

A D Uel,



Escuela Superior Politécnica del Litoral

**Facultad de Ingeniería en Mecánica y Ciencias de la
Producción**



**“Diseño Asistido por Computadora,
Construcción y Prueba de un
Intercambiador de Calor para Digestor
Anaeróbico”**

TESIS DE GRADO

Previa a la Obtención del Título de:
INGENIERO MECANICO

Presentada por:

VICENTE JOSE ADUM GILBERT



Guayaquil - Ecuador

**Año
2000**



DEDICATORIA



A MI PADRE

A MI MADRE

AGRADECIMIENTO

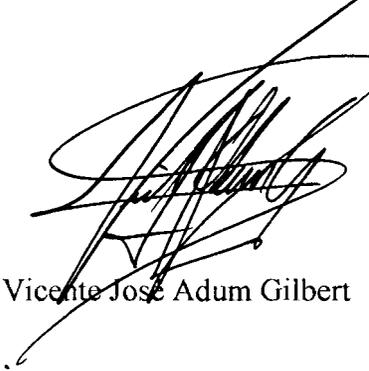
A Dios,

Al Ing. Jorge Duque, Director de Tesis.

DECLARACIÓN EXPRESA

“La responsabilidad del contenido de esta
Tesis de Grado, me corresponde exclusivamente;
y el patrimonio intelectual de la misma a la
Escuela Superior Politécnica del Litoral”.

(Reglamento de Graduación de la ESPOL)

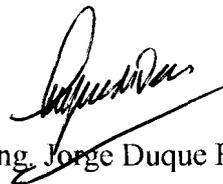


Vicente José Adum Gilbert

TRIBUNAL DE GRADUACIÓN



Eduardo Rivadeneira P.
DECANO DE LA FIMCP

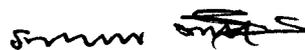


Ing. Jorge Duque R.
DIRECTOR DE TESIS



Ing. Mario Patiño A.

VOCAL



Ing. Francisco Andrade S.

VOCAL

RESUMEN

En este trabajo se realiza el diseño, el análisis de costos, la construcción y las pruebas de un intercambiador de calor de tubo y coraza. Este intercambiador será utilizado para el calentamiento del agua del Digestor Anaeróbico de una planta para tratamiento de aguas residuales de una empresa de la ciudad de Vinces.

Para realizar el diseño térmico del intercambiador se establece un procedimiento adecuado y se crea y utiliza un programa de computación experto. Este programa es capaz de minimizar la intervención del humano en el proceso de diseño, disminuyendo así el tiempo necesario para lograr resultados satisfactorios. Este programa podría ser de interés para compañías que se dedican al diseño y construcción de equipos según los requerimientos específicos del cliente.

Los planos necesarios para especificar el diseño para su posterior construcción son realizados mediante la utilización de un programa de dibujo del tipo CAD. La selección de los materiales se realiza en base de criterios que se detallan completamente. Una vez elaborados los planos se realiza el listado de materiales que permite el análisis de los costos totales del intercambiador de calor.

El procedimiento utilizado para la fabricación del equipo se detalla en el presente trabajo. La fabricación se realiza mediante la utilización de métodos profesionales (maquinarias y herramientas adecuadas) y mano de obra calificada. Las pruebas de funcionamiento se realizan bajo condiciones cercanas a las de operación del equipo. Los resultados de las pruebas son comparados con los resultados del programa y realizan sugerencias para mejorarlo.

ÍNDICE GENERAL

RESUMEN

ÍNDICE GENERAL

ÍNDICE DE FIGURAS

ÍNDICE DE TABLAS

ABREVIATURAS

SIMBOLOGÍA

INTRODUCCIÓN

I. GENERALIDADES

1.1. Identificación y formulación del problema.	20
1.2. Análisis y especificación del problema.	22
1.3. Selección del tipo de intercambiador a diseñar.	26
1.4. Diseño asistido por computadora	28

II. DISEÑO TÉRMICO DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR

2.1. El problema del diseño térmico de intercambiadores de calor.	30
2.2. Selección del método de diseño a seguir.	31
2.3. Procedimiento para el cálculo del flujo másico de vapor.	32
2.4. Procedimiento para el cálculo del área de transferencia de calor.	33
2.5. Procedimiento para el cálculo de la caída de presión en el equipo.	48
2.6. Diagrama de flujo del programa de computadora para el diseño.	50
2.7. Corridas del programa.	57

III. DISEÑO ESTRUCTURAL DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR

3.1. Selección del material de la coraza.	66
3.2. Cálculo del espesor de la coraza.	67
3.3. Selección del tipo de tubo.	69
3.4. Diseño de los espejos.	69
3.5. Diseño de los desviadores.	70
3.6. Diseño de cabezas.	71
3.7. Diseño de sellos.	73
3.8. Diseño de las conexiones de agua y vapor.	74

IV. ANÁLISIS DE COSTOS

4.1. Listado de materiales.	75
4.2. Costo de Materiales.	76
4.3. Costo de Manufactura.	76
4.4. Costo Total.	78

V. CONSTRUCCIÓN DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR

5.1. Corte de los tubos.	79
5.2. Fabricación de la coraza.	81
5.3. Fabricación de los desviadores.	83
5.4. Fabricación de los espejos.	87
5.5. Fabricación de las tapas.	89
5.6. Fabricación de las conexiones de vapor y agua.	96
5.7. Ensamble del intercambiador.	96
5.8. Pintado.	97

6. PRUEBAS Y RESULTADOS

6.1. Prueba hidrostática de la coraza.	105
6.2. Prueba hidrostática de los tubos.	107
6.3. Prueba de operación.	107
6.4. Resultados.	109
6.5. Análisis de resultados.	111
CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES	114
BIBLIOGRAFÍA	116
ANEXOS	

ÍNDICE DE FIGURAS

- Figura 1.1. Planta para tratamiento de aguas residuales industriales.
- Figura 1.2. Digestor anaróbico (derecha).
- Figura 2.1. Diagrama T-s del proceso en el Intercambiador de calor.
- Figura 2.2. Procedimiento para el cálculo del flujo másico de vapor.
- Figura 2.3. Esquema de las temperaturas de entrada y salida del vapor de agua en el intercambiador de calor.
- Figura 2.4. Malla térmica para el cálculo de T_s media en los tubos.
- Figura 2.5. Procedimiento para el cálculo del área de transferencia de calor.
- Figura 2.6. Algoritmo básico del programa.
- Figura 2.7. Ventana de inicio del programa.
- Figura 2.8. Ventana de introducción de datos.
- Figura 2.9. Ventana de resultados termodinámicos.
- Figura 2.10. Ventana de propiedades termodinámicas.
- Figura 2.11. Ventana de resultados.
- Figura 2.12. Ventana de otros resultados.
- Figura 5.1. Corte de tubos con sierra.
- Figura 5.2. Coraza rolada.
- Figura 5.3. Trazado de desviadores con compás sobre plancha de acero.

- Figura 5.4. Desviadores antes de realizar el corte.
- Figura 5.5. Plantilla para perforación de agujeros en espejo.
- Figura 5.6. Perforación de los agujeros en el espejo.
- Figura 5.7. Espejo terminado montado sobre el torno.
- Figura 5.8. Oxicorte de bridas.
- Figura 5.9. Domo y cuello de tapa soldados.
- Figura 5.10. Haz de tubos.
- Figura 5.11. Haz de tubos.
- Figura 5.12. Tapa completa empernada a la coraza.
- Figura 5.13. Intercambiador de calor ensamblado, antes del proceso de pintado.
- Figura 5.14. Intercambiador de calor terminado.
- Figura 5.15. Intercambiador de calor terminado.
- Figura 6.1. Esquema de conexiones para prueba hidrostática de coraza.
- Figura 6.2. Esquema de conexiones para prueba hidrostática de tubos.
- Figura 6.3. Esquema de conexiones para prueba de operación.
- Figura 6.4. Prueba de operación: Temperatura de salida del agua vs. tiempo.

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla #1	Dimensiones de tuberías de acero cédula 40.
Tabla #2	Factor de fricción para tuberías comerciales nuevas, de acero.
Tabla #3	Listado de materiales.
Tabla #4	Costo de materiales intercambiador de calor de tubo y coraza.

ABREVIATURAS

ICTC	Intercambiador de calor de tubo y coraza.
LMTD	Log Mean Temperature Difference.
NTU	Number of Transfer Units.
ASME	American Society of Mechanical Engineers.
ASTM	American Society of Testings and Materials.
CAD	Computer Aided Design.
SCH.	Schedule.

SIMBOLOGÍA

q	Taza de transferencia de calor.
U	Coefficiente global de transferencia de calor.
A	Área de transferencia de calor.
ΔT_{lm}	Diferencia de temperaturas media logarítmica.
m_{agua}	Flujo másico de agua
Cp_{agua}	Calor específico del agua
ΔT_{agua}	Diferencia de temperaturas del agua.
m_{vapor}	Flujo másico de vapor.
Δh_{vapor}	Diferencia de entalpías del vapor.
p	Presión.
h_i	Coefficiente Interno de transferencia de calor.
h_o	Coefficiente externo de transferencia de calor.
k	Conductividad térmica.
r_i	Radio interno del tubo.
r_o	Radio externo del tubo.
Re_D	Número de Reynolds para flujo en interior de tubos.
n	Número de tubos en el intercambiador de calor.
D_i	Diámetro interno del tubo.
μ	Viscosidad.

Nu_D	Número de Nusselt en interior de tubos.
Pr	Número de Prandtl.
L	Longitud del tubo.
k_{agua}	Conductividad térmica del agua.
g	Gravedad
N	Número promedio de tubos en una columna en ICTC.
ρ_f	Densidad del líquido saturado.
ρ_v	Densidad del vapor saturado.
k_f	Conductividad térmica.
h_{fg}	Calor latente de vaporización.
T_{sat}	Temperatura de saturación del vapor.
T_S	Temperatura media superficial de los tubos.
D_o	Diámetro exterior del tubo.
q''	Flujo de calor.
T_{agua}	Temperatura media del agua
e	Espesor.
S	Esfuerzo permisible.
D_{coraza}	Diámetro de la coraza.
E	Eficiencia de la junta soldada.
P	Presión de diseño.
$D_{fibra\ media}$	Diámetro de la fibra media de la coraza.
$D_{interior}$	Diámetro interior de la coraza.

$T_{\text{vapor, e}}$	Temperatura del vapor a la entrada del ICTC.
$T_{\text{vapor, s}}$	Temperatura del vapor a la salida del ICTC.
$T_{\text{agua, e}}$	Temperatura del agua a la entrada del ICTC:
$T_{\text{agua, s}}$	Temperatura del agua a la salida del ICTC.
ΔT_1	Diferencia entre $T_{\text{vapor, e}}$ y $T_{\text{agua, s}}$.
ΔT_2	Diferencia entre $T_{\text{vapor, s}}$ y $T_{\text{agua, e}}$.
L_r	Radio interior de la corona del domo de la tapa.
r	Radio interior del reborde del domo de la tapa.
M	Relación entre L_r y r .
R	Radio interior de la coraza.
D_{coraza}	Diámetro interno de la coraza.



GENERALIDADES

1.1. Identificación y formulación del Problema.

El objetivo de la formulación de un problema de ingeniería es claro y preciso: se busca definir en términos generales en qué consiste para obtener una visión clara y amplia del mismo. Esta formulación debe hacer exclusión de los detalles y concentrarse en la identificación de los estados inicial y final que deberá cumplir cualquier solución que se adopte para resolver el problema. La formulación de un problema debe realizarse en forma amplia, de tal manera que se maximice la probabilidad de obtener soluciones óptimas.

Para realizar la formulación del problema es necesario identificarlo primero. Al respecto se considera lo siguiente: una empresa dedicada a la elaboración de jugos de frutas tropicales ha instalado en los terrenos de su propiedad una planta para el tratamiento sus aguas residuales industriales (Figura 1.1.). Esto se ha hecho con el afán de reducir la contaminación que sufre el río Vices, junto al cual se encuentra la empresa, y calificar dentro del rango de contaminación permitido por las normas internacionales. Uno de los procesos de esta planta es

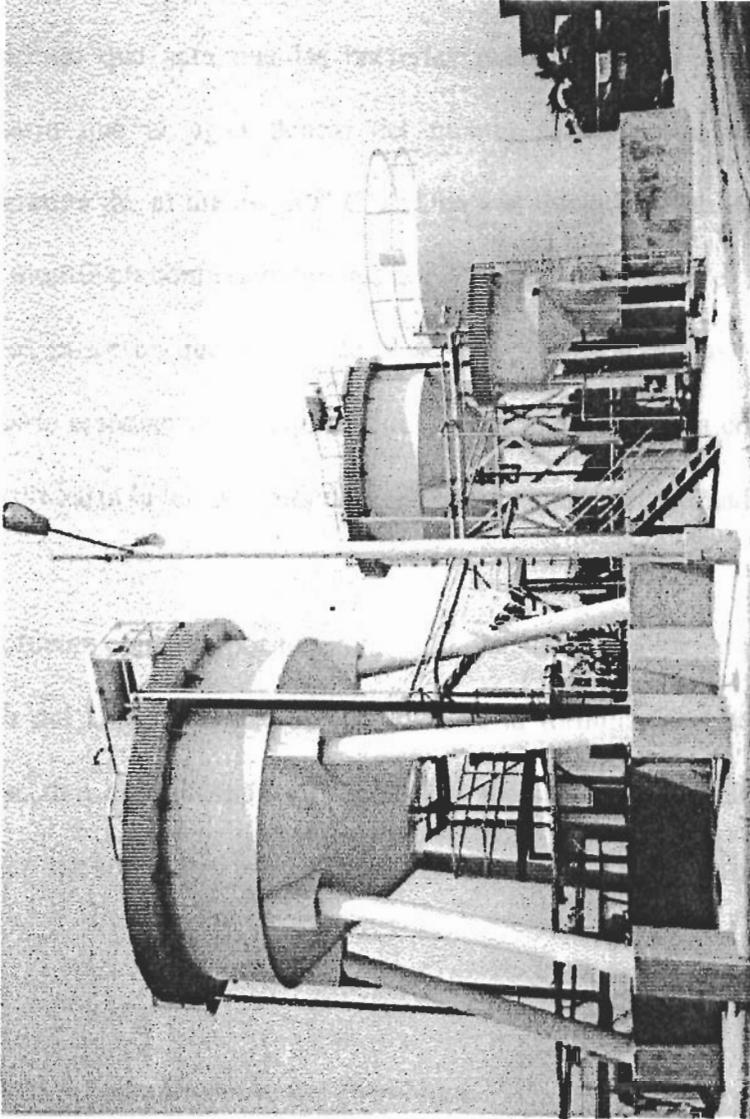


Figura 1.1.: Planta para tratamiento de aguas residuales industriales.

el que se da dentro del Digestor Anaeróbico (Figura 1.2.). En él, mediante la acción anaeróbica de ciertas bacterias, se produce la purificación del agua y la producción de cierta cantidad de gas metano. Los ingenieros encargados del diseño del proceso químico – biológico que debe darse en el Digestor han establecido que para que las bacterias puedan vivir y empezar su acción es necesario que el agua dentro del mismo se encuentre inicialmente a una temperatura de, al menos, 50° C. Una vez iniciada la acción de las bacterias, estas modifican continuamente las condiciones térmicas en el Digestor, debido a que los procesos que dentro de él se dan son exotérmicos. Es por lo tanto necesario disponer de un equipo que pueda calentar el agua contenida dentro del Digestor hasta la temperatura deseada en un tiempo determinado.

El problema consiste, por lo tanto, en el calentamiento inicial del agua contenida dentro del Digestor Anaeróbico. Esta es la formulación del problema. Debe notarse que esta formulación hace abstracción de los detalles de cómo se va obtener una solución y elimina cualquier restricción, real o ficticia.

1.2. Análisis y Especificación del Problema.

Durante el **análisis del problema** se recopila y procesa información de tal manera que se pueda llegar a una especificación o definición detallada del

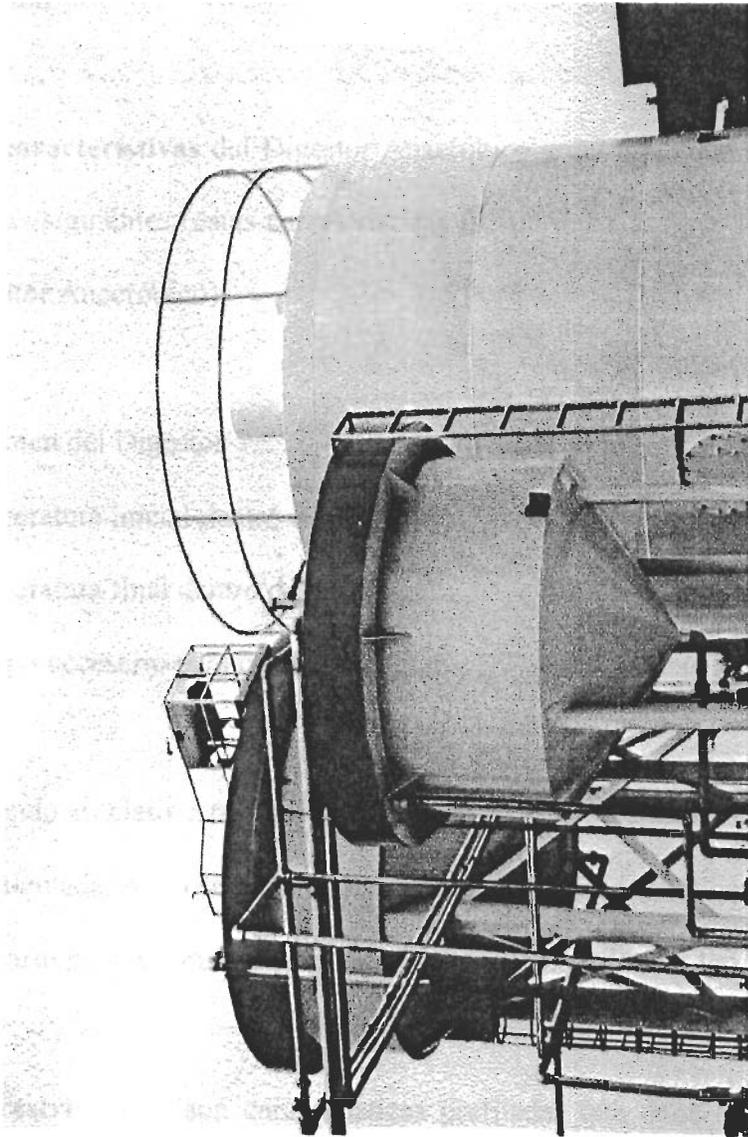


Figura 1.2.: Digestor anaeróbico (derecha)

mismo. Así, deben definirse las características cualitativas y cuantitativas de los estados inicial y final de la futura solución, las restricciones, las variables de solución y los criterios de diseño que se aplicarán para seleccionar *γ* la mejor solución.

Las características del Digestor Anaeróbico y del agua que debe ser calentada son las siguientes (estas características fueron definidas por los diseñadores del Digestor Anaeróbico):

Volumen del Digestor	173 m ³
Temperatura inicial dentro del Digestor	25° C (mínima)
Temperatura final dentro del Digestor	50° C (máxima)
Tiempo necesario para calentar el agua	8 h (máximo)

Teniendo en claro estas características es posible determinar el caudal de agua a ser calentada. Esto se calcula dividiendo el volumen del digestor para el tiempo necesario para calentar el agua. El caudal es 21.6 m³/h o 6 l/s.

Las restricciones son características prefijadas que debe cumplir la solución; generalmente son impuestas por el cliente, por las leyes, por las condiciones naturales del lugar donde se utilizará la solución, etc. La empresa propietaria de la planta para tratamiento de aguas residuales ha solicitado que el equipo debe

entrar en un área de máximo 2 m de largo por 1 m de ancho (no ha solicitado nada con respecto a la altura del equipo. Así mismo, se ha impuesto la utilización de vapor de agua como medio de calentamiento, debido a que la empresa posee un generador de vapor de 100 BHP que podría ser utilizado para ese fin. El vapor que entra al intercambiador de calor deberá encontrarse a 60 psig. Otra restricción es que el control de la temperatura dentro del digestor sea llevado a cabo por operarios, sin necesidad de utilizar un sistema de control automático entre el Digestor y el equipo calentador.

Las variables de solución son las formas en que pueden diferir las diversas soluciones de un problema. Para este problema las variables de solución son: El tipo de intercambiador de calor, el tamaño del equipo, la forma del equipo y los materiales de construcción.

Los criterios de diseño definen las pautas que deben seguirse para seleccionar una solución óptima. Los criterios de diseño para este caso son:

- a) bajo costo total;
- b) facilidad de mantenimiento;
- c) alta confiabilidad del equipo;
- d) alta seguridad para el operario.

Se ha llegado, entonces, a una definición detallada del problema, teniendo en consideración factores de diverso tipo que limitan las características de la solución a implementar. Se va notando así que el equipo a diseñar es un intercambiador de calor. La búsqueda de soluciones queda supeditada a seleccionar el tipo de intercambiador de calor que se ajuste de la mejor manera a las características especificadas en el análisis del problema.

1.3. Selección del tipo de intercambiador a diseñar.

De entre los diversos tipos de intercambiadores de calor que existen se considerarán solamente tres en esta sección, por ser éstos los que generalmente se encuentran en las industrias:

- a) intercambiadores de calor de placas planas;
- b) intercambiadores de calor compactos;
- c) intercambiadores de calor de tubo y coraza.

Los intercambiadores de calor de placas planas, utilizados mayoritariamente en la industria alimenticia, pueden alcanzar coeficientes globales de transferencia de calor de $5800 \text{ W/m}^2 \text{ K}$, lo que permite obtener una buena relación entre el área de transferencia de calor y el volumen que el equipo ocupa. Son equipos de fácil

limpieza e inspección ya que pueden ser desarmados completamente en un tiempo relativamente rápido. La presión de operación de un intercambiador de placas planas está limitada por la resistencia de las juntas de gomas que se colocan entre placas. Generalmente se utilizan para intercambio de calor de líquido a líquido. Son incapaces de procesar líquidos muy viscosos o con alto contenido de sólidos en suspensión.

A pesar de que si se seleccionara este tipo de intercambiador de calor el diseño final sería un equipo de tamaño compacto y con gran facilidad de limpieza, el grupo de características expresadas en el párrafo anterior dejan entrever que no es conveniente utilizar intercambiadores de calor de placas planas cuando uno o ambos fluidos involucrados no son líquidos. Si se considera, además, que el caudal de agua a manejar es grande en este caso, la caída de presión en un equipo compacto de este tipo sería muy alta y consecuentemente, los costos de bombeo también. Además, la fabricación de un intercambiador de calor de este tipo tendría un costo elevado debido a la necesidad de contar con matrices de estampado para fabricar las placas.

Queda descartada, también, la utilización de intercambiadores de calor compactos, ya que estos se utilizan para bajos caudales de líquido debido a la alta caída de presión que producen.

Entonces, el tipo de intercambiador de calor seleccionado como mejor alternativa de solución es el de tubo y coraza. Un intercambiador de calor de tubo y coraza puede manejar el caudal de esta aplicación sin producir grandes caídas de presión; puede utilizar vapor como medio de calefacción; dependiendo del diseño, el interior de los tubos puede ser limpiado con facilidad si se retiran las tapas o cabezales; son equipos de bajo costo y pueden ser fabricados sin necesidad de contar con matrices diseñadas y construidas especialmente para el equipo. El tamaño de un ICTC (intercambiador de calor de tubo y coraza) puede ser modificado para caber en el espacio fijado como restricción si modifica el número de pases que los fluidos tienen dentro de éste.

1.4. Diseño Asistido por Computadora.

El uso de las computadoras se ha convertido en una herramienta de gran valor para los ingenieros de hoy en día. Gracias a su aparición y a la creación de programas especialmente desarrollados para el diseño, se ha logrado reducir el tiempo total que se dedica a la ingeniería en proyectos de todo tamaño y, además, se ha aumentado la confiabilidad de los equipos por este medio diseñados.

En este trabajo, para el diseño del ICTC se desarrolla un software del tipo experto. Esto se hace no con el ánimo de reducir el tiempo de ingeniería en este

proyecto en particular, ya que se estima que su sola creación tomará más tiempo que la construcción del propio equipo, sino con el afán de examinar la factibilidad de realizar diseños confiables por este medio. Esto se logra gracias a las pruebas de funcionamiento del equipo que en este trabajo se realizan. Un software del tipo experto, como el que aquí se desarrolla, es capaz de minimizar la intervención del humano (el experto) en el proceso de diseño. Es obvio que no cualquier persona podría utilizar el programa en mención para diseñar ICTC; lo que se busca es que cualquier ingeniero mecánico o químico, con un conocimiento medio sobre transferencia de calor, esté en capacidad de utilizar el programa y obtener resultados satisfactorios.

Todos los planos necesarios para especificar el diseño y para la construcción del equipo se realizan mediante la utilización de un programa de dibujo del tipo CAD.

DISEÑO TÉRMICO DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR

2.1. El Problema del Diseño Térmico de Intercambiadores de Calor.

Un intercambiador de calor es un equipo utilizado para transferir calor entre dos fluidos que se encuentran a diferentes temperaturas y están separados por una frontera sólida. El principal problema en el diseño térmico de intercambiadores de calor es encontrar el tamaño adecuado que debe tener esta frontera sólida o “área de transferencia de calor” para garantizar una determinada tasa de transferencia de calor. Es necesario tener en cuenta que la tasa de transferencia de calor q para un intercambiador de calor se expresa por medio de la ecuación

$$q = UA\Delta T_{lm}$$

donde U es el coeficiente global de transferencia de calor, A es el área de transferencia de calor y ΔT_{lm} es la diferencia de temperaturas media logarítmica. Una vez realizado el análisis termodinámico de un intercambiador de calor se conoce con exactitud la tasa de transferencia de calor y la diferencia de temperaturas media logarítmica. Por tanto, para determinar el área de

transferencia de calor es necesario determinar el coeficiente global de transferencia de calor. El coeficiente global de transferencia de calor está definido en términos de la resistencia térmica total a la transferencia de calor entre dos fluidos y, por tanto, involucra las resistencias de convección y conducción presentes. Es en la determinación de estos factores donde entran en juego muchos parámetros tales como las características del flujo, las propiedades de los fluidos, las dimensiones de los conductos y otros que convierten el diseño de intercambiadores de calor en proceso que requiere muchas iteraciones y el consumo de una considerable cantidad de tiempo. Por esto es preferible realizar el diseño con la ayuda de programas de computadora que utilicen un método adecuado y un procedimiento idóneo.

2.2. Selección del Método de Diseño a Seguir.

Existen dos métodos importantes para el diseño de intercambiadores de calor: el LMTD (Log Mean Temperature Difference o Diferencia de Temperaturas Media Logarítmica) y el NTU (Number of Transfer Units o Número de Unidades de Transferencia).

El método NTU es, básicamente, un método para el análisis de intercambiadores de calor. A través de él podemos analizar el comportamiento de un determinado

intercambiador de calor (un equipo que ya está construido) bajo parámetros diferentes a los de diseño. En este método se utilizan varias curvas para la determinación de la relación entre la efectividad y los NTU.

El LMTD es un método de diseño. En él, con el conocimiento de las temperaturas de entrada y salida y el flujo másico de los fluidos es posible determinar el área de transferencia de calor siguiendo un procedimiento lógico.

Considerando que lo que se desea es realizar el diseño, mas no el análisis, de un ICTC, se selecciona el método LMTD. Además, este método facilita la utilización de programas de computadora para realizar el diseño ya para su utilización no debe introducirse al programa curvas o gráficos.

2.3. Procedimiento para el Cálculo del Flujo Másico de Vapor.

El objetivo de esta sección es establecer un procedimiento adecuado para realizar el cálculo del flujo másico de vapor para que éste sea realizado por el programa de computadora.

La cantidad de calor necesaria para calentar el agua está dada por

$$q = \dot{m}_{\text{agua}} C_{p_{\text{agua}}} \Delta T_{\text{agua}}$$

donde se ha asumido que el calor específico se mantiene constante sobre el rango de temperaturas de operación. Esta es una asunción razonable ya que el calor específico se mantiene relativamente constante para el agua.

La cantidad de calor necesaria para calentar el agua debe ser proporcionada por el vapor que se usa para calentamiento. Por tanto,

$$q = \dot{m}_{\text{vapor}} \Delta h_{\text{vapor}}$$

Δh_{vapor} es la diferencia entre la entalpía del vapor al entrar al ICTC y la entalpía del vapor al salir de ICTC.

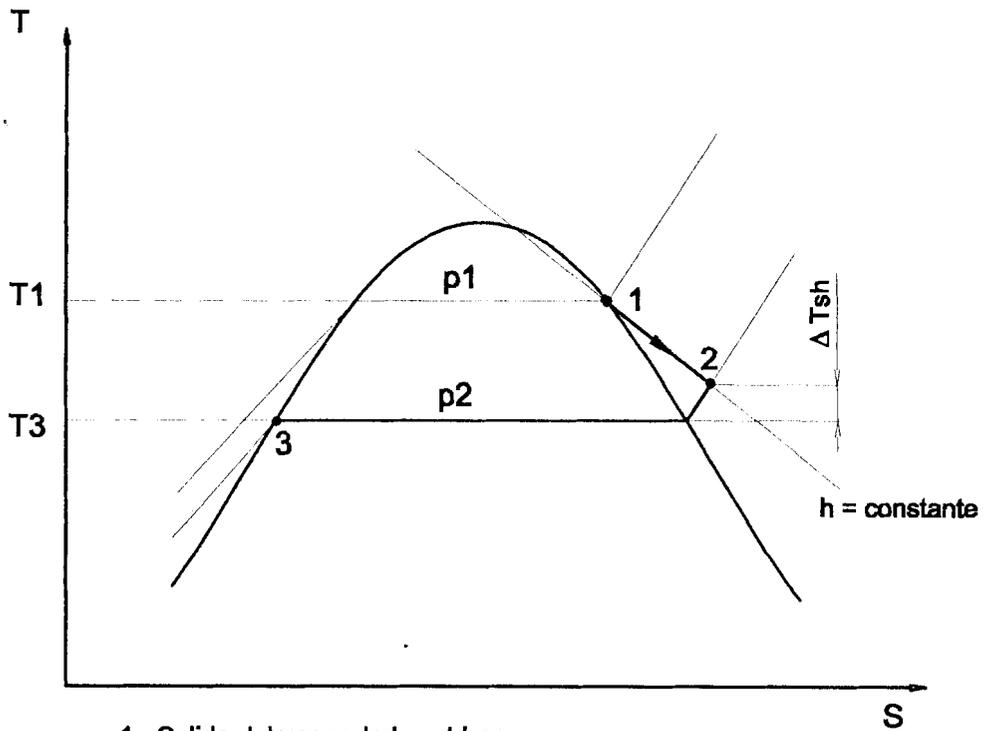
Combinando estas dos ecuaciones se obtiene el flujo másico de vapor:

$$\dot{m}_{\text{vapor}} = \frac{\dot{m}_{\text{agua}} C_{p_{\text{agua}}} \Delta T_{\text{agua}}}{\Delta h_{\text{vapor}}}$$

Para que el programa pueda calcular la cantidad de vapor, es necesario introducir ciertos datos. Estos datos son las temperaturas de entrada y salida del agua, el

calor específico del agua y las entalpías de entrada y salida del vapor. En las restricciones de diseño se ha fijado que el agua que ingresa al ICTC debe ser calentada utilizando vapor proveniente de una caldera de 100 BHP. La caldera disponible es una caldera pirotubular que genera vapor saturado a 150 psig. Se ha fijado también, por razones de seguridad, que el vapor que ingresa al ICTC debe estar a 60 psig. Esto implica que antes de ingresar al ICTC, el vapor debe pasar por un proceso de reducción de presión que generalmente se realiza por medio de una válvula reductora de presión. Si se asume que el proceso de reducción de presión es isentálpico (lo cual es muy cercano a la realidad), la entalpía del vapor una vez reducida su presión será igual a la entalpía del vapor antes de este proceso.

En la figura 2.1. se ilustra en el diagrama termodinámico T-s lo que sucede con el vapor. Se ve claramente en la figura que el vapor a la salida de la caldera se encuentra en estado de saturación a la presión p_1 (punto 1) y, al ser sometido a un proceso isentálpico de reducción de presión, es llevado a un estado de sobrecalentamiento a la presión p_2 (punto 2). Entonces, el vapor a la entrada del ICTC se encuentra sobrecalentado. El grado de sobrecalentamiento depende de la diferencia entre las presiones p_1 y p_2 , mientras mayor sea, mayor será el grado de sobrecalentamiento. Es conveniente que el grado de sobrecalentamiento sea pequeño ya que el coeficiente de transferencia de calor para vapor sobrecalentado



- 1.- Salida del vapor de la caldera
- 2.- Entrada de vapor al ICTC
- 3.- Salida de condensado de trampa de vapor del ICTC

Figura 2.1.: Diagrama T-s del proceso en el Intercambiador de calor.

es, por lo general, considerablemente más pequeño que el coeficiente de transferencia de calor para la condensación del vapor.

No habiéndose impuesto restricciones sobre las características o propiedades del vapor a la salida del ICTC, se decide que este deberá estar en condición de líquido saturado. Esto se hace para aprovechar al máximo el alto coeficiente de transferencia de calor se obtiene para la condensación de un vapor en el exterior de tubos. Esta condición es generalmente fácil de lograr si se utiliza una trampa de vapor a la salida del condensador.

El procedimiento que utiliza el programa para del cálculo del flujo másico de vapor se detalla en la figura 2.2.

2.4. Procedimiento para el Cálculo del Área de Transferencia de Calor.

En esta sección se establece un proceso para el cálculo del área de transferencia de calor. Especial importancia tiene este el establecimiento de este procedimiento para que el programa pueda realizar los cálculos en forma efectiva.

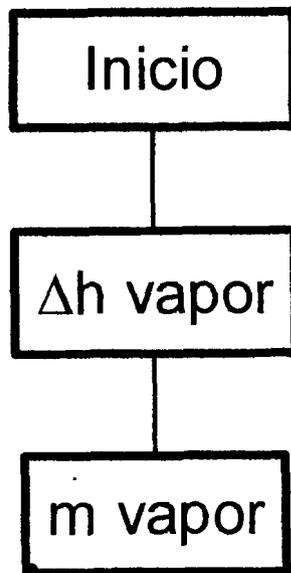


Figura 2.2.: Procedimiento para el cálculo del flujo másico de vapor.

Habiéndose determinado el flujo másico de vapor se puede proceder al cálculo del área de transferencia de calor para este ICTC. Se decide que este intercambiador sea a contraflujo, ya que de esta manera se obtienen menores áreas de transferencia de calor en comparación con los de flujo paralelo (nótese que la temperatura de entrada del vapor al ICTC es ligeramente superior a la temperatura de saturación, teniendo sentido así, que se diferencie entre contraflujo o paralelo). En la figura 2.3. se muestra un esquema de las temperaturas de entrada y salida del vapor y del agua en el ICTC.

La diferencia de temperaturas media logarítmica se obtiene, para un ICTC a contraflujo, mediante

$$\Delta T_{lm} = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln\left(\frac{\Delta T_2}{\Delta T_1}\right)}$$

Para conocer el área de transferencia de calor es necesario determinar el coeficiente global de transferencia de calor U . Este coeficiente está dado por

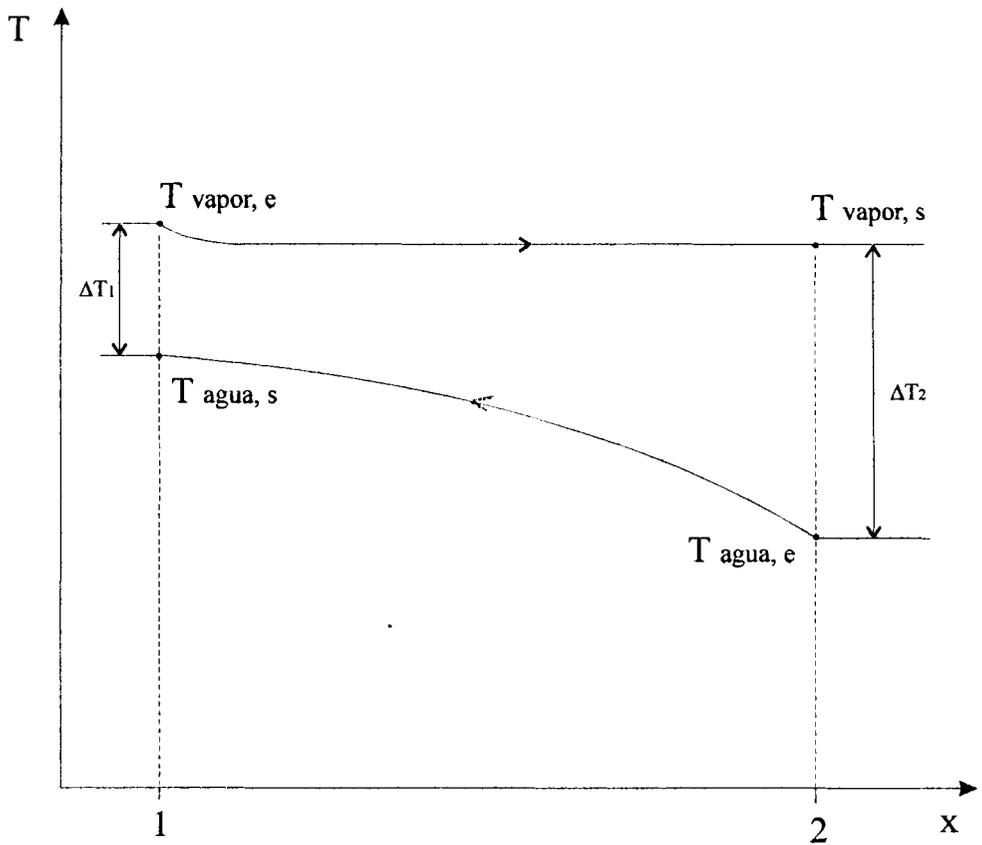


Figura 2.3.: Esquema de las temperaturas de entrada y salida de vapor de agua y del agua en el intercambiador de calor.

$$U = \frac{1}{\left(\frac{1}{h_i} + \frac{r_i \ln\left(\frac{r_o}{r_i}\right)}{k} + \frac{1}{h_o} \right)}$$

donde los subíndices i y o se refieren al interior y exterior de los tubos respectivamente (Tabla #1). El significado de los subíndices 1 y 2 se encuentra en la figura 2.3. En el cálculo de U están involucrados el cálculo del coeficiente interno de transferencia de calor, el cálculo coeficiente externo de transferencia de calor y el conocimiento de la conductividad térmica del material de los tubos, así como el de su diámetro externo e interno. Por ello, el problema se enfoca por partes.

Para calcular el **coeficiente interno de transferencia** de calor es necesario primero calcular el número de Reynolds del agua que circula por dentro de ellos para luego calcular el número de Nusselt.

El número de Reynolds para flujo dentro de un tubo se encuentra por medio de la expresión

DIMENSIONES DE TUBERÍAS DE ACERO CÉDULA 40

Diámetro nominal (pulgadas)	Diámetro interior (mm)	Diámetro exterior (mm)	Espesor (mm)
1/2"	15.8	21.3	2.77
3/4"	21	26.7	2.87
1"	26.6	33.4	3.38
1 1/4"	35.1	42.2	3.56
1 1/2"	40.9	48.3	3.68
2"	52.5	60.3	3.91

TABLA #1

$$\text{Re}_D = \frac{4 \left(\dot{m}_{\text{agua}} / n \right)}{\pi D_i \mu}$$

En esta ecuación se ha asumido que el flujo másico de agua se divide uniformemente dentro de cada uno de los tubos, ya que n es el número de tubos. Este número de tubos debe ser asumido por el programa inicialmente como un número grande. Luego, después de varias iteraciones se llega al número adecuado de tubos. El resultado obtenido por esta fórmula debe ser mayor a 10000 para que el flujo sea turbulento, sin embargo, no es conveniente que el número de Reynolds sea muy alto ya que aumentaría la caída de presión en el interior de los tubos. El programa de computadora buscará que el número de Reynolds sea mayor que 17000.

Para calcular el número de Nusselt en el interior de tubos existe una gran cantidad de correlaciones empíricas, sin embargo, el autor de este trabajo prefiere la utilización de la correlación Dittus-Boelter para calentamiento por su simplicidad. Esta correlación tiene la forma

$$\text{Nu}_D = 0.023 \text{Re}_D^{4/5} \text{Pr}^{0.4}$$

Esta ecuación puede aplicarse con resultados satisfactorios siempre y cuando se cumplan las siguientes condiciones:

$$\left[\begin{array}{l} 0.7 \leq Pr \leq 160 \\ Re_D \geq 10000 \\ L/D_i \geq 10 \end{array} \right]$$

Para usar la correlación de Dittus-Boelter todas las propiedades utilizadas para calcular los números de Reynolds y Nusselt deben ser evaluadas a la temperatura media del agua entre la entrada y la salida. Si el número de Reynolds debe ser mayor a 17000, el flujo es turbulento. Esto está bien si se considera que el coeficiente convectivo de transferencia de calor es mayor para flujo turbulento que para flujo laminar y que en las aplicaciones industriales de los ICTC el régimen de flujo es generalmente de este tipo. El programa de computadora buscará que el flujo sea turbulento.

Finalmente, el coeficiente de transferencia de calor en el interior de un tubo se obtiene mediante

$$h_i = \frac{Nu_D k_{agua}}{D_i}$$

El resultado que se obtenga debe encontrarse entre $50 \text{ W/m}^2 \text{ K}$ y $20000 \text{ W/m}^2 \text{ K}$ que corresponde al rango de los valores típicos del coeficiente de transferencia de calor para convección forzada en líquidos.

Para calcular el **coeficiente externo de transferencia de calor** se asume que el vapor se encuentra en condensación desde la entrada. Esta asunción no producirá resultados erróneos si el grado de sobrecalentamiento del vapor que entra al ICTC está alrededor de 30° F .

El coeficiente promedio de transferencia de calor en el exterior de los tubos se calcula mediante la expresión

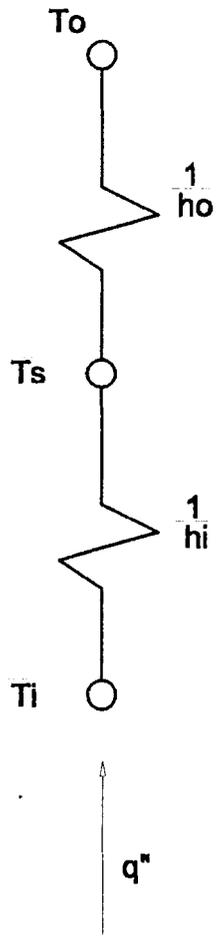
$$\bar{h}_o = 0.729 \left[\frac{g \rho_f (\rho_f - \rho_v) k_f^3 h_{fg}}{N \mu (T_{sat} - \bar{T}_s) D_o} \right]^{1/4}$$

En esta ecuación, los subíndices f y v se refieren a las condiciones de líquido saturado y vapor saturado respectivamente. N es la cantidad promedio de tubos que se encuentran en hilera vertical en el arreglo del intercambiador. Una buena aproximación para obtener este factor consiste en dividir el número total de tubos para ocho:

$$N = n/8$$

Especial cuidado debe tomarse al calcular el valor de T_s . La temperatura media superficial del tubo debería ser inicialmente asumida por el programa y, a través de iteraciones, refinada hasta obtener el valor exacto. El no corregir esta temperatura puede llevar a resultados muy alejados de la realidad. Por esto, es preferible establecer un procedimiento iterativo relativo al valor del coeficiente exterior de transferencia de calor que encierre el cálculo de la temperatura media superficial del tubo. Para esto, el programa debe inicialmente asumir un valor alto para el coeficiente externo de transferencia de calor (para condensación, el coeficiente convectivo de transferencia de calor está entre $2500 \text{ W/m}^2 \text{ }^\circ\text{K}$ y $100000 \text{ W/m}^2 \text{ }^\circ\text{K}$); luego deberá hacer un cálculo del coeficiente global de transferencia de calor. Esto se hace para poder conocer el flujo de calor a través de la pared del tubo que permitirá obtener el valor de la temperatura media superficial. Una vez obtenido el valor de la temperatura media superficial se calcula el coeficiente externo de transferencia de calor por medio de la fórmula. Si este valor es menor que el asumido, el programa igualará el valor asumido al valor calculado y procederá a realizar varias iteraciones hasta que los dos valores sean iguales (o similares). La malla térmica para el cálculo de la temperatura media superficial se muestra en la figura 2.4.

Las fórmulas necesarias para el cálculo de la temperatura media superficial, deducidas de las mallas de la figura 2.4. son:



$$T_s = \left(\frac{q''}{h_i} \right) + T_i$$

Figura 2.4.: Malla térmica para el cálculo de T_s media en los tubos.

$$q'' = U\Delta T_{lm}$$

y

$$\bar{T}_s = \left(\frac{q''}{h_i} \right) + T_{agua}$$

Una vez obtenido el coeficiente externo de transferencia de calor, el valor del coeficiente global de transferencia de calor se determina fácilmente usando la fórmula descrita anteriormente en esta sección. El coeficiente global de transferencia de calor para ICTC del tipo vapor condensándose-agua debe estar entre $1000 \text{ W/m}^2 \text{ }^\circ\text{K}$ y $5000 \text{ W/m}^2 \text{ }^\circ\text{K}$.

Conociendo el coeficiente global de transferencia de calor, el cálculo del área de transferencia de calor es un asunto simple. Así,

$$A = \frac{q}{U\Delta T_{lm}}$$

Como el número de tubos y el valor del diámetro del tubo se fijaron al inicio del procedimiento, con el valor obtenido del área de transferencia de calor se puede conocer la longitud del tubo.

$$L_{tubo} = \frac{A}{\pi D_i n}$$

Si la longitud del tubo excede un valor determinado en las restricciones dimensionales, se puede realizar una configuración de dos pasos del lado de los tubos, simplemente dividiendo la longitud para dos. Como consideración práctica debe tomarse en cuenta que los tubos que se consiguen comercialmente tienen seis metros de longitud y que, con el objeto de no desperdiciar tubo, es preferible que la longitud del tubo dentro del intercambiador de calor sea un submúltiplo de seis. La figura 2.5. muestra el procedimiento básico para el cálculo del área de transferencia de calor.

2.5. Procedimiento para el Cálculo de la Caída de Presión en el Equipo.

Para calcular la **caída de presión del lado de los tubos** en el ICTC se asume que no hay cambios apreciables en la energía potencial y en la energía cinética del flujo dentro del equipo. Además, se asume que el flujo se divide uniformemente en cada uno de los tubos y que está completamente desarrollado. Como el ICTC es un sistema de flujo en paralelo (en el lado de los tubos), donde la longitud y todas las otras características de los ramales son idénticas, la caída de presión a través del sistema es igual a la caída de presión en uno de los

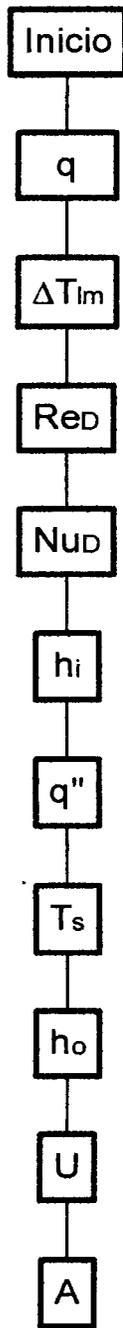


Figura 2.5.: Procedimiento para el cálculo del área de transferencia de calor.

ramales. Tomando esto en consideración, la caída de presión dentro del equipo, si el flujo es turbulento, está dada por:

$$\Delta P = f \frac{\rho L_{tubo} \bar{V}_{tubo}^2}{2D_i}$$

El factor f es el factor de fricción que se determina a partir del diagrama de Moody. Una opción práctica para obtener el factor de fricción para tubos de acero en la zona de total turbulencia es utilizar la tabla publicada por la compañía Crane. Esta tabla da valores al factor de fricción para tubería comercial de acero con diámetros desde ½” hasta 24” (Tabla # 2).

El cálculo de la **caída de presión del lado de la coraza** no es necesario porque el flujo del vapor solamente se produce en el corto tiempo en que está abierta la trampa de vapor.

2.6. Diagrama de Flujo del Programa de Computadora para el Diseño.

El algoritmo simplificado del programa se muestra en la figura 2.6. A partir de este algoritmo, se desarrolla el programa en el lenguaje Visual Basic 5.0. Este lenguaje permite que la programación sea orientada a objetos, facilitando así

**FACTORES DE FRICCIÓN PARA TUBERÍAS COMERCIALES, NUEVAS, DE ACERO,
CON FLUJO EN LA ZONA DE TOTAL TURBULENCIA**

Diámetro Nominal	1/2"	3/4"	1"	1 1/4"	1 1/2"	2"	2 1/2", 3"	4"	5"	6"	8", 10"	12"-16"	18"-24"
Factor de Fricción (f)	0.027	0.025	0.023	0.022	0.021	0.019	0.018	0.017	0.016	0.015	0.014	0.013	0.012

TABLA #2



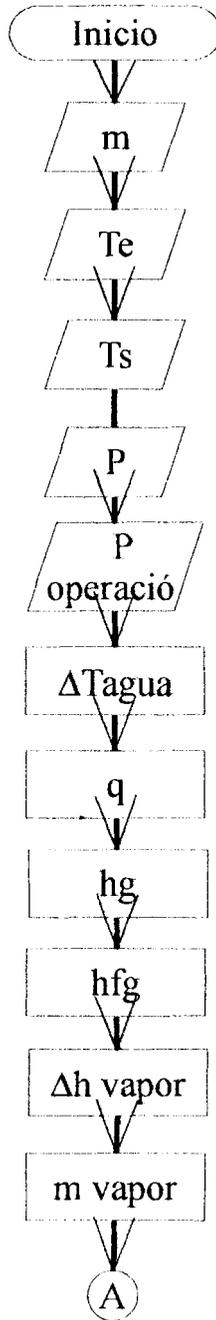


Figura 2.6.: Algoritmo básico del programa

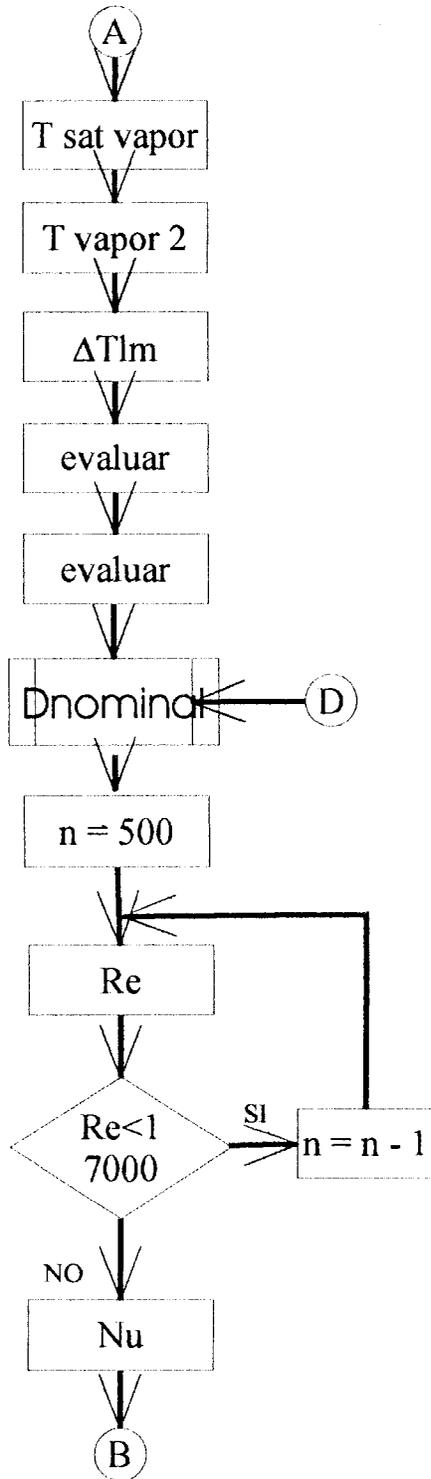


Figura 2.6.: Algoritmo básico del programa (continuación)

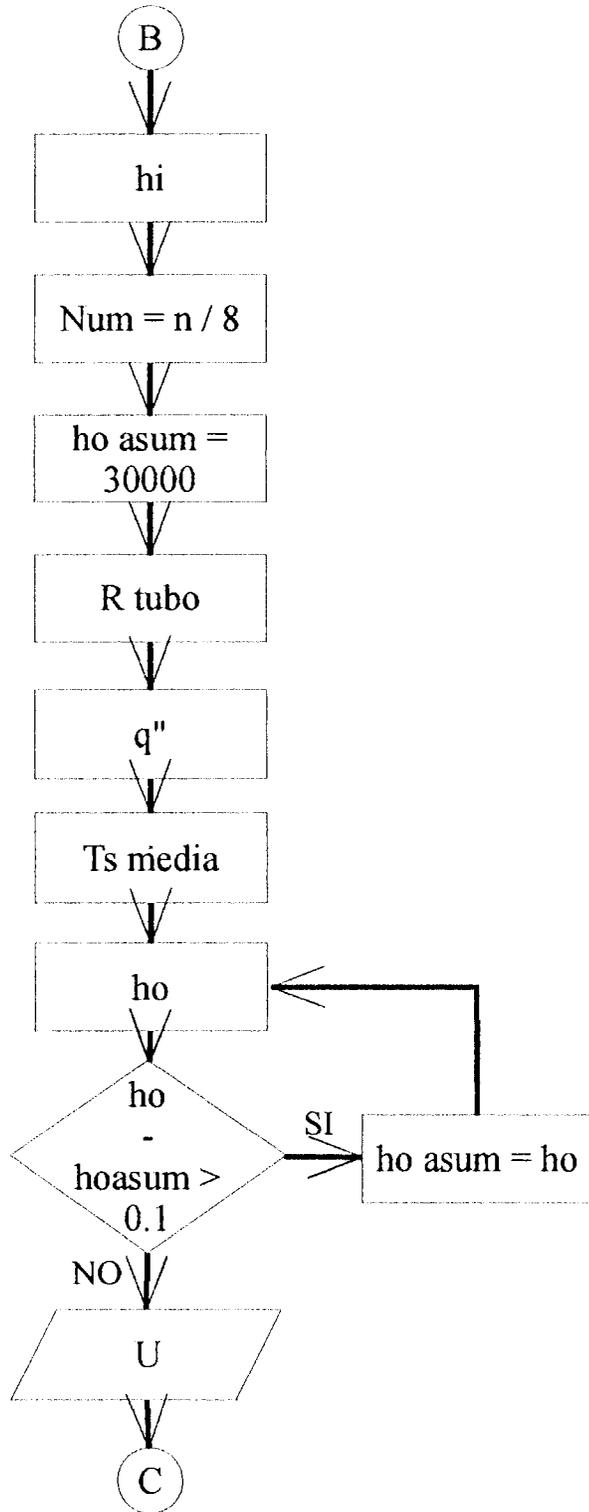


Figura 2.6.: Algoritmo básico del programa (continuación)

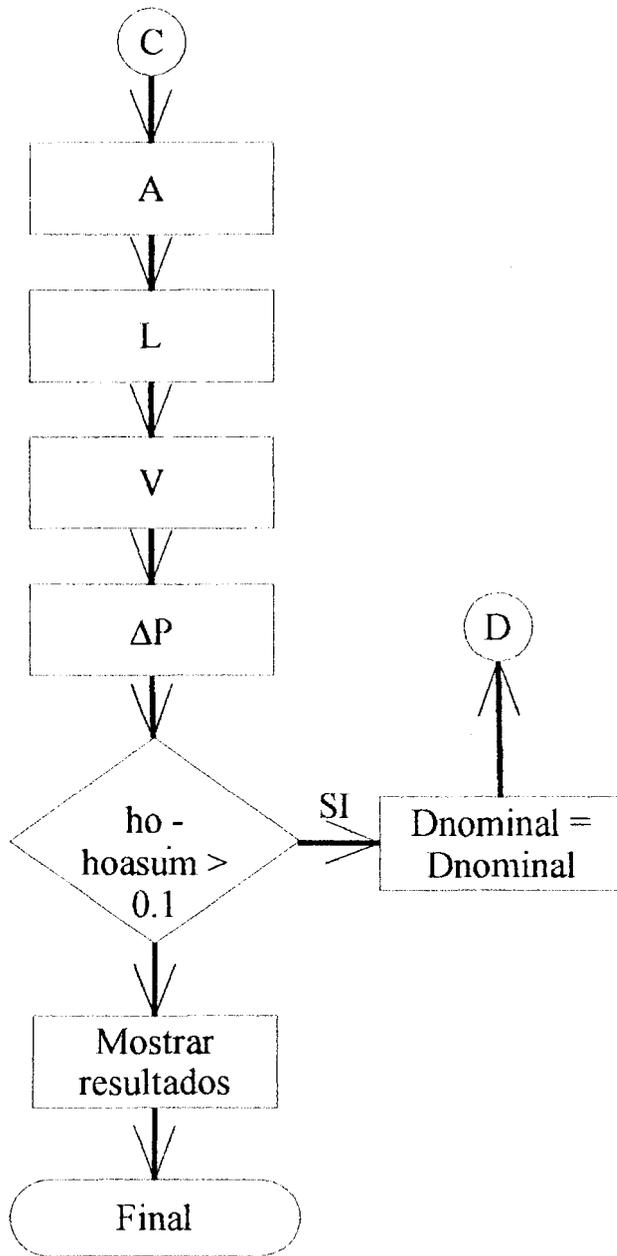


Figura 2.6.: Algoritmo básico del programa (continuación)

que el entorno del programa sea amigable al usuario y compatible con Windows 95 o Windows 98 (plataformas utilizadas al momento de la creación del programa).

El programa lleva como nombre “ICTC” (Intercambiador de Calor de Tubo y Coraza). En él, con el ingreso de tan solo cinco datos, se obtienen todos los resultados del diseño térmico del ICTC (como se ve en la siguiente sección).

El programa calcula automáticamente las propiedades termodinámicas y de transferencia de los fluidos que intervienen. Esto se hace a través de ecuaciones obtenidas por medio de interpolación polinómica de los datos que se encuentran en tablas de propiedades de los fluidos. Los errores máximos que estas fórmulas introducen son muy inferiores al uno por ciento (1%) en la mayoría de los casos, error que es similar al introducido por la interpolación lineal que se realiza al leer las tablas directamente.

Las siguientes fórmulas se dan a manera de ilustración, ya que el proceso de interpolación polinómica es simple y mecánico. Para el cálculo de la entalpía de vapor saturado en función de la presión, se desarrolló la siguiente fórmula:

$$h_g = 0.00004635 p^3 - 0.0061 p^2 + 0.9195 p + 1141$$

Esta fórmula, que es válida en el intervalo desde 20 psia hasta 165 psia, tiene un error máximo de 0.067%, siendo por tanto una excelente aproximación. La presión se expresa en psia y la entalpía en BTU/lbm. De igual manera se encontró ecuaciones para T_{sat} , h_f y demás propiedades, obteniéndose errores máximos similares.

La entalpía de vapor sobrecalentado se obtiene desarrollando varias ecuaciones en el rango entre 20 psia y 120 psia. Por ejemplo, la siguiente ecuación sirve para obtener la entalpía de vapor sobrecalentado a 40 psia:

$$h = 0.000332T^2 + 0.327T + 1059$$

El error máximo es de 0.0152% y la ecuación es aplicable entre 265.04 °F y 300 °F. La entalpía está en BTU/h y la temperatura en °F.

2.7. Corridas del Programa.

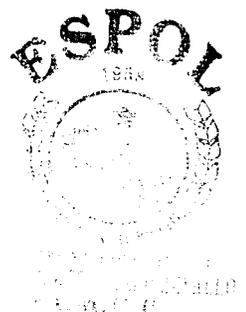
Desde la figura 2.7. hasta la figura 2.12 se muestran todas las pantallas que aparecen en el programa ICTC. Los datos que se encuentran en las mismas son los correspondientes al problema que se analiza en esta tesis (intercambiador de calor para digestor anaeróbico).

La figura 2.7. muestra la ventana de entrada o portada del programa. En ella aparece un gráfico diseñado exclusivamente para este programa, el logotipo del mismo, unos datos sobre el proyecto y el botón “Ingresar”.

Una vez que se ha oprimido el botón “Ingresar” aparecerá la pantalla de ingreso de datos (figura 2.8.). Esta ventana pide que se ingresen los datos para el flujo másico de agua, la temperatura de entrada del agua, la temperatura de salida del agua, la presión de la caldera y la presión de operación del ICTC. Si al oprimir el botón “Calcular”, algunos de los datos no se encuentra dentro del rango que el programa puede manejar, aparecerá un caja de mensaje indicando que existe un valor fuera de rango que debe ser ingresado nuevamente. Si todos los datos están dentro del rango permitido, al oprimir el botón “Calcular” aparecerá la ventana que muestra los resultados termodinámicos.

La ventana de resultados termodinámicos (figura 2.9.) muestra el calor a transferir y el flujo másico de vapor necesario para realizar el calentamiento del agua. El botón “Continuar” hará que aparezca la ventana de propiedades termodinámicas (figura 2.10.). Esta pantalla muestra las propiedades del vapor a la salida de la caldera, a la entrada del ICTC y a la salida del mismo. Oprimiendo el botón “Regresar” aparecerá nuevamente la ventana de resultados termodinámicos. Si en esta ventana se oprime el botón “Continuar”, aparecerá inmediatamente la ventana de resultados.

La ventana de resultados (figura 2.11.) contiene los resultados finales del diseño térmico: diámetro nominal de los tubos, número de tubos, longitud de los tubos y la caída de presión del lado de los tubos. Los resultados que aparecen en la ventana de la figura 2.11 son los correspondientes al ICTC para el digester anaeróbico. Si se oprime el botón “Otros resultados” aparecerá la ventana que contiene resultados (figura 2.12.) de los cálculos de transferencia de calor tales como diferencia de temperaturas media logarítmica, coeficiente convectivo interior, coeficiente convectivo exterior y coeficiente global de transferencia de calor. Oprimir el botón “Regresar” hará que aparezca nuevamente la ventana de resultados. Si se oprime el botón “Aceptar”, aparecerá la pantalla de ingreso de datos para poder calcular otro ICTC. Si se desea dejar de usar el programa, se debe oprimir el botón “X” en la esquina superior derecha del programa.



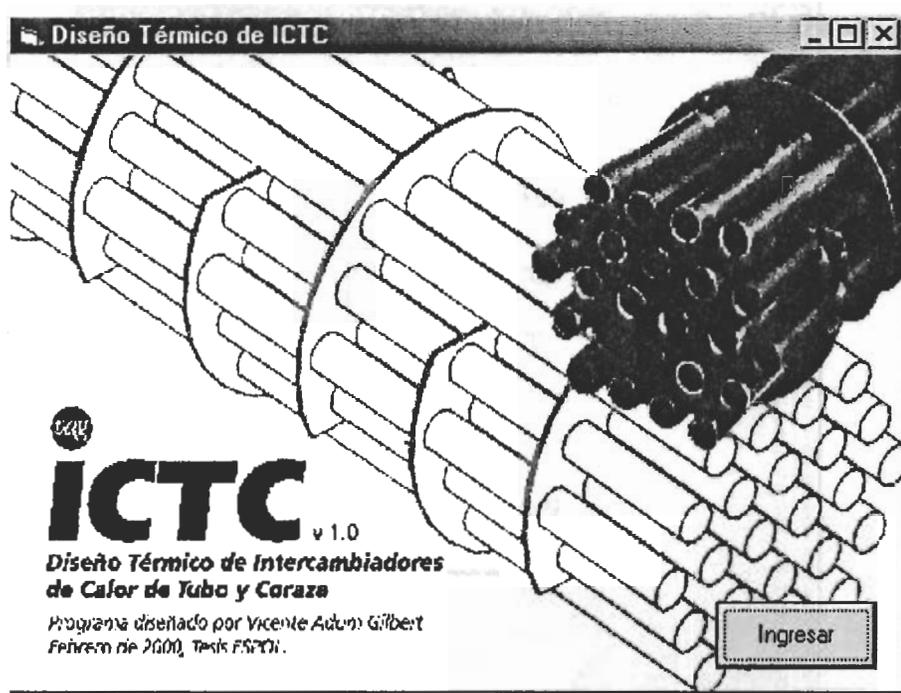


Figura 2.7.: Ventana de inicio del programa.

Diseño Térmico de ICTC - Ingreso de datos

Datos del agua:

\dot{m} agua = kg/s

T_e , agua = °C

T_s , agua = °C

Datos del vapor:

P caldera = psig

P operación = psig

Figura 2.8.: Ventana de introducción de datos.

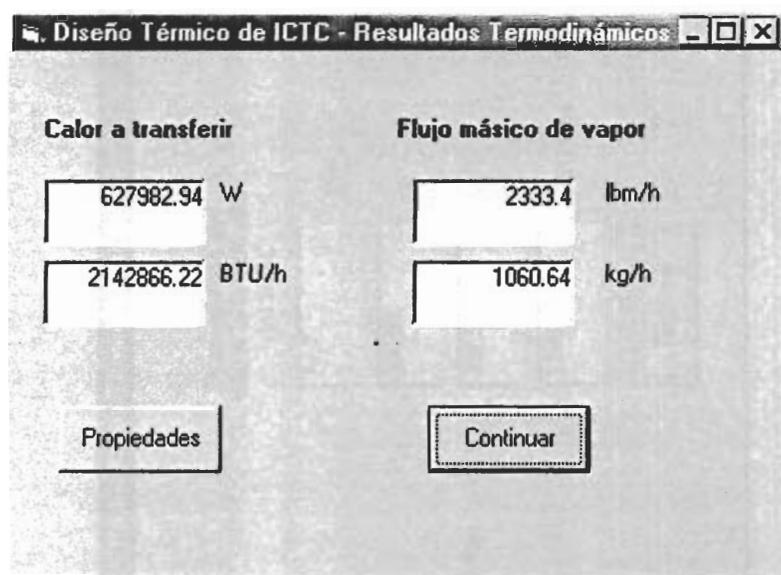


Figura 2.9.: Ventana de resultados termodinámicos.

Diseño Térmico de ICIC - Propiedades Termodinámicas

Propiedades del vapor a la salida de la caldera		Propiedades del vapor a la entrada del ICIC		Propiedades del vapor a la salida del ICIC	
P =	164.7 psia	P =	74.7 psia	P =	74.7 psia
T =	365.72 °F	T _{sat} =	308.51 °F	T =	308.51 °F
h =	1196.22 BTU/lbm	T _{sh} =	337.39 °F	h =	277.87 BTU/lbm
		h =	1196.22 BTU/lbm		

Figura 2.10.: Ventana de propiedades termodinámicas.

Diseño Térmico de ICTC - Resultados

D nominal tubos = inch.

Número de tubos =

Longitud tubos = metros

Caida de Presión = Pa

Figura 2.11.: Ventana de resultados.

The image shows a software window titled "Diseño Térmico de ICTC - Otros Resultados". It displays four rows of calculated values, each with a label, a numerical value in a text box, and a unit. At the bottom, there is a button labeled "Regresar".

DTlm =	122.71	°C
hi =	2444.97	W/m ² K
ho =	7272.54	W/m ² K
U =	1684.5	W/m ² K

Regresar

Figura 2.12.: Ventana de otros resultados.

DISEÑO ESTRUCTURAL DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR

3.1. Selección del Material de la Carcaza.

El acero que generalmente se utiliza para construcción de recipientes de presión e intercambiadores de calor es el ASTM A516 GR 70. Este es un acero al carbono que tiene una elevada resistencia última. Lamentablemente, este acero no está disponible en el mercado ecuatoriano, razón por la cual debe ser importado. Las propiedades del acero al carbono ASTM A516 GR 70 se detallan a continuación:

Límite de Proporcionalidad	38000 psi
Resistencia Última	70000 psi
Alargamiento	17%

El Código para Calderas y Recipientes de Presión de ASME establece que el esfuerzo permisible del ASTM A516 GR70 que debe utilizarse para realizar cálculos de espesores es de 17500 psi cuando la temperatura media de la superficie del recipiente está entre -20°F y 650°F . Siendo este el caso, se utilizará este valor en este trabajo.

El material para la fabricación de las patas es acero al carbono ASTM A36, acero típico para aplicaciones estructurales. Las patas se muestran en el plano S3 del anexo #4.

3.2. Cálculo del Espesor de la Carcaza.

Para calcular el espesor de pared de la Carcaza es necesario, primero, tener certeza del diámetro interior que esta tendrá. El diámetro de la carcaza debe ser tal que aloje dentro de ella la cantidad de tubos necesaria dispuesta en un arreglo determinado. Para este ICTC la disposición de los tubos se realizó en un programa de dibujo del tipo CAD y se determinó que el diámetro interior de la carcaza debe ser 312 mm.

Las carcazas de los ICTC generalmente son consideradas como cilindros de pared delgada para su análisis. Por los estudios de Mecánica de Sólidos se ha determinado que en cilindros de pared delgada el esfuerzo circunferencial es el doble del esfuerzo longitudinal. El Código para Calderas y Recipientes de Presión de ASME establece que la fórmula para calcular el espesor de pared, basada en el esfuerzo circunferencial y en términos del radio interior, es:

$$e = \frac{PR}{SE - 0.6P}$$

donde, P es la presión de diseño, R es el radio interior del recipiente, S es el esfuerzo permisible y E es la eficiencia de la junta soldada.

El autor de este trabajo recomienda que la presión que se debe utilizar para calcular este espesor mínimo de pared debe ser la presión de la caldera en vez de la presión de operación de ICTC. Esto se hace pensando en una posible falla de la válvula reductora de presión que se encuentra a la entrada del ICTC, caso en el cual la presión dentro del mismo sería muy cercana a la presión de la caldera. Debido a que no se utilizará control radiográfico, la eficiencia de la junta es del 70% (ASME). Con esto, los valores a introducir en la fórmula para el cálculo del espesor son:

$P =$	150 psig
$R =$	6.14"
$S =$	17500 psi
$E =$	0.7

Tomando esto en consideración, y reemplazando los valores en la fórmula se tiene que el espesor mínimo de pared debe ser de 0.076" o 1.92 mm. Sin

embargo, por seguridad, y tomando en cuenta la corrosión que se presentará en interior de la carcaza, se decide que el espesor de la pared sea 4 mm. El plano del cilindro de la carcaza diseñada se muestra en el anexo # 8 (plano S1-002).

3.3. Selección del tipo de tubo.

El diámetro del tubo fue seleccionado en el capítulo anterior. En esta sección es importante especificar claramente el tipo de tubo. Los tubos que se utilizan para ICTC no deben llevar costura. Por tanto, se especifica que el tubo de acero debe ser de $\phi 1''$ SCH.40 (cédula 40). Este tubo soporta hasta 700 psig de presión interna, lo que lo hace adecuado para este diseño, ya que no se espera que la bomba para circulación de agua proporcione una presión tan elevada. El acero del que está fabricado este tubo es ASTM A53 GRB.

Los tubos se venden comercialmente en longitudes de seis metros. Por tanto, es necesario cortarlos al tamaño indicado. Por esto, en el plano S4-002 del anexo #15 se expresa la longitud y el tipo de tubo.

3.4. Diseño de los Espejos.

No existe una teoría exacta que permita calcular el espesor que debe tener el espejo de un ICTC (una placa con muchos huecos) para soportar la presión interna. Sin embargo, se logra una buena aproximación al modelar el espejo como una placa plana circular de extremos fijos sometida a carga uniforme. El mayor esfuerzo que se presenta en este modelo es el esfuerzo radial en los extremos circulares. El espesor de pared se calcula, entonces, con la fórmula

$$e = \sqrt{\frac{3PD_{carcaza}^2}{16S}}$$

Reemplazando los valores en la fórmula se obtiene que el espesor mínimo del espejo debe ser 12.5 mm. El material usado para fabricar los espejos es acero al carbono ASTM A516 GR70. Los tubos de este ICTC serán soldados a los espejos. El espejo cumple también la función de brida al ser empernado con la tapa o cabeza del ICTC.

El diseño del espejo se presenta en el plano S1-001 del anexo #7. El con junto de la carcaza (muestra el cilindro y los espejos juntos) aparece en el plano S1 del anexo #2.

3.5. Diseño de los Desviadores.

Se decide colocar diez desviadores en el interior del ICTC, sólo para coincidir con la práctica general para el diseño de intercambiadores de calor. Este diseño es básicamente un condensador de vapor que funciona con trampa de vapor. En los ICTC en los que se utiliza trampas de vapor, el vapor está prácticamente en reposo dentro de la coraza, excepto en el momento en que se abre la trampa. Por tanto, el uso de desviadores es opcional. El diseño de los desviadores se muestra en el plano S4-001 del Anexo #14. El detalle de instalación de los desviadores se muestra en el plano D del anexo #6.

3.6. Diseño de Cabezas.

Las cabezas son las puertas de entrada y salida del agua que pasa por dentro de los tubos. Se decide que estas cabezas tenga forma troncoesférica porque este es el diseño preferido para intercambiadores de calor de este tipo. Las cabezas deben tener el suficiente espacio para alojar las conexiones de entrada y salida de líquido. Además, las cabezas deberán llevar una brida que les permita ser empernadas a la brida del espejo.

El espesor del cuello se diseña usando el mismo procedimiento utilizado para el diseño de la carcasa. En este caso, la presión de diseño es 100 psi ya que no se

espera una presión superior de la bomba de agua. Con esto, el espesor del cuello debería ser 1.28 mm. Sin embargo considerando la corrosión y por razones de manufactura y disponibilidad de material, se prefiere utilizar la lámina de 4 mm de acero ASTM A516 GR70.

El domo de las cabezas, que tiene forma troncoesférica, debe diseñarse utilizando la siguiente fórmula del Código para Calderas y Recipientes de Presión de ASME:

$$e = \frac{P L_r M}{2SE - 0.2P}$$

donde, P es la presión de diseño, L_r es el radio interior de la corona, S es el esfuerzo permisible, E es la eficiencia de la soldadura y M es un factor que depende de la relación entre L_r y el radio interior r del reborde y que se calcula de la siguiente forma:

$$M = \frac{1}{4} \left(3 + \sqrt{\frac{L_r}{r}} \right)$$

Los valores a introducir en estas fórmulas son:

$P =$ 100 psig

$L_r =$ 11.81''

$r =$	0.59"
$S =$	17500 psi (ASTM A516 GR 70)
$E =$	0.8

Utilizando estos datos en las fórmulas, el espesor mínimo que debería tener el domo es de 2 mm. Se utilizará lámina de 4 mm por corrosión y disponibilidad.

Las cabezas se fabricarán de lámina de acero al carbono ASTM A516 GR 70 de 4 mm de espesor. El conjunto de las cabezas se muestra en el plano S2 (anexo #3) y su despiece se muestra en los planos S2-001 al S2-003 (Anexos #10 al #12).

3.7. Diseño de los Sellos.

El diseño de los sellos se refiere a la selección del material de empaque que debe colocarse entre la brida del espejo y la brida de la cabeza y a la cantidad y tipo de pernos que deben ser colocados para garantizar la estanqueidad.

Los empaques seleccionados son juntas para intercambiadores de calor Chesterton. Para el diámetro de brida, las juntas tienen programada una

secuencia de apriete de 16 pernos $\phi 1/2''$ para garantizar la estanqueidad del intercambiador de calor. El material de las juntas es grafito flexible 199/459.

3.8. Diseño de las conexiones de Agua y Vapor.

La línea de vapor que llega al lugar donde se colocará este ICTC tiene un diámetro nominal de $\phi 1 \frac{1}{4}''$. Por tanto, la entrada y salida de vapor tendrán una rosca de $\phi 1 \frac{1}{4}''$ NPT. La línea de agua tiene un diámetro de $\phi 1''$. Los diseños de estas piezas se muestran en los planos S1-003 Y S2-004 de los anexos #13 y #9 respectivamente.

ANÁLISIS DE COSTOS

4.1. Listado de materiales

Una vez realizado el diseño se procede a realizar el listado de materiales que ha de comprarse para iniciar la construcción del equipo. El listado de materiales se muestra en la siguiente tabla.

CANTIDAD	DESCRIPCIÓN DEL MATERIAL
1	Plancha de acero ASTM A516 GR 70, 4 mm de espesor.
6	Tubos de acero ASTM A53 GR B, $\phi 1''$ SCH. 40.
1	Plancha de acero ASTM A516 GR 70, $\frac{1}{2}''$ de espesor.
32	Pernos de acero $\phi 1/2''$.
32	Tuercas de acero $\phi 1/2''$.
32	Arandelas de acero $\phi 1/2''$.
25 cm.	Barra de acero $\phi 2 \frac{1}{2}''$.

Tabla #3

Es necesario hacer notar que las dimensiones de las planchas comerciales de acero ASTM A516 GR 70 son 2440 x 1220 mm. Los tubos comerciales de acero se venden en una longitud de 6000 mm. No toda la plancha de ½" será usada, sin embargo, no es posible comprar en el mercado pedazos o fracciones de plancha.

4.2. Costo de Materiales.

En la tabla #4 se muestra el costo unitario y total de cada material. El costo total de los materiales es de \$482.35. El análisis del costo de materiales ha sido realizado en Dólares Norteamericanos ya que esta es una moneda mucho más estable que el Sucre.

4.3. Costo de Manufactura.

Para la construcción de este ICTC se requiere tres obreros: un soldador calificado, un ensamblador y un ayudante. Cada uno de estos obreros gana un sueldo diario de \$10.80. Para realizar la construcción del aparato se requerirá, al menos, 10 días laborables de ocho horas. Con estos datos, el costo de manufactura se estima en \$324.00.

COSTO DE MATERIALES INTERCAMBIADOR DE CALOR DE TUBO Y CORAZA

CANTIDAD	DESCRIPCIÓN DEL MATERIAL	COSTO UNITARIO	COSTO TOTAL
1	Plancha de acero ASTM A516 GR 70, 4 mm de espesor.	\$73.00	\$73.00
6	Tubos de acero ASTM A53 GR B, 1 1/2" SCH. 40.	\$21.84	\$131.04
1	Plancha de acero ASTM A516 GR 70, 1/2" de espesor.	\$218.80	\$218.80
32	Pernos de acero $\phi 1/2$ " con tuercas y arandelas.	\$0.93	\$29.76
2	Juntas Chestertone para Intercambiadores de Calor	\$12.00	\$24.00
25	Centímetros de Barra de acero $\phi 2 1/2$ ".	\$0.23	\$5.75

TOTAL COSTO MATERIALES = \$482.35

TABLA #4

4.4. Costo Total.

El costo total es la suma del costo de materiales y el costo de manufactura. Este valor asciende a \$806.35. El precio de venta de este ICTC debe, lógicamente, incluir un cierto margen de ganancia. Equipos importados similares en el mercado se cotizan alrededor de los \$3000. El autor de este trabajo cotizó este ICTC en \$1980.

CONSTRUCCIÓN DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR

5.1. Corte de los tubos.

Los tubos comerciales, y en general, todos los perfiles metálicos, ya sean estos laminados o doblados se obtienen en el mercado en tramos de seis metros. Por esto, es necesario cortarlos a la medida que el diseño requiere. A pesar de que el resultado del diseño térmico indica que la longitud de los tubos debe ser de 1510 mm, esto es impráctico, ya que se desperdiciaría un pedazo de tubo de ~~1470~~ mm. Por tanto, se decide cortar en tramos de 1500 mm. Esto no modificará en absoluto la temperatura de salida del agua. En el plano S4-002 se lee que la longitud del tubo que se colocará dentro del ICTC debe ser de 1500 mm.

La operación se realiza fijando el tubo en las mordazas de una prensa de banco y corte se logra por la utilización de una sierra manual o una cortadora de tubos. En ambos casos, el corte puede ser realizado por un solo obrero.



Figura 5.1...: Corte de tubos con sierra.

Para este intercambiador son necesarios 24 tubos de 1500 mm. En la figura 5.1. se aprecia al obrero durante la operación de corte con sierra manual y prensa de banco.

5.2. Fabricación de la coraza.

La coraza se fabrica a partir de lámina de acero al carbono ASTM A516 GR 70 de 4 mm de espesor. En el anexo #2 (plano S1) se muestra un subconjunto del cuerpo del intercambiador de calor. En él aparece la coraza como un elemento constitutivo. En el anexo # 8 (plano S1-002) se muestra el dibujo de la coraza o carcasa.

Para convertir una lámina de acero en un tubo o cilindro es necesario utilizar una máquina conocida como roladora. La roladora disponible en el taller donde se fabricó este ICTC tiene un ancho máximo de 1500 mm y sirve para rolar láminas de hasta 6 mm de espesor. La longitud de la carcasa es de 1486 mm y su espesor, como ya se mencionó, es de 4 mm, lo cual permite el uso de dicha roladora.

Para poder rolar una lámina a un diámetro determinado es necesario expresar el desarrollo que su circunferencia tiene al ser extendida en el plano. Considerando

que esta circunferencia no es tan solo una línea sino que tiene un espesor dado, es necesario expresar el desarrollo de la fibra neutra, es decir, aquella que no experimenta alargamiento o acortamiento en su longitud. Una buena aproximación a esta fibra neutra es la fibra media, aquella cuyo diámetro es exactamente la mitad entre el diámetro exterior e interior de la carcaza. Para encontrar este diámetro se suma el diámetro interior de la carcaza más el espesor de la misma. Así,

$$D_{\text{fibramedia}} = D_{\text{interior}} + e$$

El desarrollo se encuentra multiplicando el diámetro de la fibra media por π . Así, el desarrollo exacto es 992.75 mm. Este valor debe ser redondeado a 993 mm ya que los instrumentos que se utilizan para medir longitudes de planchas carecen de precisión de décimas y centésimas de milímetro.

La lámina (1486 x 993 x 4 mm) es introducida a la roladora por el lado de longitud 1486 mm. Los rodillos deben ser ajustados sucesivamente hasta lograr el diámetro deseado. Una vez logrado el diámetro, el tubo es retirado de la roladora por un costado.

Para soldar la carcaza, primero debe colocarse puntos de soldadura en los extremos, en la mitad y a intervalos regulares (200 mm aproximadamente) de la

costura. Esto se hace para evitar que la ranura en la cual hay que depositar la soldadura se abra por efecto del calor a medida que la soldadura avanza. Si no se hiciera esto, el resultado sería un tubo de diámetro irregular, lo que acarrearía problemas al momento de realizar el ensamblaje final.

El tipo de junta adecuado para este espesor es a tope. La unión se realiza mediante el proceso de soldadura al arco con electrodo revestido. El electrodo revestido utilizado es el E7018.

En la figura 5.2. se muestra la carcasa una vez rolada. Al momento de tomarse la foto, la unión soldada no había sido realizada, pero ya habían sido colocados los puntos de soldadura.

5.3. Fabricación de los desviadores.

Para fabricar los diez desviadores de este ICTC, la lámina de acero de 4 mm de espesor debe ser marcada con un compás cuyo radio debe ser 5 mm mayor al que indica el plano S4-001 del anexo #14. Esto se hace para dar una cierta tolerancia para el oxicorte. Diez círculos completos son cortados de la lámina en forma manual con un soplete de oxicorte. En la figura 5.3. se observa a un obrero realizando el marcado con compás.



Figura 5.2.: Coraza rolada.



Figura 5.3...: Trazado de desviadores con compás sobre plancha de acero.

Una vez que han sido cortados los diez discos, estos se colocan cara contra cara y son soldados por el canto y en dirección axial unos con otros en al menos cuatro lugares. Esto se hace para crear un “bloque” que permita realizar las perforaciones en los desviadores al mismo tiempo y que en todos ellos éstas sean iguales.

Para realizar las perforaciones es necesario marcar una plantilla que contenga los centros de cada agujero en uno de los círculos que se encuentran en los extremos del bloque. Esta plantilla se realiza con rayadores y debe ser muy precisa, ya que de su precisión depende el éxito de las piezas que se están fabricando.

Una vez realizada la plantilla, el bloque es colocado en la mesa de un taladro de banco y es sujeta por varias prensas. Se procede a realizar los agujeros empezando con una broca $\phi \frac{1}{4}$ ". Una vez realizados todos los huecos con la broca $\phi \frac{1}{4}$ ", se agrandan los agujeros con una broca de $\phi \frac{1}{2}$ " y así sucesivamente con brocas de $\phi \frac{3}{4}$ ", $\phi 1$ ", $\phi 1 \frac{1}{4}$ " hasta llegar a diámetro final de los agujeros de $\phi 1 \frac{3}{8}$ ".

Cuando todos los agujeros han sido taladrados hasta el diámetro final se procede a separar el bloque. Esto se logra esmerilando los cordones de soldadura

realizados en el canto hasta su desaparición total. En la figura 5.4. se muestra un grupo de desviadores una vez que han sido separados del bloque.

El canto de cada desviador debe ser redondeado en el torno. Esta operación es un trabajo simple de tornero.

Finalmente, cada desviador debe ser cortado como indica el plano. Este corte se realiza individualmente en una cizalla hidráulica con capacidad de corte de hasta 6 mm.

5.4. Fabricación de los espejos.

Los espejos son fabricados a partir de lámina de acero al carbono ASTM A516 GR 70 de 12.7 mm de espesor. Dos discos de 480 mm de diámetro son trazados sobre la lámina y posteriormente son cortados por medio de oxicorte.

Cada disco es llevado al torno para que su canto sea redondeado individualmente hasta el diámetro que el plano indica. Posteriormente, los discos son colocados uno contra otro y son soldados axialmente por el canto en cuatro puntos. Esto se hace para poder realizar las perforaciones en el taladro de tal manera que los agujeros de uno y otro queden “casados”. Igualmente, las bridas de las tapas

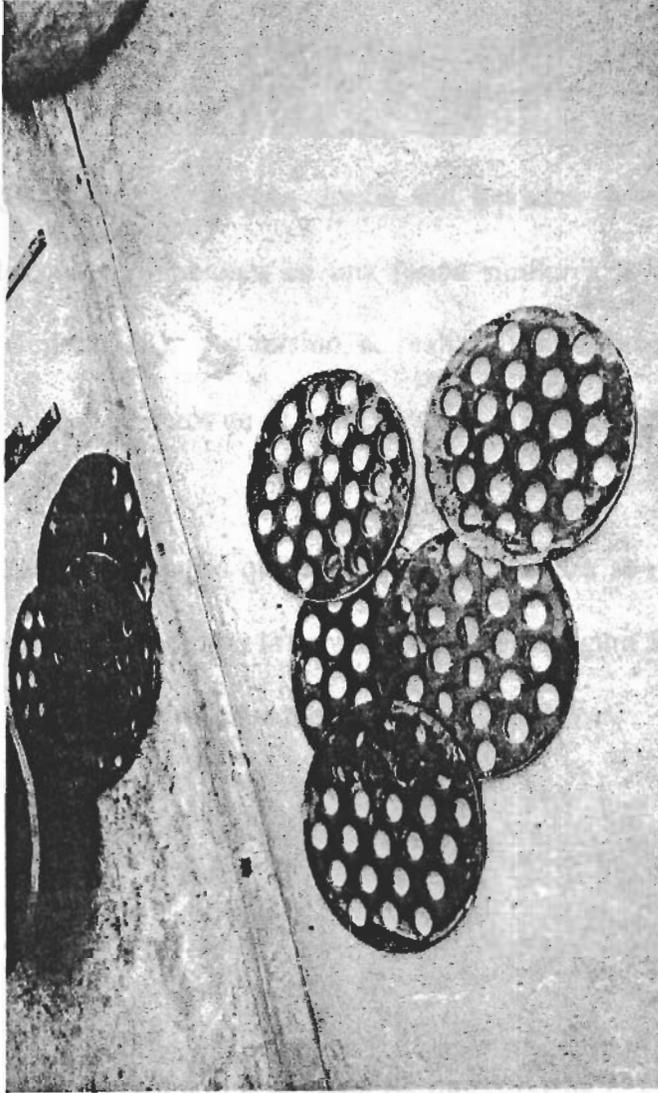


Figura 5.4.: Desviadores antes de realizar el corte.

(cuya fabricación se explica en la siguiente sección) son “botoneadas”, es decir, soldadas en cuatro puntos a los espejos para poder “casar” los huecos de los pernos que apretarán la brida de la tapa contra el empaque y el espejo, evitando la fuga de líquido desde el interior (detalles en la siguiente sección).

Una plantilla de los centros de los agujeros es trazada sobre la cara de uno de los discos (Figura 5.5.). Ambos discos son llevados al taladro de banco para realizarles las perforaciones en una forma similar a la descrita en la sección anterior (Figura 5.6.). Así mismo, se realizan las perforaciones de la tapa de la brida (dieciséis agujeros de $\phi 13$ mm).

En la cara de los espejos que enfrentará a la carcasa se maquina una guía que servirá para poder encastrar la coraza en el espejo (Figura 5.7.). En la Figura 5.7. la pieza terminada se muestra montada sobre el torno.

5.5. Fabricación de las tapas.

En el anexo # 3 se muestra el plano S2 que contiene el conjunto de la tapa del ICTC. La tapa está formada por cuatro partes soldadas: domo, cuello, brida y neplo.

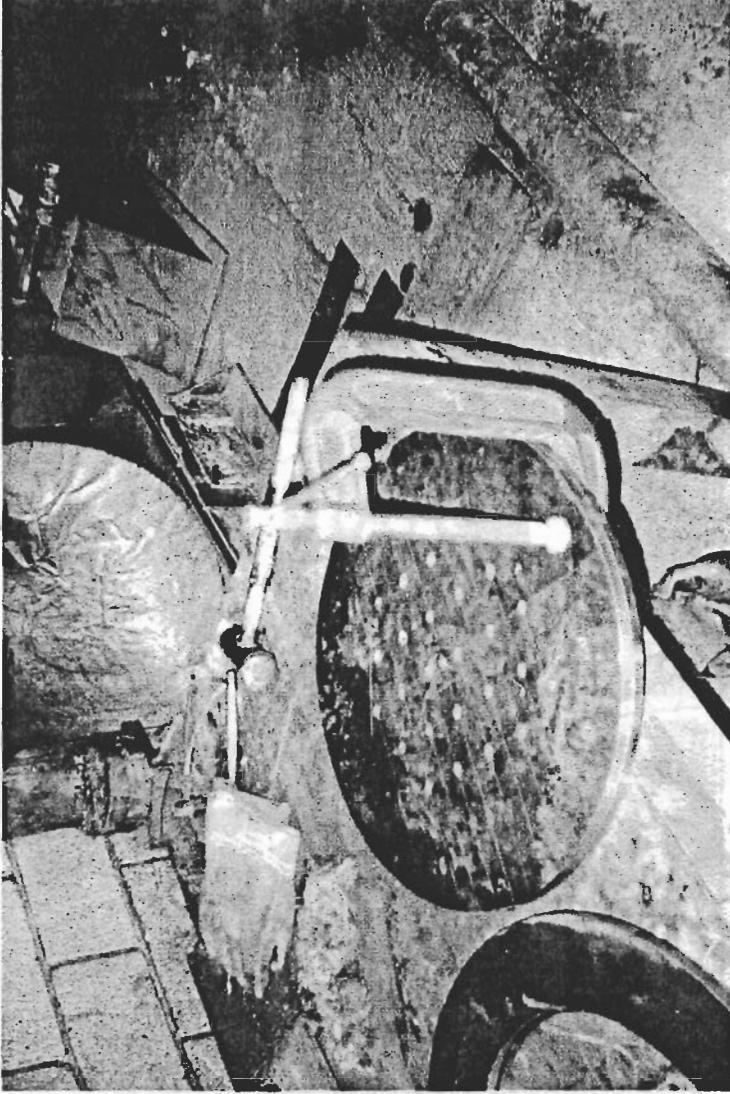


Figura 5.5.: Plantilla para perforación de agujeros en espejo

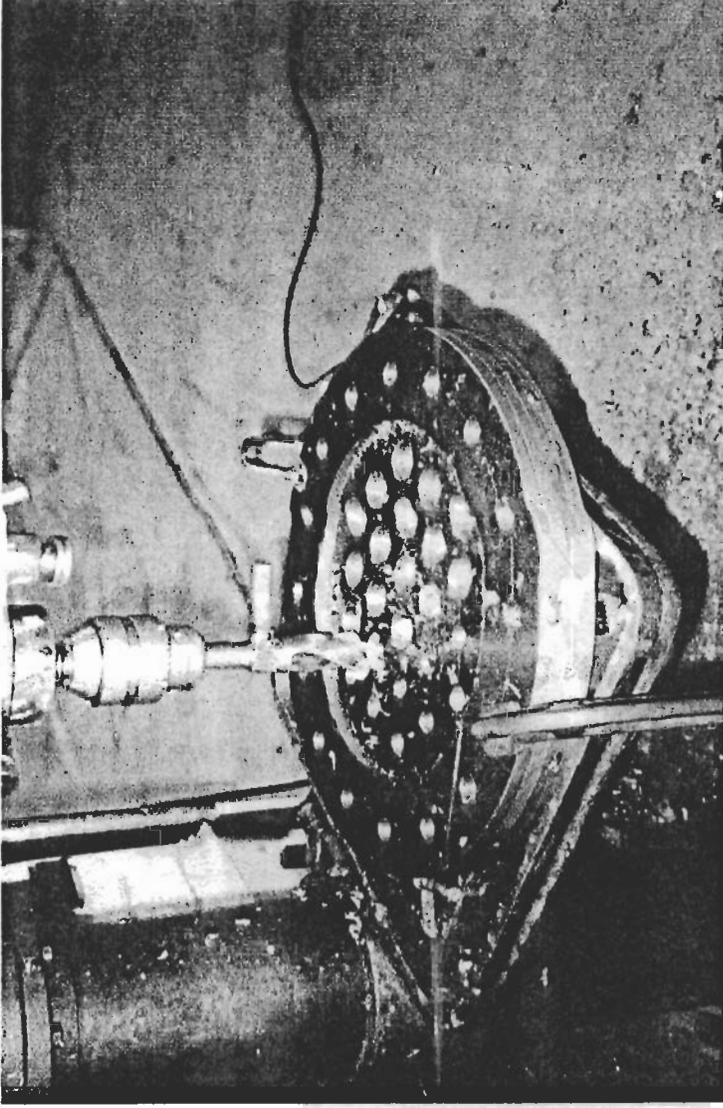


Figura 5.6.: Perforación de los agujeros en el espejo.

de acero al carbono
e procede a darle la
a matriz de curvado

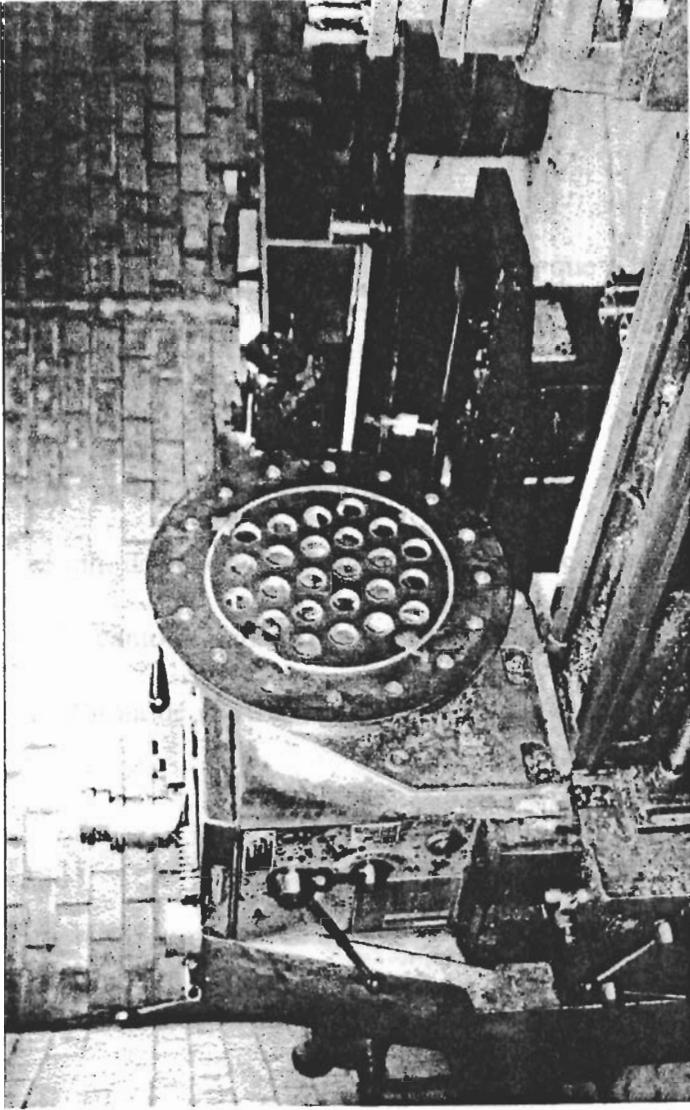


Figura 5.7.: Espejo terminado montado sobre el torno.

El domo se fabrica a partir de lámina de acero al carbono ASTM A516 GR 70. Una vez que el disco ha sido cortado, se procede a darle la forma esférica en una prensa hidráulica. Esto se hace con una matriz de curvado de 300 mm de radio. Cuando el curvado ha sido realizado, es necesario rebordear el extremo del domo. Esto se realiza en una máquina especial llamada rebordeadora de domos o pestañadora. El radio del reborde es de 15 mm.

El cuello se fabrica rolando una lámina de acero que contenga el desarrollo del mismo.

Para fabricar las bridas es necesario trazar coronas circulares sobre lámina de acero de 12 mm de espesor. Posteriormente se oxycorta como se muestra en la figura 5.8. El canto de cada brida debe ser redondeado y cada cara refrentada en el torno. La forma de realizar los agujeros de las bridas se explicó en la sección anterior.

La fabricación de los neplos es un trabajo de tornero y se explica en la siguiente sección.

Una vez que todas las piezas están listas, se procede a soldarlas. Primero, se debe soldar el cuello contra el domo (Figura 5.9.). En este caso se utilizó electrodo E7018.



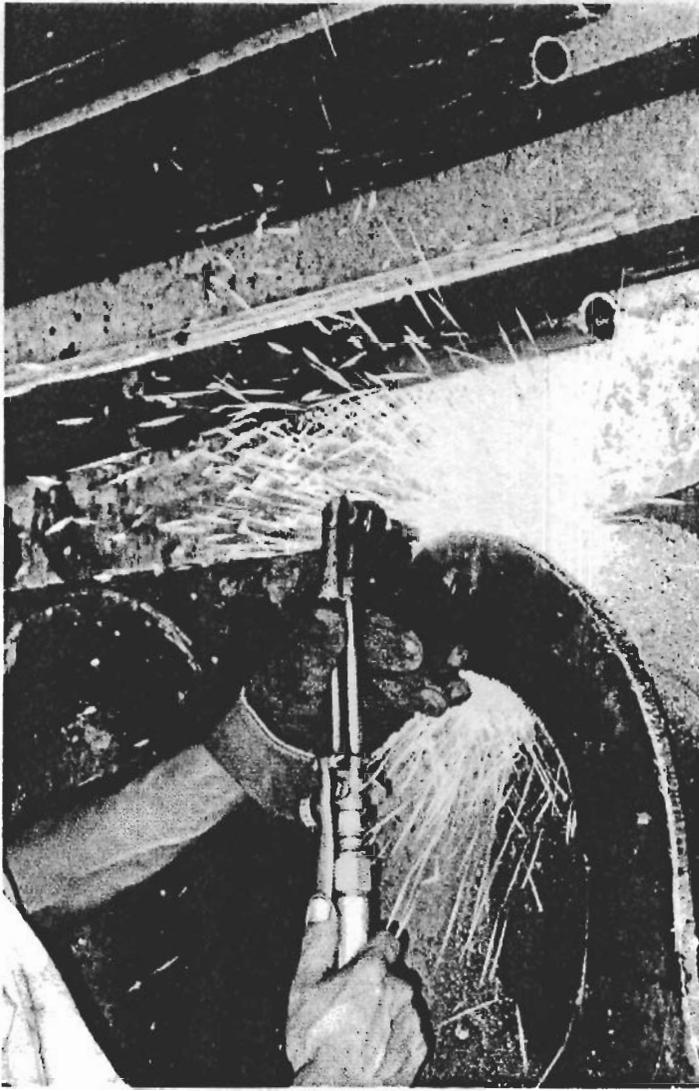


Figura 5.8.: Oxicorte de bridas lados

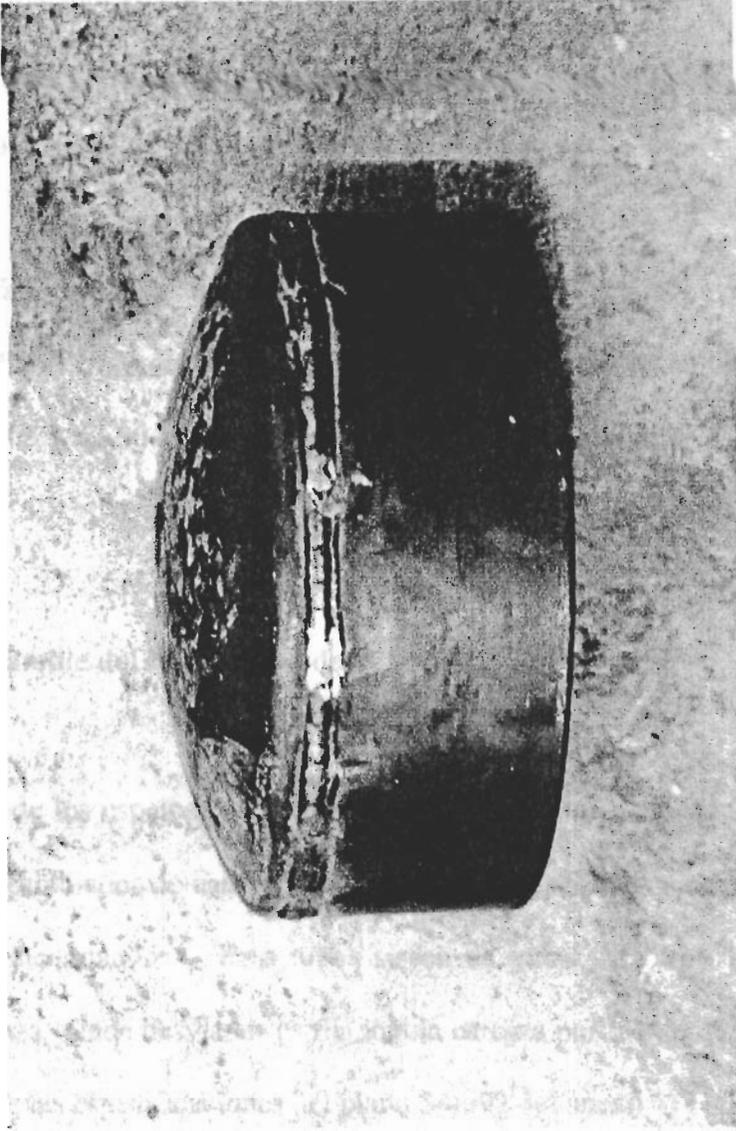


Figura 5.9.: Domo y cuello de tapa soldados.

La brida es unida por medio de ocho puntos de soldadura al cuello. Ésta no debe ser soldada totalmente al cuello sino hasta el ensamble final para evitar deformaciones de la cara de la brida por el aporte de calor de la soldadura.

5.6. Fabricación de las conexiones de vapor y agua.

La fabricación de las conexiones de vapor y agua se realiza en el torno a partir de varilla de transmisión. Las piezas terminadas lucen como lo muestran los planos S1-003 y S2-004 de los anexos #9 y #13 respectivamente.

5.7. Ensamble del intercambiador.

Uno de los espejos es fijado por medio de puntos de soldadura a la carcasa del intercambiador de calor. Una vez realizado esto, se coloca cuatro tubos dentro del intercambiador. Estos tubos sirven de guías para fijar los desviadores a la carcasa. Cada desviador es fijado a la carcasa por medio de puntos de soldadura según las especificaciones del plano S4-002 del anexo #15

Cuando todos los desviadores han sido fijados, el otro espejo debe ser fijado también utilizando los tubos guía. La fijación se realiza, así mismo, por medio

de puntos de soldadura. Sólo por razones didácticas se incluye en este trabajo fotos del haz de tubos completo, mostrando los tubos y los desviadores (Figura 5.10. y 5.11.).

Ahora, todos los tubos del ICTC son soldados completamente a los espejos utilizando electrodos E7018.

Una vez que se ha ensamblado el cuerpo del ICTC, las tapas deben ser empernadas a este con el fin de realizar la soldadura, tanto de la brida contra el domo como del espejo contra la coraza (Figura 5.12.). Con esto se evita deformaciones de las caras de la brida y el espejo que alojarán el empaque o sello. La soldadura se realiza con electrodo E7018. Las conexiones de entrada y salida de vapor de agua son soldadas en una forma similar.

Cuando se ha enfriado la soldadura, las tapas son retiradas y los empaque, que deben estar listos para su colocación, son puesto entre las tapas y los espejos. Las tapas son empernadas nuevamente dejando listo el ICTC para el proceso de pintado. En la figura 5.13. se muestra una foto del ICTC antes del proceso de pintado.

5.8. Pintado.

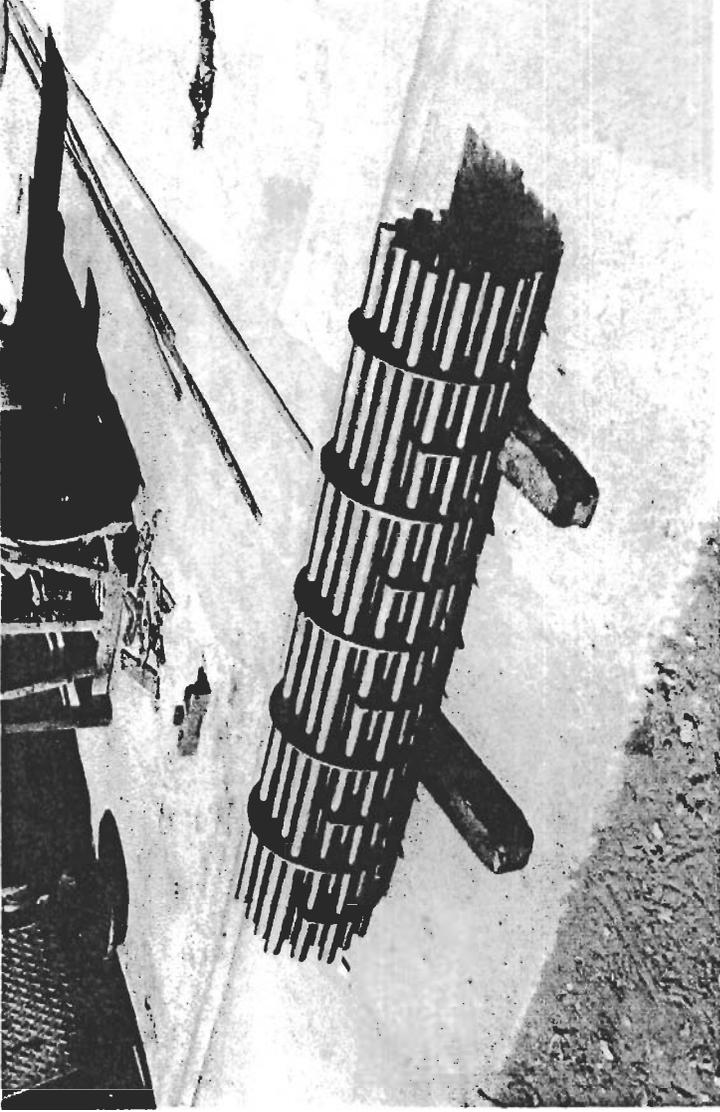


Figura 5.10.: Haz de tubos.

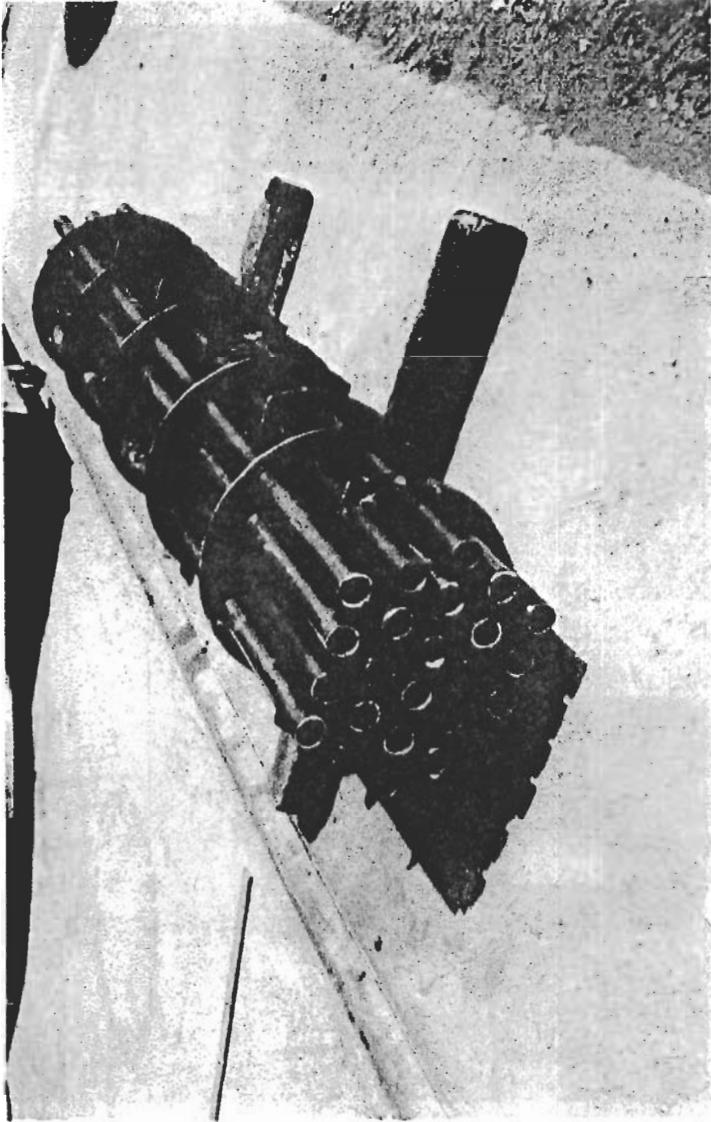


Figura 5.11.: Haz de tubos.

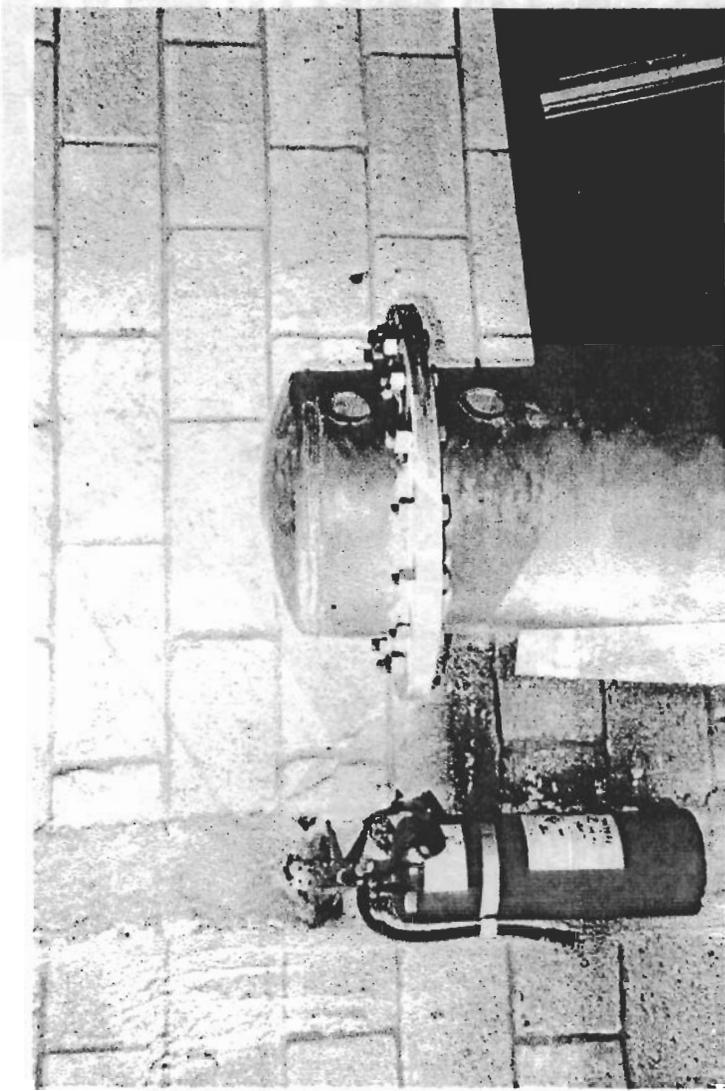


Figura 5.12.: Tapa completa empernada a la coraza.

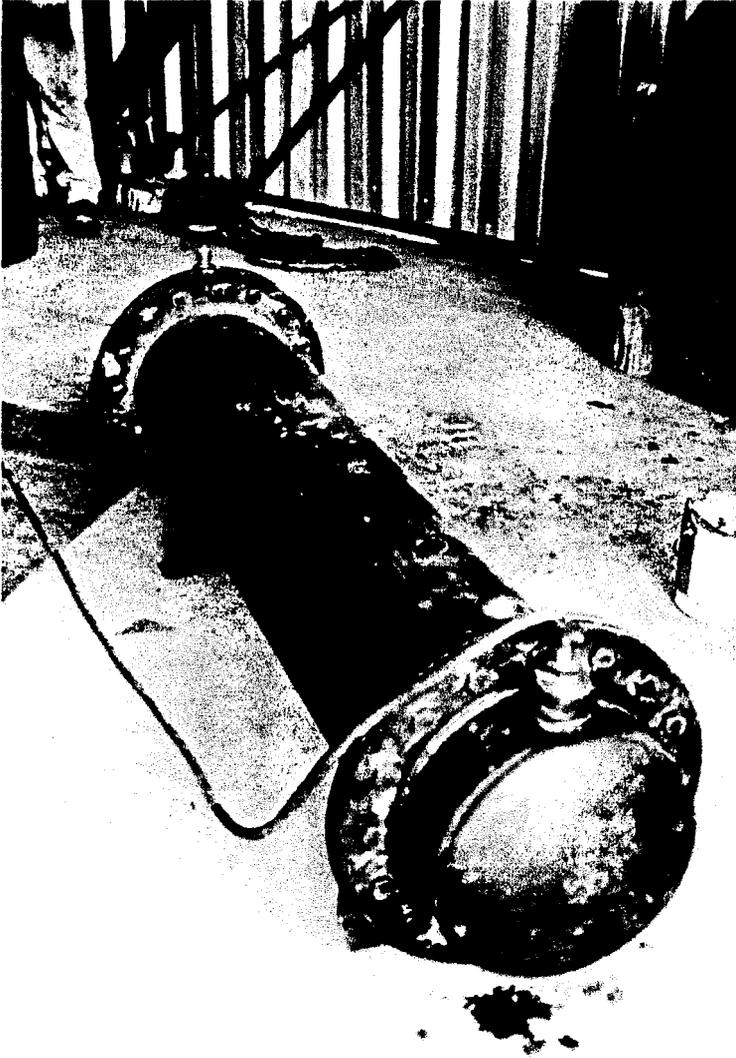


Figura 5.13.: Intercambiador de calor ensamblado, antes del proceso de pintado

Para la aplicación de la pintura es necesario realizar un chorreado abrasivo seco (Sandblasting) hasta el grado SSPC-SP10 (metal casi blanco) para remover la calamina, eliminar el óxido y proveer una superficie con mayor adherencia. Luego, la superficie es recubierta con dos capas de pintura anticorrosiva y finalmente se aplica una capa de esmalte brillante para el acabado.

Los fondos y esmaltes anticorrosivos pueden soportar temperaturas de hasta 150°C, lo que las hace adecuadas para este uso.

Las figuras 5.14. y 5.15. se muestra el intercambiador terminado.

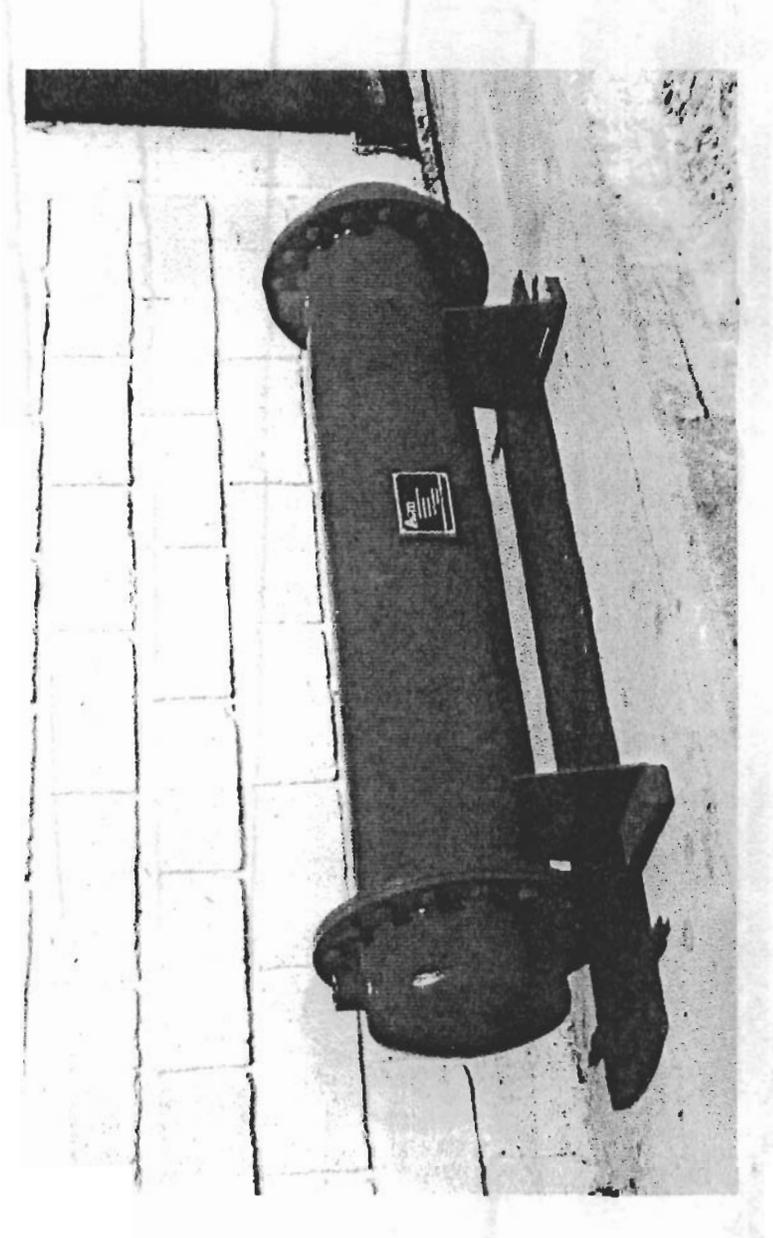


Figura 5.14.: Intercambiador de calor terminado.

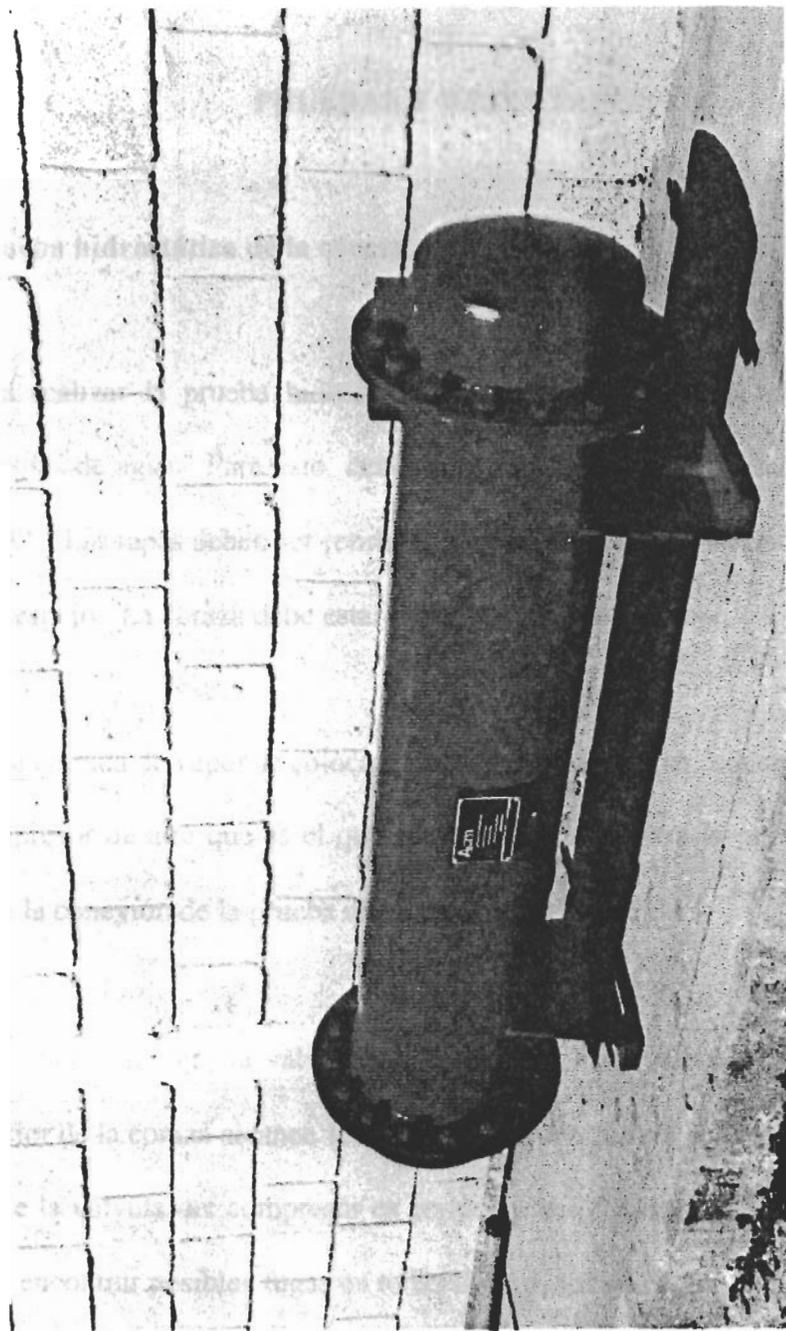


Figura 5.15.: Intercambiador de calor terminado.

PRUEBAS Y RESULTADOS

6.1. Prueba hidrostática de la coraza.

Para realizar la prueba hidrostática de presión, la coraza del ICTC debe ser llenada de agua. Para esto, debe colocarse un tapón en la salida de vapor del ICTC. Las tapas deben ser retiradas para poder observar la unión entre los tubos y el espejo. La coraza debe estar llena de agua hasta el tope.

En la entrada de vapor se coloca un adaptador para poder conectar la coraza a un compresor de aire que es el que provee la presión para la prueba. El esquema para la conexión de la prueba se muestra en la Figura 6.1.

Lentamente se abre la válvula del compresor hasta hacer que la presión en el interior de la coraza alcance 150 psig. Una vez que se ha alcanzado esta presión y que la válvula del compresor es cerrada, debe realizarse una inspección visual para encontrar posibles fugas en todas las uniones soldadas.

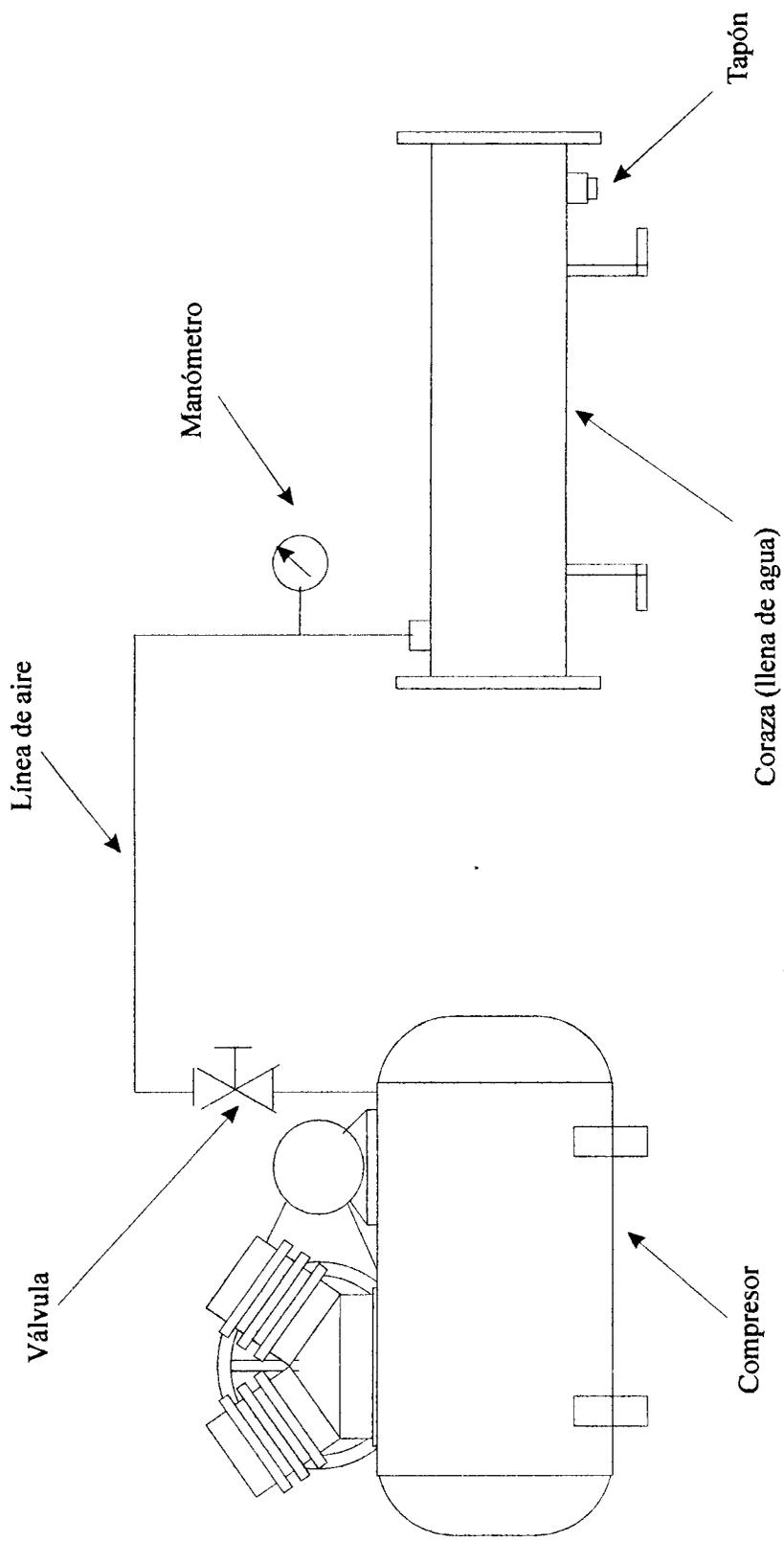


Figura 6.1.: Esquema de conexiones para prueba hidrostática de la coraza.

Además de la inspección visual, debe esperarse un tiempo determinado, en este caso dos horas, para constatar que la presión dentro de la coraza no ha disminuido. De esta manera se comprueba la ausencia de fugas.

6.2. Prueba hidrostática de los tubos.

El esquema para la realización de la prueba hidrostática de los tubos se muestra en la figura 6.2. Las tapas deben estar colocadas y ajustadas correctamente.

El objetivo principal de la prueba hidrostática del lado de los tubos es verificar que no existan fugas en las uniones soldadas de la tapa y en el empaque.

La presión de esta prueba debe ser también de 150 psig y debe seguirse un procedimiento similar al explicado en la sección anterior. Los tubos y las tapas deben estar llenos de agua. Una vez alcanzada la presión, se realiza una inspección visual para descartar la presencia de fugas.

También deberá esperarse dos horas para constatar que no ha habido una disminución en la presión.

6.3. Prueba de operación.

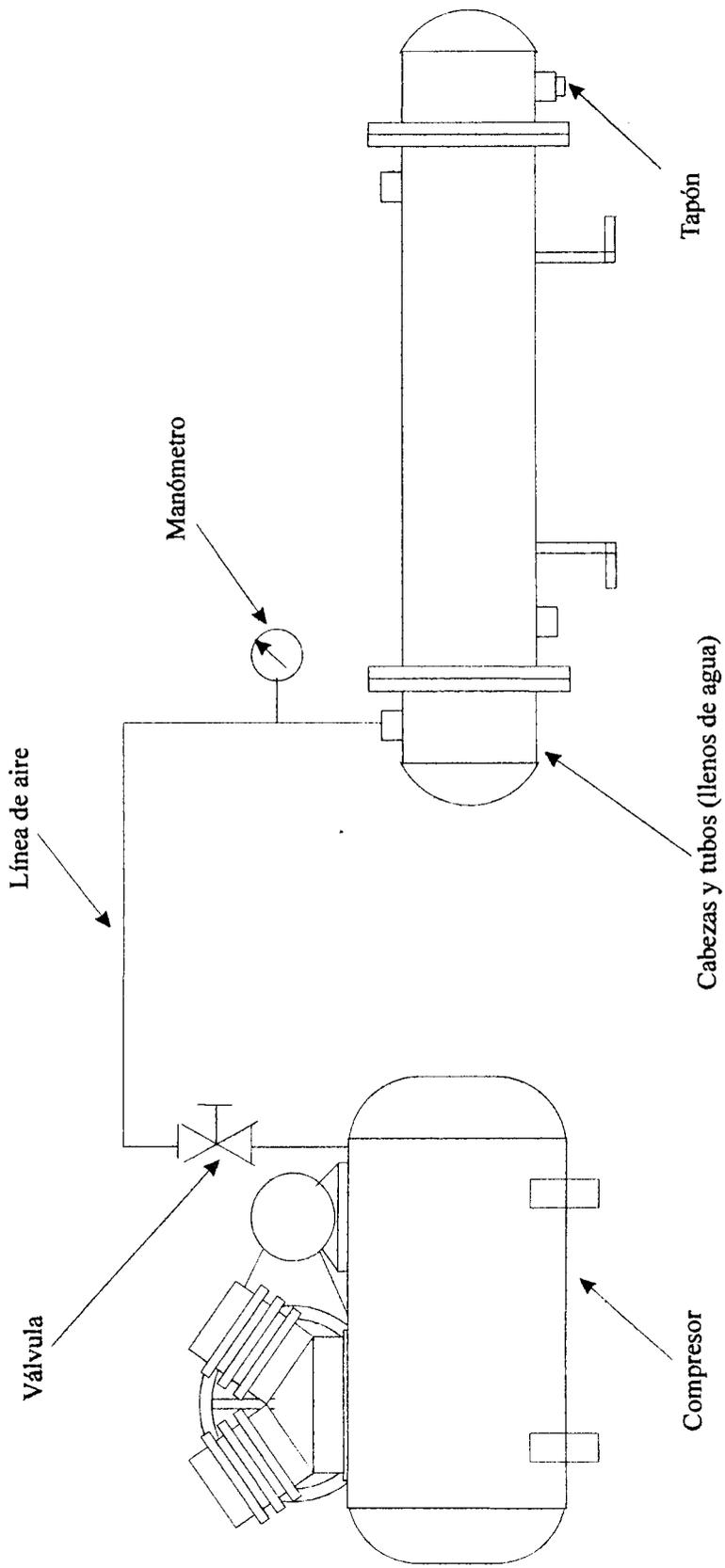


Figura 6.2.: Esquema de conexiones para prueba hidrostática de los tubos.

El esquema para la prueba de operación se muestra en la figura 6.3. La prueba se realizó bajo condiciones reales, utilizando un generador de vapor de 100 HP, un tanquero de 40 m³ para suministro de agua, una cisterna de 20 m³ como sumidero, medidores de flujo de agua, trampa de vapor, válvulas reductoras de presión, válvulas de globo, termómetros y manómetros.

La prueba consiste en medir la temperatura de salida del agua del ICTC a intervalos de tiempo de cinco minutos, durante una hora, una vez que se ha fijado el flujo y presión de vapor, el flujo de agua y demás parámetros fijados en este trabajo.

Los resultados de esta prueba se muestran en la sección 6.4. (resultados).

6.4. Resultados.

Los resultados del diseño térmico asistido por computadora y del diseño estructural se encuentran especificados completamente en los planos que se muestra en los anexos.

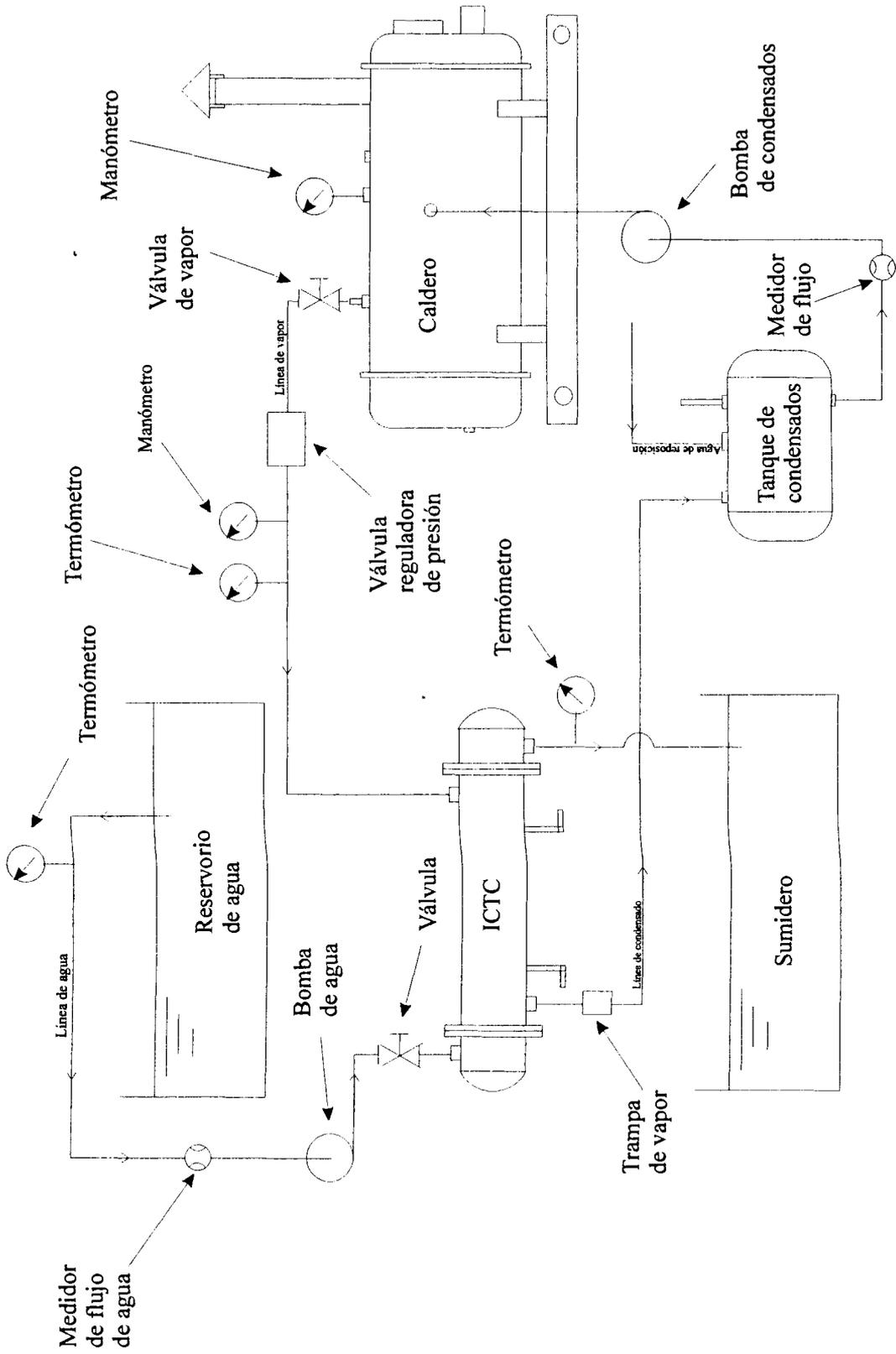


Figura 6.3.: Esquema de conexiones para prueba de operación.

El método de construcción permitió terminar los trabajos en diez días, incluyendo el chorreado abrasivo seco y la pintura. Las pruebas hidrostáticas fueron superadas con facilidad por el ICTC ya que no se apreció fugas de agua, deformaciones ni disminución de la presión en el tiempo indicado. El acabado, tanto de la soldadura como de la pintura es excelente.

En la figura 6.4. se muestra los resultados de la prueba de operación. A partir de estos datos se obtiene el valor medio de la temperatura. El valor medio de la temperatura es de 52.94°C .

6.5. Análisis de resultados.

La temperatura promedio obtenida durante la prueba de operación del ICTC es superior, pero cercana, a la temperatura esperada de 50°C . La diferencia es de 2.94°C . Esta diferencia con respecto al valor calculado es producto, seguramente, del error introducido por la utilización de correlaciones empíricas, como la de Dittus-Boelter para el cálculo del coeficiente interno de transferencia de calor, que pueden presentar errores de hasta el 25%. Por tanto, se esperaba una diferencia de este tipo.

PRUEBA DE OPERACIÓN: TEMPERATURA SALIDA AGUA VS. TIEMPO

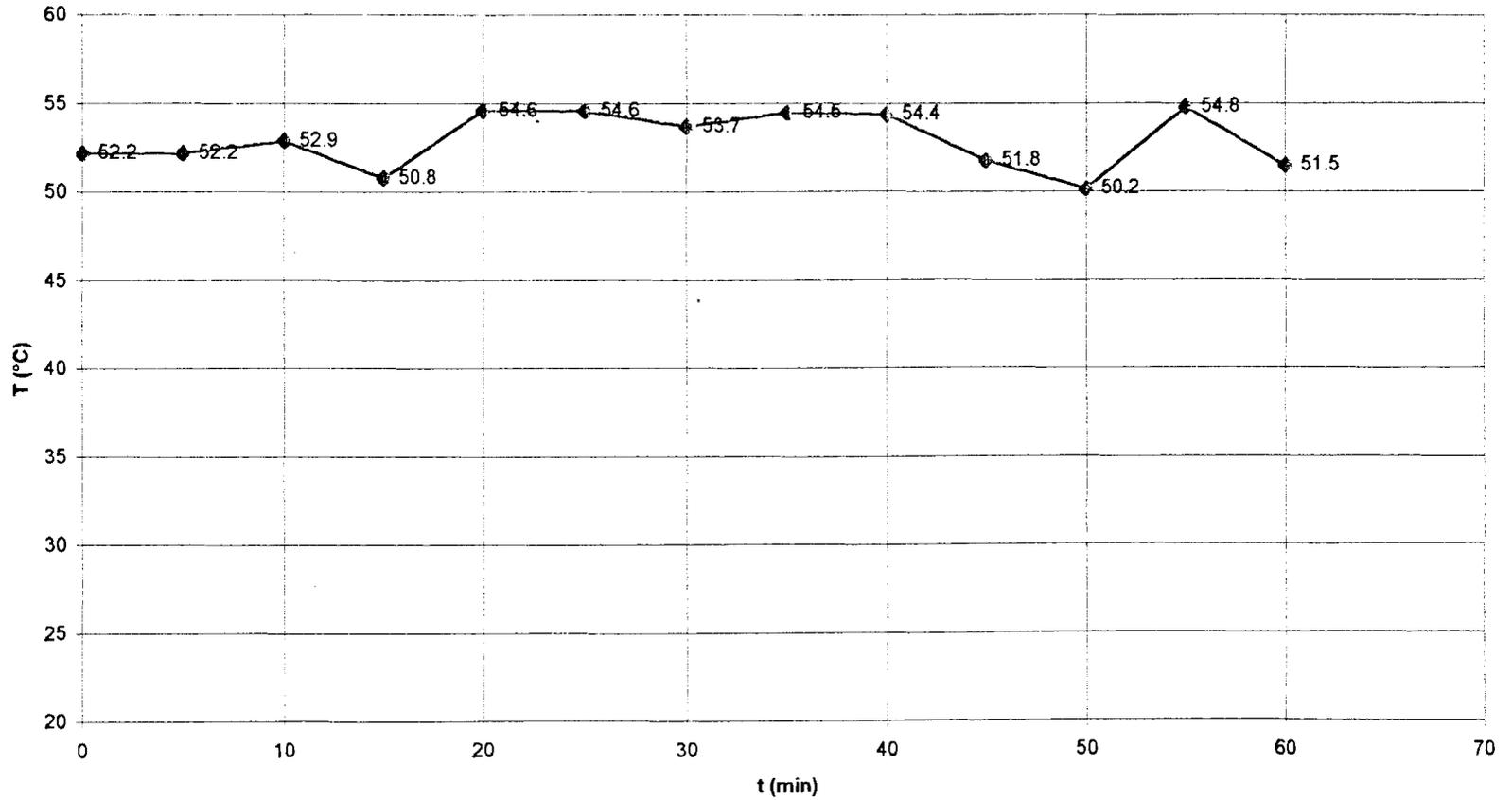


Figura 6.4.: Prueba de operación: Temperatura de salida del agua vs. Tiempo.

En vista de los resultados obtenidos, el procedimiento para el cálculo térmico utilizado por el autor de este trabajo dentro del programa de computadora es lo suficientemente bueno para producir resultados idóneos para aplicaciones industriales.

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

- 1) El método propuesto por el autores para realizar el diseño térmico y las modificaciones introducidas funcionan correctamente dentro del programa de computadora.
- 2) El proceso que el programa utiliza garantiza que los resultados converjan dentro de los valores típicos para intercambiadores de calor de tubo y coraza.
- 3) El diseño estructural realizado mediante la utilización del Código para Calderas y Recipientes de Presión de ASME proporciona resultados que dan seguridad al intercambiador de calor de tubo y coraza.
- 4) El diseño ha superado por 2.94°C la temperatura esperada, estando esta diferencia de temperaturas dentro del error esperado debido a la utilización de correlaciones empíricas con márgenes de error altos.
- 5) El equipo diseñado cumple con lo establecido en el análisis del problema y las restricciones.
- 6) El método de construcción utilizado, especialmente los procesos de soldadura, garantizan el buen funcionamiento del equipo.

7) Para mejorar el programa, se recomienda que una segunda versión del mismo incluya los cálculos para el diseño estructural, según el código ASME.

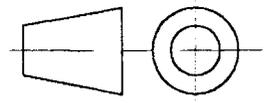
BIBLIOGRAFÍA

- 1) Incropera, Frank; Fundamentals of Heat and Mass Transfer, Third Edition; John Wiley & Sons, Inc.; New York, 1990.
- 2) Kreith, Frank; Principios de Transferencia de Calor, Según Edición; Herrero Hermanos, Sucesores, S.A.; México, 1970.
- 3) Schlünder, E.U.; Heat Exchangers: Design and Theory Sourcebook, Third Edition; International Centre for Heat and Mass Transfer; USA, 1974.
- 4) Rohsenow, Warren; Handbook of Heat Transfer; McGraw-Hill; 1974.
- 5) Board of Codes & Standards; Boiler and Pressure Vessel Code, Section VIII, Division 1; The American Society of Mechanical Engineers (ASME); New York, 1998.
- 6) Marks; Manual del Ingeniero Mecánico, Octava Edición; McGraw-Hill, Bogotá, 1990.
- 7) Crane; Flujo de Fluidos en Válvulas, Accesorios y Tuberías; McGraw-Hill, México, 1995.
- 8) Shames, Irving; Mecánica de Fluidos, Tercera Edición; McGraw-Hill, Bogotá, 1995.
- 9) Kothandaraman, C. P.; Heat and Mass Transfer Data Book, Third Edition; Wiley Eastern Limited, New Delhi; 1979.

- 10) Fox, Robert; Introducción a la Mecánica de Fluidos, Cuarta Edición; McGraw-Hill, México, 1995.
- 11) Singer, Ferdinand; Resistencia de Materiales, Cuarta Edición; Harla S.A. de C.V., México, 1994.
- 12) Popov, Egor; Introducción a la Mecánica de Sólidos, Sexta Edición; Uteha, México, 1993.
- 13) Larburu, N.; Maquinas Prontuario, Sexta Edición; Editorial Paraninfo, Bilbao, 1994.
- 14) Stultz, Steven; Steam/ Its Generation and Use, 40th Edition; The Babcock & Wilcox Company, Barberton, 1992.
- 15) Ceballos, Francisco; Visual Basic Curso de Programación; Computec, Rama, 1997.

ANEXOS





SISTEMA

Conjunto Intercambiador de calor de tubo y coraza

ESCALA

1:10

PESO

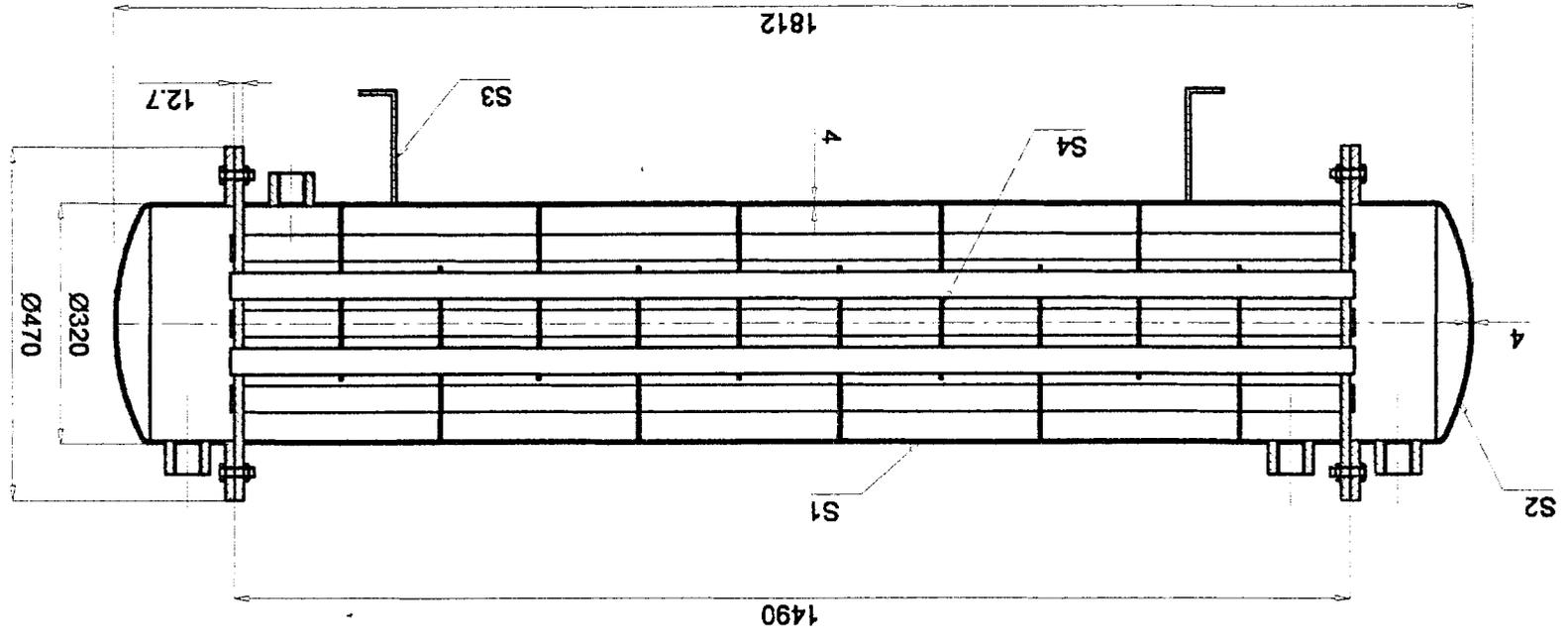
ESPOL

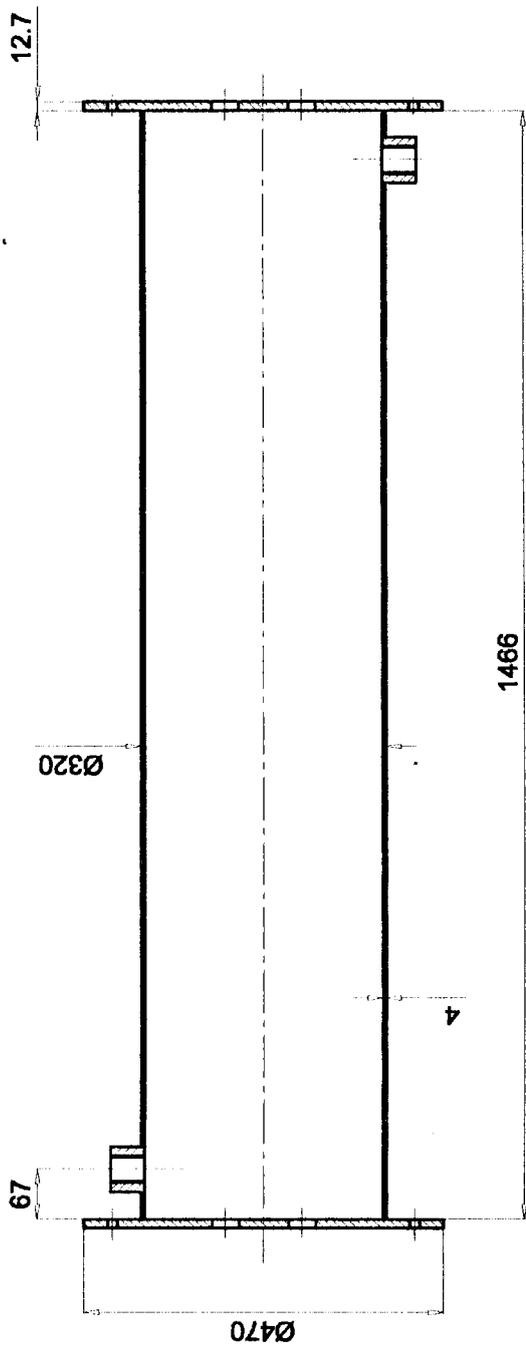
C

ITEM	PLANO	DESCRIPCION
5	D	Detalle de instalacion de desviadores
4	S4	Tubos y desviadores
3	S3	Patas
2	S2	Tapas
1	S1	Coraza

NOMBRE	FECHA	DIBUJO N°
V. Adum	Junio/1998	
V. Adum	Junio/1998	
J. Duque	Junio/1998	

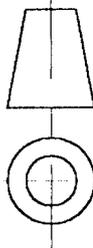
DIBUJO	FECHA	DESCRIPCION
DISEÑO	Junio/1998	DISEÑO
REVISO	Junio/1998	REVISO

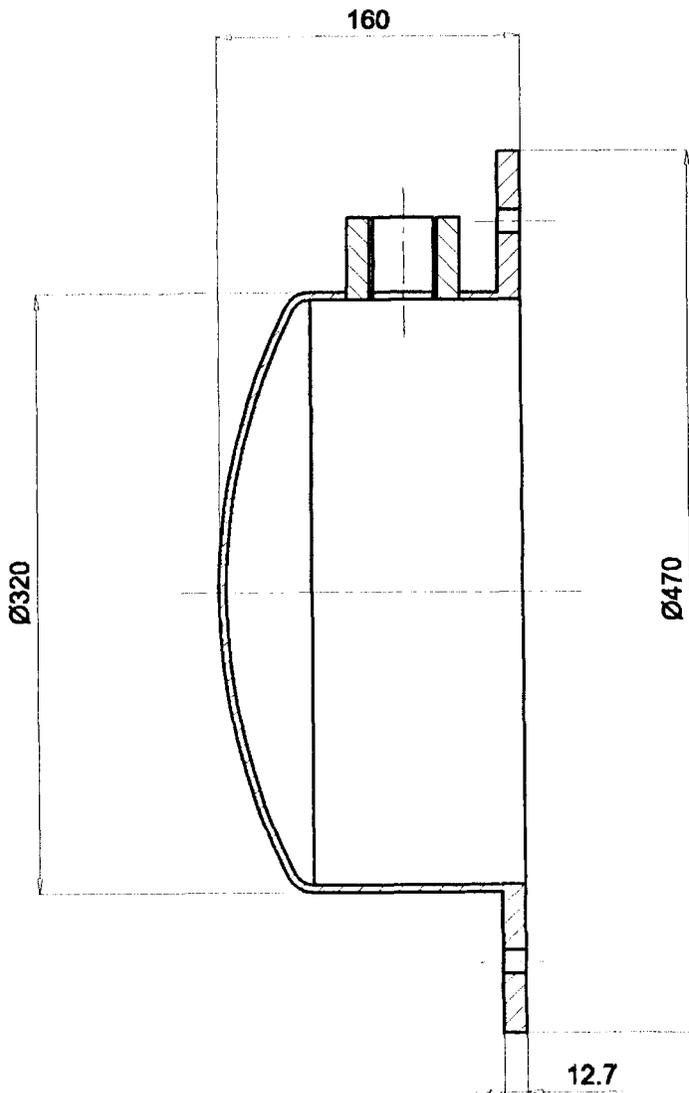




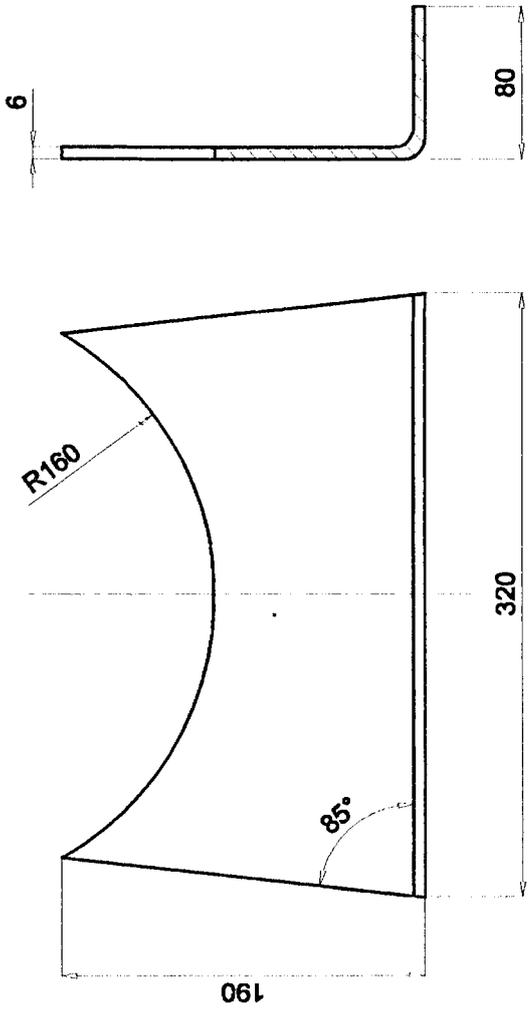
3	S1-003	Neplo de Ø 1 1/4" NPT				
2	S1-002	Coraza				
1	S1-001	Espejo				
ITEM	PLANO	DESCRIPCION	FECHA	NOMBRE	DIBUJO N°	
DIBUJO	Junio/1998	V Adum			S1	
DISEÑO	Junio/1998	V Adum				
REVISO	Junio/1998	J Duque				
ESCALA						SISTEMA
1:10						Conjunto de la coraza
PESO						

ESPOL



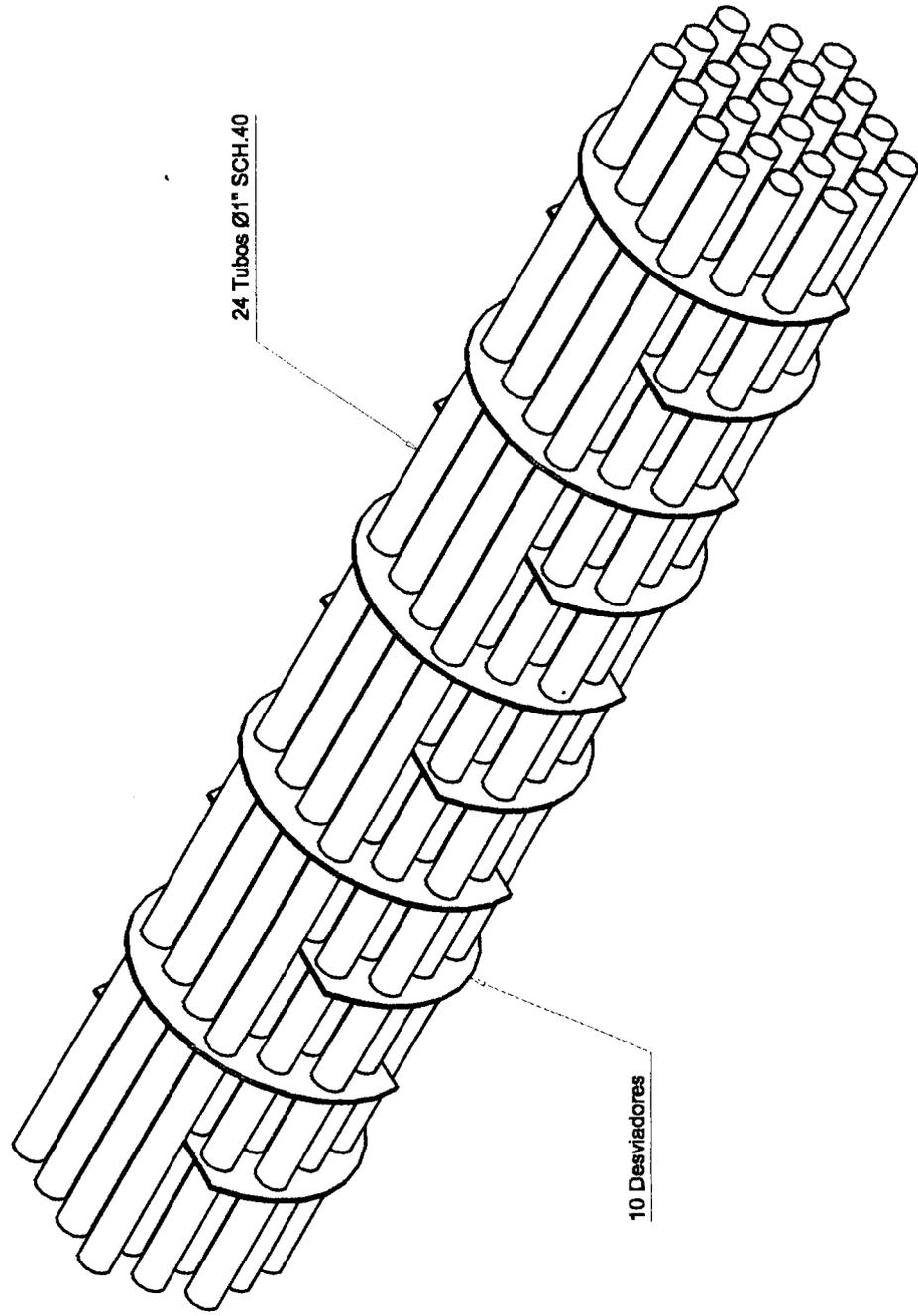


4	S2-004	Neplo Ø 1" NPT	
3	S2-003	Cuello	
2	S2-002	Brida	
1	S2-001	Domo	
ITEM	PLANO	DESCRIPCION	
	FECHA	NOMBRE	DIBUJO N°
DIBUJO	Junio/1999	V. Adum	S2
DISEÑO	Junio/1999	V. Adum	
REVISO	Junio/1999	J. Duque	
ESCALA			ESPOL SISTEMA
1:4	Conjunto de la tapa		
PESO			



Material: ASTM A36 e = 6 mm
 Cantidad: 2 piezas

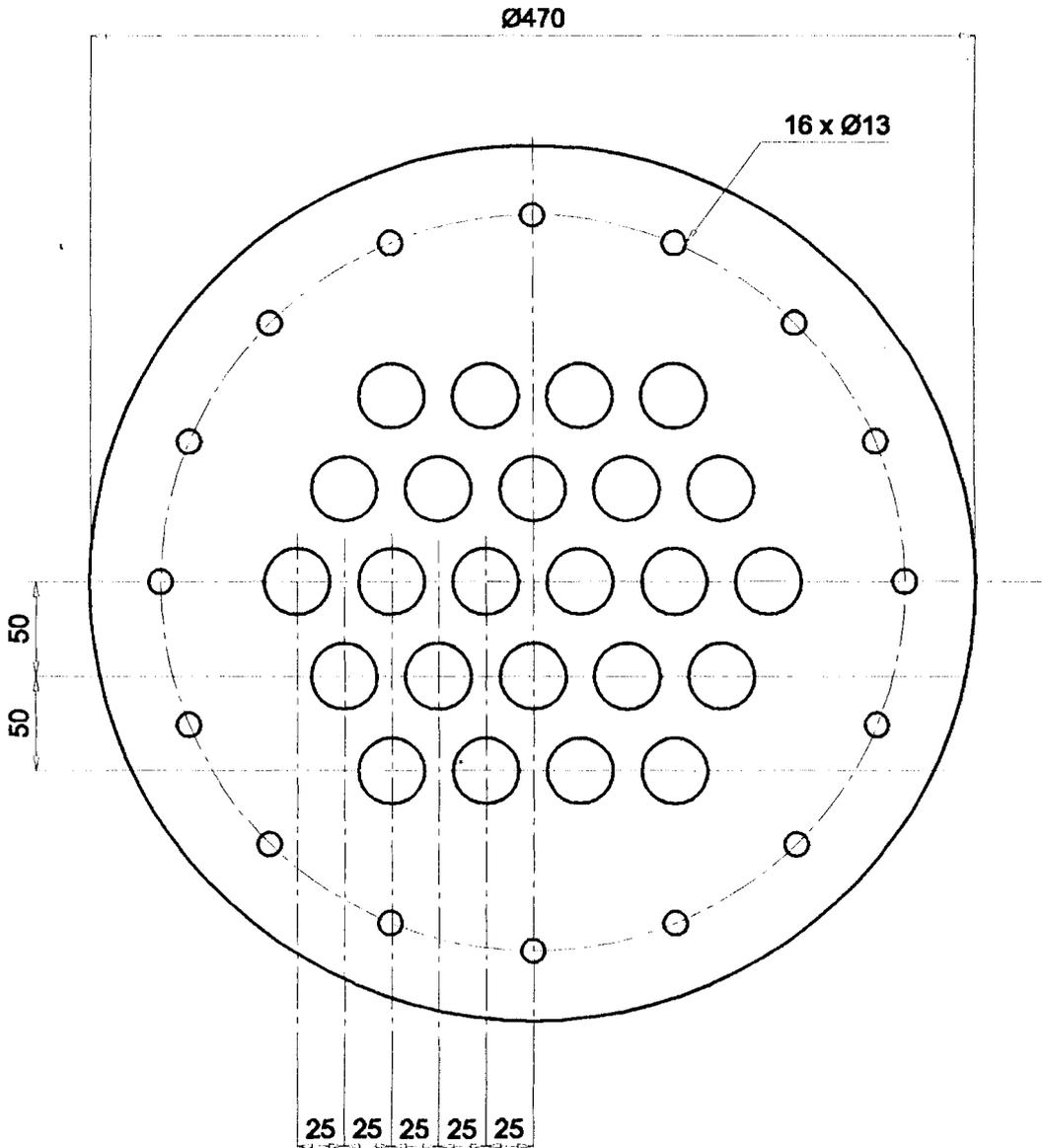
DIBUJO		FECHA	NOMBRE	DIBUJO N°
DISEÑO		Junio/1988	V Adum	S3
REVISO		Junio/1988	V Adum	
ESCALA		Junio/1988	J Duque	
-		Patas		
PESO				
SISTEMA				



24 Tubos Ø1" SCH.40

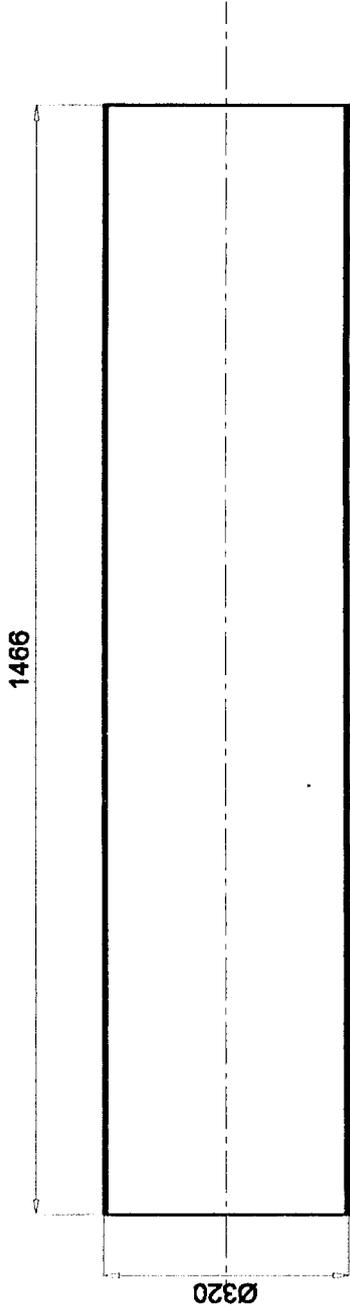
10 Desviadores

2	S4-002	Tubos
1	S4-001	Desviadores
ITEM	PLANO	DESCRIPCION
	FECHA	NOMBRE
DIBUJO	Junio/1998	V Adum
DISEÑO	Junio/1998	V Adum
REVISO	Junio/1998	J Duque
ESCALA		
—		
PESO		
		DIBUJO N°
		S4
		SISTEMA
		ESPOL
		Conjunto del haz de tubos



Material: ASTM A516 GR70, e = 12.7 mm
 Cantida: 2 Piezas

	FECHA	NOMBRE	DIBUJO N°	ESPOL
DIBUJO	Junio/1999	V. Adum	S1-001	
DISEÑO	Junio/1999	V. Adum		
REVISO	Junio/1999	J. Duque		
ESCALA	Espejo			SISTEMA
1:4				
PESO				

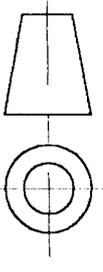


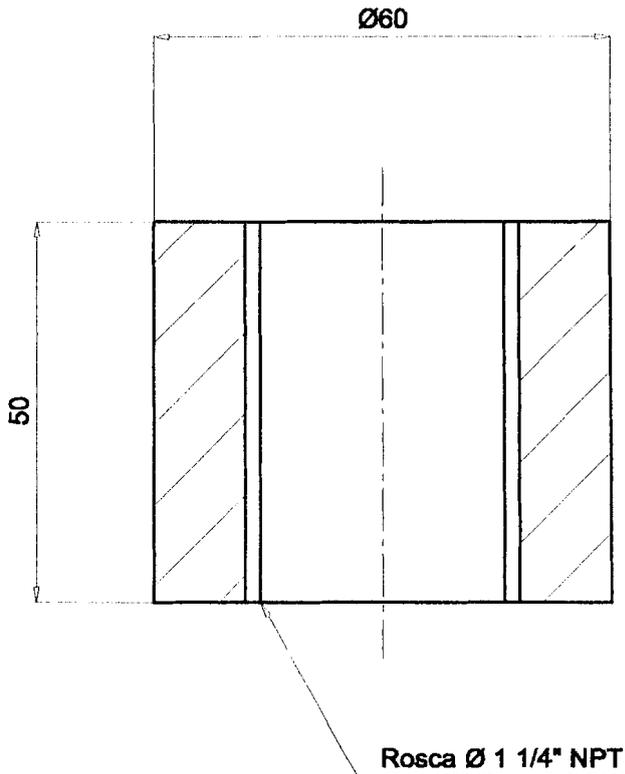
Desarrollo = 993 mm

Material: ASTM A516 GR 70, e= 4 mm
 Cantidad: 1 Pieza

	FECHA	NOMBRE	DIBUJO N°
DIBUJO	Junio/1999	V Adum	S1-002
DISEÑO	Junio/1999	V Adum	
REVISO	Junio/1999	J Duque	
ESCALA	Coraza		
	1:10		
PESO			
SISTEMA			

ESPOL





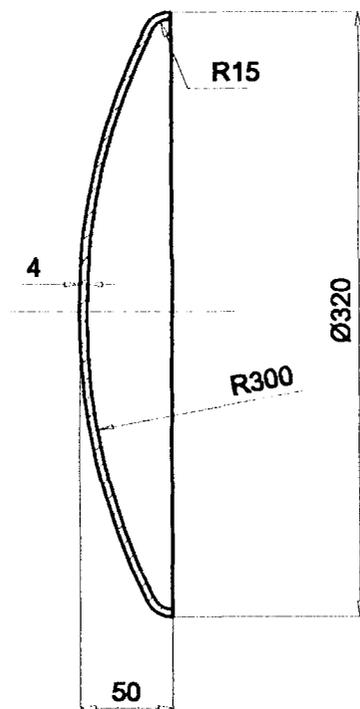
Material: Acero al carbono
 Cantidad: 2 Piezas

	FECHA	NOMBRE	DIBUJO N°
DIBUJO	Junio/1999	V. Adum	S1-003
DISEÑO	Junio/1999	V. Adum	
REVISO	Junio/1999	J. Duque	
ESCALA	Neplo de entrada y salida de vapor Ø 1 1/4" NPT		
1:1			
PESO			

ESPOL

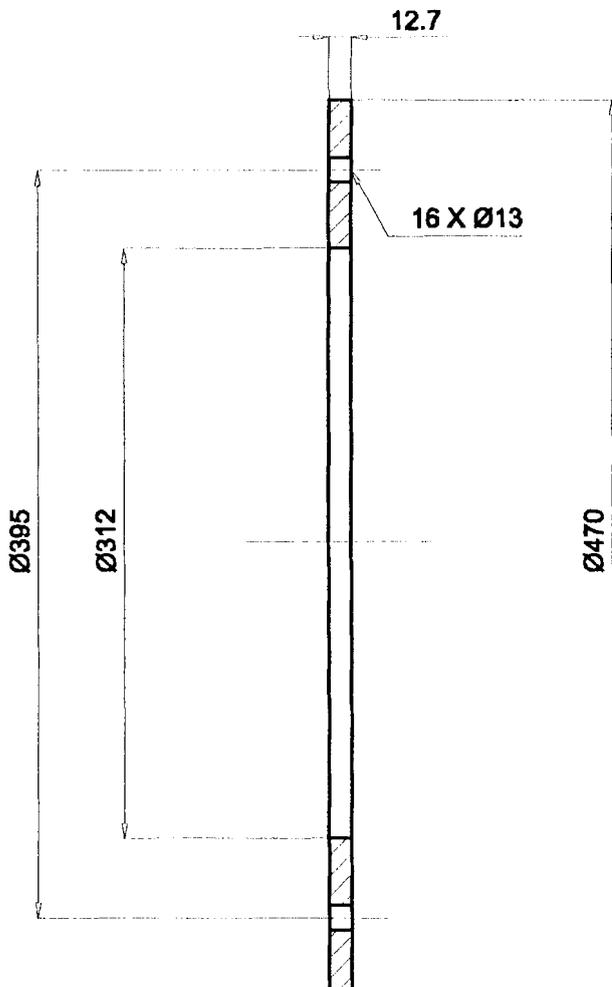
SISTEMA





Material: Acero ASTM A516 GR70
 Cantidad: 2 Piezas

	FECHA	NOMBRE	DIBUJO N°	ESPOL
DIBUJO	Junio/1999	V. Adum	S2-001	
DISEÑO	Junio/1999	V. Adum		
REVISO	Junio/1999	J. Duque		
ESCALA	Domo Intercambiador de calor			SISTEMA
1:4				
PESO				

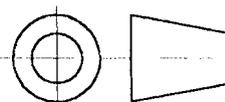


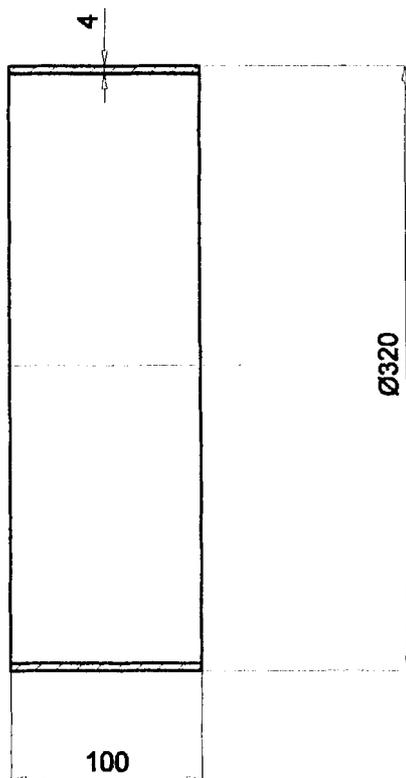
Material: Acero ASTM A516 GR70
 Cantidad: 2 Piezas

	FECHA	NOMBRE	DIBUJO N°
DIBUJO	Junio/1999	V. Adum	S2-002
DISEÑO	Junio/1999	V. Adum	
REVISO	Junio/1999	J. Duque	
ESCALA	Brida		
1:4			
PESO			

ESPOL

SISTEMA



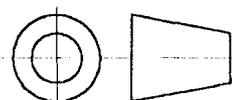


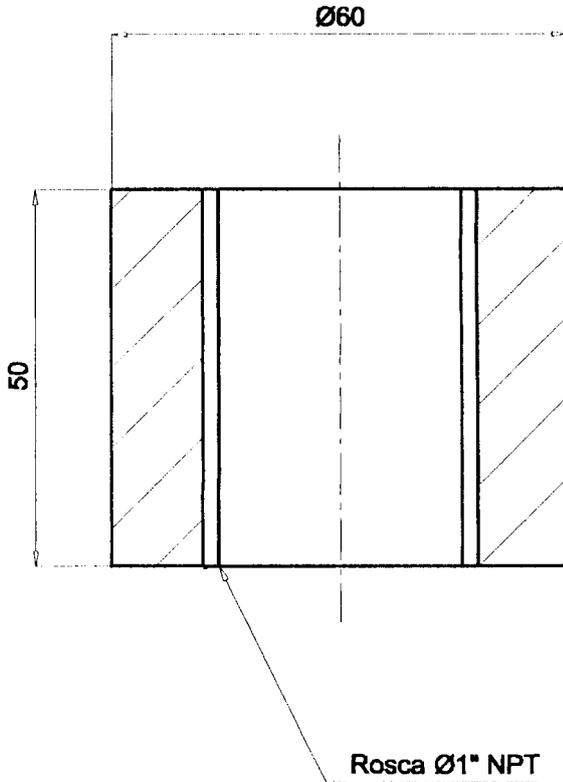
Material: Acero ASTM A516 GR70
 Cantidad: 2 Piezas

	FECHA	NOMBRE	DIBUJO N°
DIBUJO	Junio/1999	V. Adum	S2-003
DISEÑO	Junio/1999	V. Adum	
REVISO	Junio/1999	J. Duque	
ESCALA	Cuello		
1:4			
PESO			

ESPOL

SISTEMA



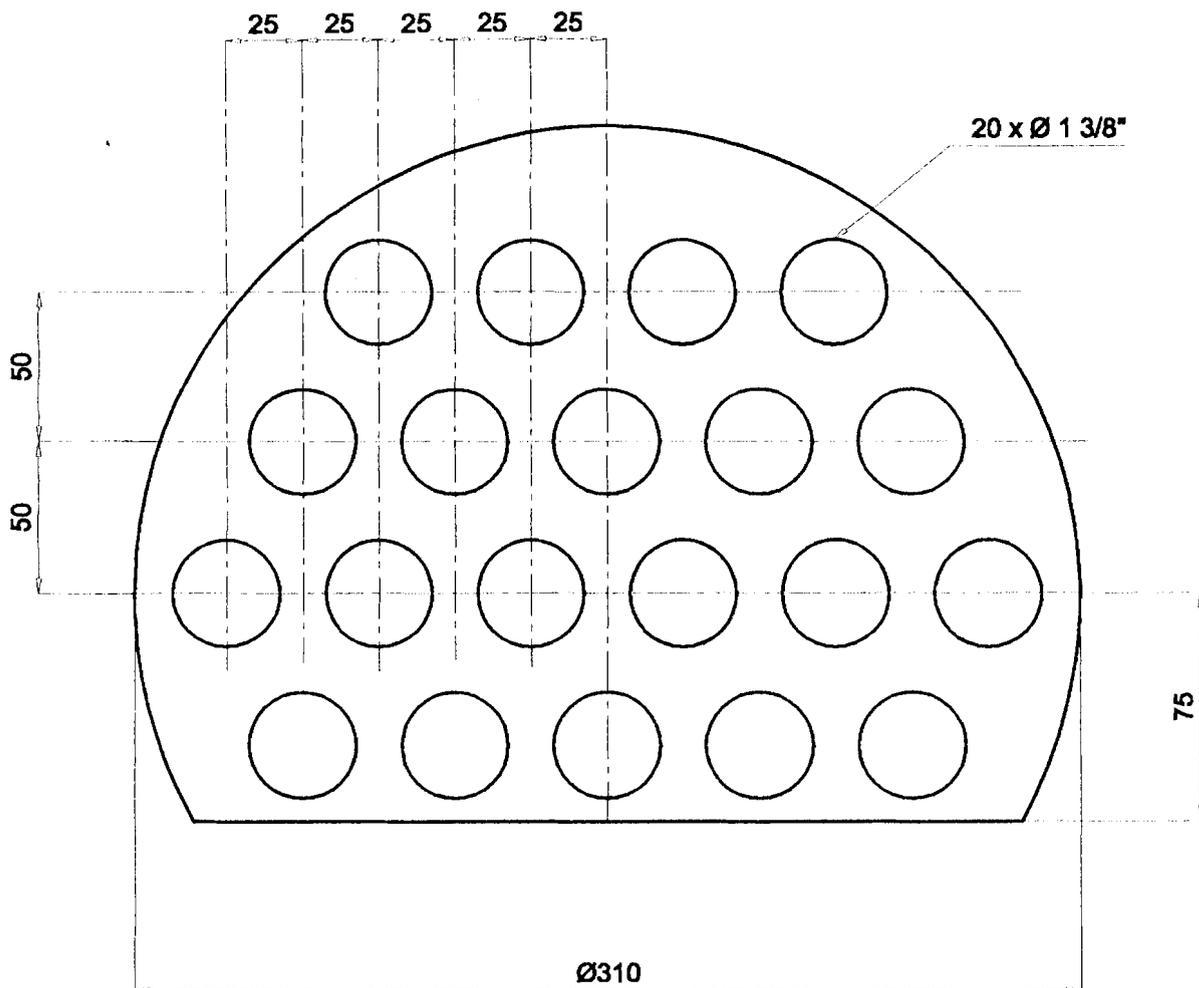


Material: Acero al carbono
 Cantidad: 2 Piezas

	FECHA	NOMBRE	DIBUJO N°
DIBUJO	Junio/1999	V. Adum	S2-004
DISEÑO	Junio/1999	V. Adum	
REVISO	Junio/1999	J. Duque	
ESCALA	Neplo de entrada y salida de líquido Ø 1" NPT		
1:1			
PESO			

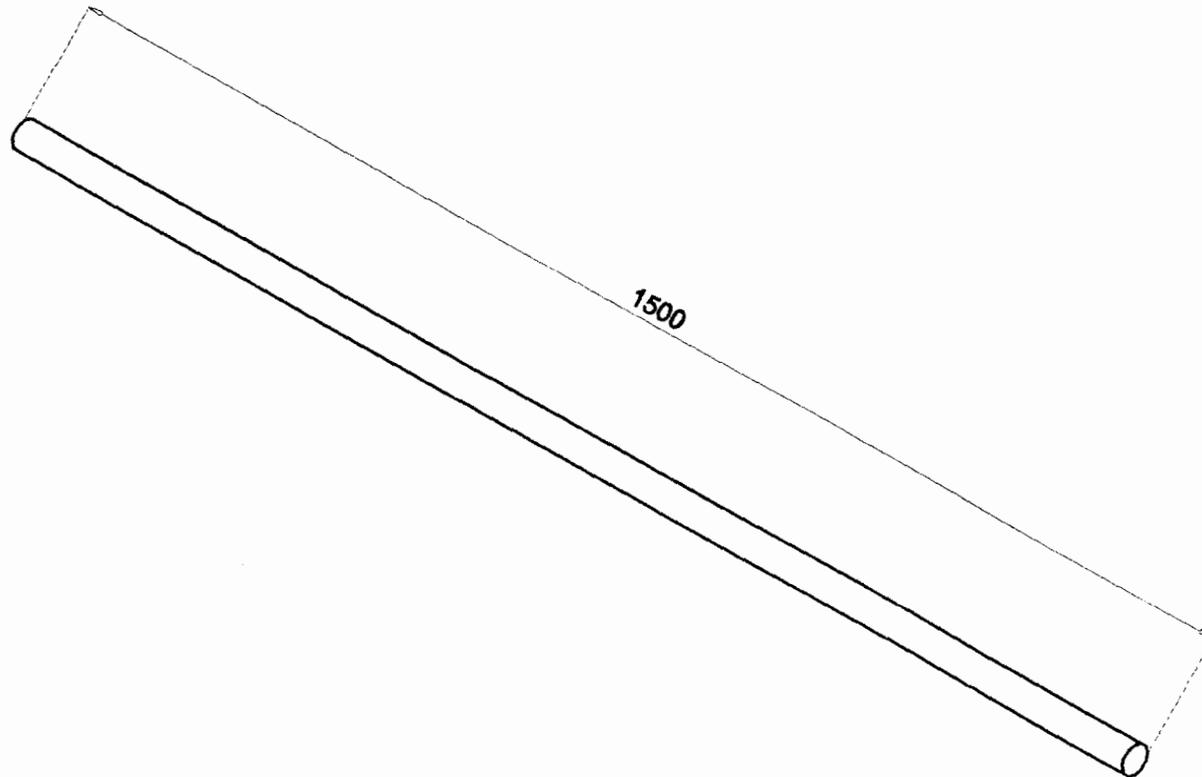
ESPOL

SISTEMA



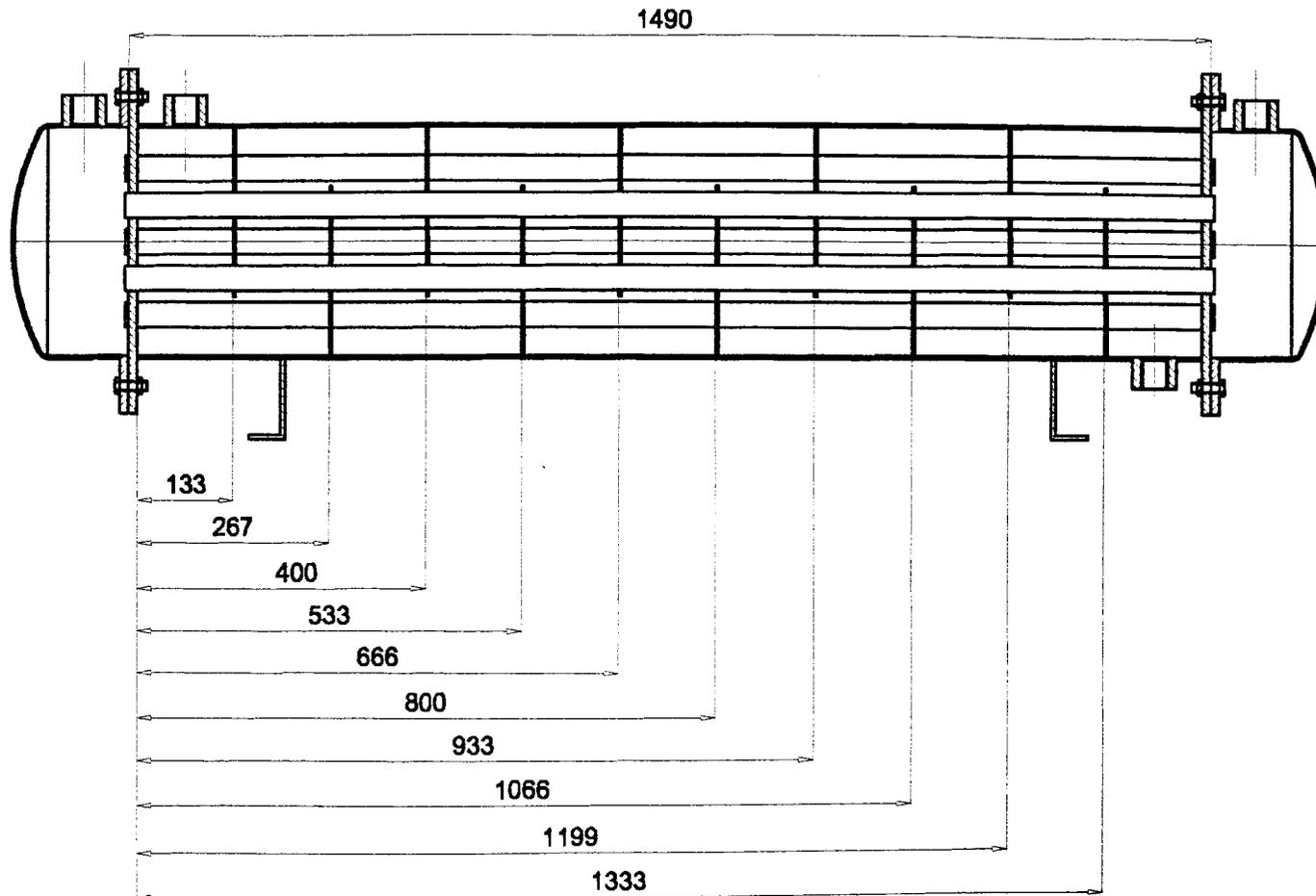
Material: 24 Tubos $\varnothing 1"$ SCH.40, e= 4 mm
 Cantida: 10 Piezas

	FECHA	NOMBRE	DIBUJO N°	ESPOL
DIBUJO	Junio/1999	V. Adum	S4-001	
DISEÑO	Junio/1999	V. Adum		
REVISO	Junio/1999	J. Duque		
ESCALA	Desviadores			SISTEMA
1:2.5				
PESO				



Material: ASTM A53 GR.B Tubos Ø 1" SCH.40
 Cantidad: 24 piezas

	FECHA	NOMBRE	DIBUJO N°	ESPOL
DIBUJO	Junio/1999	V Adum	S4-002	
DISEÑO	Junio/1999	V Adum		
REVISO	Junio/1999	J Duque		
ESCALA				SISTEMA
-	Tubos			
PESO				



	FECHA	NOMBRE	DIBUJO N°
DIBUJO	Junio/1999	V. Adum	D
DISEÑO	Junio/1999	V. Adum	
REVISO	Junio/1999	J. Duque	
ESCALA	Detalle de instalación de baffles Intercambiador de Calor		
1:10			
PESO			

ESPOL

SISTEMA

