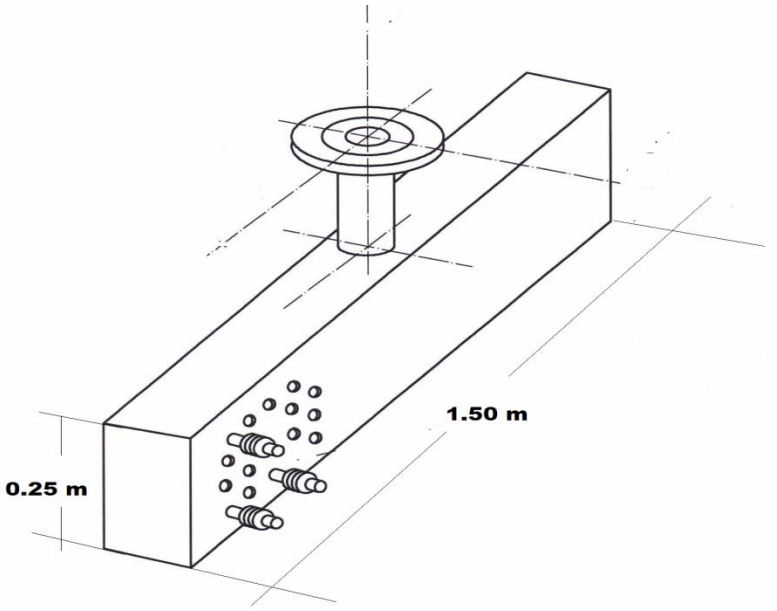

Figura E-4. Disposición de los tubos en el depósito de inyección de agua.

METADATOS PARA TRABAJOS DE GRADO, TESIS Y ASCENSO:

TÍTULO	**“DISEÑO DE UN INTERCAMBIADOR DE CALOR DE TUBOS CIRCULARES CON ALETAS ANULARES.”**
SUBTÍTULO	

AUTOR (ES):

APELLIDOS Y NOMBRES	CÓDIGO CULAC / E MAIL
MORENO M. ALVARO J.	**CVLAC: 17.121.323** **EMAIL:**
	CVLAC: **E MAIL:**
	CVLAC: **E MAIL:**
	CVLAC: **E MAIL:**

PALÁBRAS O FRASES CLAVES:

Diseño, Intercambiador de calor, Tubos Circulares, Aletas Anulares.

METADATOS PARA TRABAJOS DE GRADO, TESIS Y ASCENSO:

ÀREA	SUBÀREA
Ingeniería y Ciencias Aplicadas	Ingeniería Mecánica

RESUMEN (ABSTRACT):

Saxon Energy Services de Venezuela C.A, posee un malacate utilizado en labores de perforación de pozos petrolero; este presenta fallas en el sistema de freno producto de una inadecuada refrigeración. Según lo mencionado se diseña un intercambiador de calor de tubos circulares con aletas anulares; para ello se recurre al uso de técnicas de transferencia de calor y programación, lo cual permite crear un entorno computacional denominado MICTCAA (Modelador de intercambiadores de calor de tubos circulares con aletas anulares) diseñado por el autor. El software permite observar los efectos que tendrían en los parámetros operativos potencia del ventilador y volumen del intercambiador, la variación en: velocidades de los fluidos, material y separación de tubos. Se observó que a mayor velocidad de los fluidos disminuye considerablemente el volumen del intercambiador, sin embargo se incrementa el consumo de potencia; además se hizo notorio que al aumentar la separación entre tubos aletados se produce un incremento en volumen y un decremento en potencia; el efecto producido al variar el tipo de material del tubo no es significativo en las variables evaluadas. Lo anterior permitió diseñar un intercambiador adecuado al requerimiento y limitantes de diseño (espacio).

. METADATOS PARA TRABAJOS DE GRADO, TESIS Y ASCENSO:

CONTRIBUIDORES:

APELLIDOS Y NOMBRES	ROL / CÓDIGO CVLAC / E_MAIL				
BITTAR, SIMON	ROL	CA	AS-X	TU	JU
	CVLAC:	3.288.427			
	E_MAIL				
	E_MAIL				
AYALA, ORLANDO	ROL	CA	AS	TU	JU-X
	CVLAC:	9.413.775			
	E_MAIL				
	E_MAIL				
GONZALEZ, YORDI	ROL	CA	AS	TU	JU-X
	CVLAC:				
	E_MAIL				
	E_MAIL				
	ROL	CA	AS	TU	JU
	CVLAC:				
	E_MAIL				
	E_MAIL				

FECHA DE DISCUSIÓN Y APROBACIÓN:

2010	07	18
AÑO	MES	DÍA

LENGUAJE: SPA

METADATOS PARA TRABAJOS DE GRADO, TESIS Y ASCENSO:

ARCHIVO (S):

NOMBRE DE ARCHIVO	TIPO MIME
Tesis.Intercambiadordecalor.doc	Application/msword

CARACTERES EN LOS NOMBRES DE LOS ARCHIVOS: A B C D E F G H I J K L M N O P Q R S T U V W X Y Z. a b c d e f g h i j k l m n o p q r s t u v w x y z. 0 1 2 3 4 5 6 7 8 9.

ALCANCE

ESPACIAL: Saxon Energy Services de Venezuela C.A (OPCIONAL)

TEMPORAL: 3 meses (OPCIONAL)

TÍTULO O GRADO ASOCIADO CON EL TRABAJO:

Ingeniero Mecánico

NIVEL ASOCIADO CON EL TRABAJO:

Pre-Grado

ÁREA DE ESTUDIO:

Departamento de Mecánica

INSTITUCIÓN:

Universidad de Oriente, Núcleo Anzoátegui.

METADATOS PARA TRABAJOS DE GRADO, TESIS Y ASCENSO:

DERECHOS

De acuerdo al artículo 41 del reglamento de trabajos de grado:

"Los Trabajos de Grado son de la exclusiva propiedad de la Universidad de Oriente y sólo podrán ser utilizados para otros fines con el consentimiento del Consejo de Núcleo respectivo, quien deberá participarlo previamente al Consejo Universitario, para su autorización".

AUTOR 1	AUTOR 2	AUTOR
ALVARO J. MORENO M.		

TUTOR	JURADO 1	JURADO 2
SIMON BITTAR	ORLANDO AYALA	YORDI GONZALEZ

POR LA SUBCOMISION DE TESIS