



T  
697.72  
B272

ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL  
Facultad de Ingeniería Mecánica

DISEÑO DE CALENTADORES DE AGUA TIPO INDUSTRIAL Y  
COMERCIAL.

PROYECTO DE GRADO

Previo a la obtención del Título de :  
INGENIERO MECANICO

Presentado por :

Carlos Alberto Barrera Arroyo

Guayaquil - Ecuador

1991

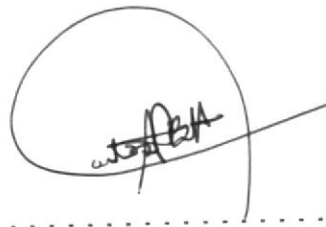
## AGRADECIMIENTO

A LA ESPOL,  
que supo acogerme en su seno y  
brindarme sus conocimientos.

## DECLARACION EXPRESA

"La responsabilidad por los hechos, ideas y doctrinas expuestos en este Proyecto de Grado, me corresponden exclusivamente; y el patrimonio intelectual del mismo, a la ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL".

(Reglamentos de Exámenes y Títulos profesionales de la ESPOL).

A handwritten signature in black ink, appearing to read 'C. A. B. A.', is written over a horizontal dotted line. The signature is enclosed within a large, hand-drawn circle.

CARLOS ALBERTO BARRERA ARROYO



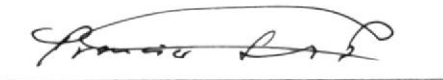
---

ING. NELSON CEVALLOS  
Decano de la Facultad  
Ing. Mecánica.



---

ING. JORGE DUQUE R.  
Director de Proyecto



---

ING. FRANCISCO SANTELLI  
Miembro del Tribunal



---

ING. JOSE PACHECO  
Miembro del Tribunal

## DEDICATORIA

A MIS PADRES Y HERMANOS,  
por su confianza y estímulo.

## RESUMEN

En este t3pico se procedi3 al dise1o de un calentador de agua de tipo industrial con quemado de combustible como fuente de energa, para ser usado principalmente en hoteles y laboratorios de larvas, aunque estos calentadores pueden ser usados por procesos en plantas y refineras.

El calentador es del tipo cilndrico vertical con hogar inferior. El fluido de trabajo, en este caso agua es calentado primeramente en una camisa de agua radiante localizada en la periferia del horno la cual aprovecha la liberaci3n de calor desde el combustible , FUEL OIL 2.

El equipo recuperador de calor por convecci3n, intercambiador de calor, es colocado m3s all3 de la zona radiante, de tal modo que los gases de escape producidos por la combusti3n siguen una trayectoria ascendente vertical a lo largo de la longitud horno-intercambiador, completando as3 su funci3n de calentamiento.

El dise1o se inicia con los c3lculos de combusti3n a partir de lo cual se obtienen propiedades de los gases que transfieren calor. Se escoge la forma de la c3mara de combusti3n y se calculan sus dimensiones. Una vez que las condiciones a la salida de la c3mara de combusti3n de los fluidos que intercambian calor son conocidas, el m3todo de

**KERN** se usa para dimensionar el intercambiador de calor ubicado sobre la cámara de combustión. Las normas TEMA y ASME son usadas para garantizar las dimensiones en el diseño.

Al final se propone un programa de computador en lenguaje BASIC, que permite utilizar este diseño para otras capacidades.

## INDICE GENERAL

	Pág.
RESUMEN . . . . .	<b>V</b>
INDICE GENERAL . . . . .	<b>VII</b>
INDICE DE FIGURAS . . . . .	<b>VIII</b>
INDICE DE TABLAS . . . . .	<b>X</b>
INTRODUCCION . . . . .	<b>XI</b>
CAPITULO I	
CALCULOS DE COMBUSTION . . . . .	<b>13</b>
1.1 Reacciones de combustión . . . . .	<b>13</b>
1.2 Aire requerido para la combustión . . . . .	<b>16</b>
CAPITULO II	
CALENTADOR DE AGUA . . . . .	<b>23</b>
2.1 Capacidad requerida . . . . .	<b>23</b>
2.2 Tipo de calentador . . . . .	<b>26</b>
2.3 Diseño del horno (cámara de combustión) . . . . .	<b>27</b>
2.4 Diseño del intercambiador de calor . . . . .	<b>48</b>
2.5 Selección de materiales para partes del calentador. . . . .	<b>67</b>
CAPITULO III	
PROCESOS QUE INTERVENDRIAN EN LA CONSTRUCCION DEL EQUIPO. . . . .	<b>81</b>
CAPITULO IV	
PROGRAMA DE COMPUTADORA PARA DISEÑO DE EQUIPO SIMILAR . . . . .	<b>89</b>
CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES. . . . .	<b>106</b>
BIBLIOGRAFIA . . . . .	<b>108</b>

## INDICE DE FIGURAS

Fig. N°		Pag.
1.	Radiación entre un plano y una o más hileras de tubos paralelas al plano.....	<b>33</b>
2.	Entalpía de gases de combustión de varios combustibles.....	<b>39</b>
3.	Emisividad de dióxido de carbono.....	<b>40</b>
4.	Emisividad de vapor de agua.....	<b>40</b>
5.	Factor de corrección para emisividad de vapor de agua.....	<b>41</b>
6.	Término de corrección de emisividad.....	<b>41</b>
7.	Curva de transferencia de calor lado tubos.	<b>44</b>
8.	Curva de transferencia de calor para lado de la coraza con haz de tubos con deflectores segmentados 25%.....	<b>57</b>
9.	Factores de fricción lado de la coraza para haces de tubos con deflectores segmentados 25%.....	<b>64</b>
10.	Carga geométrica para cilindros bajo presión externa o carga compresiva.....	<b>72</b>
11.	Carta para determinar espesor de corazas de recipientes esféricos y cilíndricos sometidos a presión externa construídos de aceros al carbono o de baja aleación.....	<b>73</b>
12.	Vista superior y en corte de la cámara de combustión.....	<b>102</b>

Fig. N°		Pag.
13.	Espejo inferior.....	103
14.	Caja de conexión de calentador.....	104
15.	Calentador de agua.....	105

## INDICE DE TABLAS

Tabla N°		Pag.
I.	Moles de oxígeno requerido teóricamente para la combustión.....	<b>20</b>
II.	Aire requerido para la combustión.....	<b>21</b>
III.	Gases producidos por la combustión.....	<b>22</b>
IV.	Flujo promedio de calor en hornos.....	<b>29</b>
V.	Velocidades radiantes promedio permisibles en hornos.....	<b>29</b>

## INTRODUCCION

Para lograr el diseño y construcción de un equipo para la industria que tenga buena acogida en el mercado, necesitamos no sólo basarnos en la teoría que explica los fenómenos que en él ocurren, sino también, que es muy valiosa la información técnica de aquellos que de algún modo han tenido cierto contacto en el campo. El tener acceso a la información dada por ciertos fabricantes locales, así como la de algunos usuarios de equipos similares, permitió obtener los parámetros básicos para el diseño.

Las siguientes cualidades son verificadas durante el diseño:

- Balance de energía
- Dimensionamiento y cálculo de área superficial
- Cálculo de temperatura de metal para verificar la conveniencia de los materiales seleccionados inicialmente y espesores o tamaños
- Cálculos de la caída de presión en las corrientes involucradas en la transferencia de calor.

Un punto muy importante que no se ha considerado en este tópico es:

- El estudio de las alternativas que bajarían el costo total del equipo, (optimización).

Sin embargo su mención se hace necesaria para producir en el lector la inquietud de optimización que deberá estar siempre presente al seleccionar la combinación más económica y conveniente.



## CAPITULO I

### CALCULOS DE COMBUSTION

#### 1.1 REACCIONES DE COMBUSTION

La combustión se define como un conjunto de reacciones de oxidación rápida, confinadas a un espacio, globalmente exotérmicas y generalmente luminosas. Esta definición implica que el combustible se quema con oxígeno, generando productos no oxidables, liberando calor y emitiendo luz.

Según la fase los combustibles son líquidos, sólidos o gaseosos. Un combustible líquido es usado en este diseño.

El combustible usado en calentadores y calderos pequeños es el fuel oil # 2. El poder calorífico bajo de este combustible es de 139600.0 Btu/gal.<sup>(1)</sup>

La oxidación de los componentes de un combustibles se pueden representar por las siguientes ecuaciones:



La ecuación 1.1 significa que se necesita una molécula (2 átomos) de oxígeno por cada átomo de carbono para producir una molécula de dióxido de carbono.

La ecuación 1.2 significa que se necesita una molécula (2 átomos) de oxígeno por cada dos moléculas (4 átomos) de hidrógeno para producir dos moléculas de agua.

Químicamente se sabe y debe cumplirse que, la cantidad de átomos de cada elemento debe ser la misma en cada lado de la ecuación, y además, que el peso de los productos debe ser igual al de los reactantes.

Las ecuaciones anteriores pueden también usarse para determinar los volúmenes relativos de los gases que son producidos por las reacciones, para lo cual se ha definido el concepto de mol.

La libramol es la cantidad de materia cuya masa en lb es numéricamente igual al peso molecular de una substancia.

Según la hipótesis de AVOGADRO: "un mol de cualquier gas perfecto ocupa un volumen determinado, para iguales condiciones de presión y temperatura".

A condiciones normales de presión y temperatura (NTP), el volumen ocupado por el peso molecular de cualquier gas es de 359 pie<sup>3</sup>. NTP : 32°F y 1 atmósfera.

Este concepto es útil para determinar la densidad de los gases en los cálculos de combustión, por ejemplo: un mol de O<sub>2</sub>, la cual pesa 32 lb ocupa 359 pie<sup>3</sup> a 32°F y 1 atmósfera, la densidad del O<sub>2</sub> en estas condiciones es de 32/359, o sea 0.0891 lb/pie<sup>3</sup>.

Si el peso molecular de un gas es conocido, la densidad puede ser obtenida.

Los coeficientes de los términos de las ecuaciones químicas 1.1 y 1.2 dan directamente el número de moles de cada compuesto.

La composición química del fuel oil # 2 en peso es:

C = 87.5%	δf = 7.4 lb/gal
H <sub>2</sub> = 12.5%	
N <sub>2</sub> = --	

S = --

Los cálculos de combustión son el punto de partida para el diseño ingenieril de equipos que involucran la quema de combustible. Información sobre la composición de los gases de escape, densidad, presión parcial de gases triatómicos, oxígeno libre, dióxido de carbono en los gases, viscosidad, conductividad térmica, entalpía, etc; son datos que sirven en el diseño térmico de equipos de transferencia de calor y que pueden ser obtenidos únicamente si la composición del gas es conocida.

## 1.2 AIRE REQUERIDO PARA LA COMBUSTION

Para que un combustible arda completamente, es necesario que el hidrógeno y el carbono contenidos en el mismo se transformen por reacción con el oxígeno en agua y dióxido de carbono. Para lograr esto, el combustible se debe mezclar con una cantidad de aire superior a la necesitada teóricamente, a este incremento se le denomina exceso de aire.

El aire teórico es la mínima cantidad de aire que suministra suficiente oxígeno para oxidar en forma completa el carbono e hidrógeno del combustible.

Para propósitos prácticos, puede considerarse el aire formado por 21% de  $O_2$  y 79% de  $N_2$  en volumen, es decir, que hay 3.76 volúmenes de nitrógeno por cada volumen de oxígeno.

Aplicando las ecuaciones químicas 1.1 y 1.2, se obtienen las moles de oxígeno teóricamente requeridos por cada 100 lb de combustible, como se muestra en la TABLA N° I.

Aire seco es requerido para suministrar el oxígeno necesario para la combustión. Sin embargo, debido, a la humedad relativa, cierta cantidad de agua está siempre presente en el aire. Esta cantidad de agua viene dada por:

$$M = 0.622P_w / (14.7 - P_w)$$

$P_w$  : presión parcial del vapor en el aire = RH \*  
presión de saturación del agua a la temperatura  
del aire.

RH : humedad relativa del aire.

A 80°F y 60% HR, lo que es referido como aire standard por la American Boiler Manufacturers Association (ABMA), 0.013 lbs de agua están presentes por lb de aire seco. Así, el aire húmedo suministrado

para la combustión es 1.013 veces el aire seco requerido, en peso.

El peso molecular del aire seco es 29 lb.

El exceso de aire recomendado para este tipo de combustible fluctúa entre 10 - 20%. Se usa 20% en el diseño.

La TABLA N° II muestra las cantidades de aire seco y húmedo requeridos.

La TABLA N° III muestra los productos de combustión.

El cálculo de los parámetros usados luego en el diseño térmico se realiza a continuación:

Presión parcial de gases triatómicos:

$$P_{CO_2} = \% \text{ volumen húmedo } CO_2 / 100 = 0.1142 \text{ atm.}$$

$$P_{H_2O} = \% \text{ volumen húmedo } H_2O / 100 = 0.1173 \text{ atm.}$$

Peso molecular del gas:

$$PM_g = \Sigma \% \text{ volumen húmedo} * PM / 100 = 28.78 \text{ lb/mol}$$

Densidad del gas:



$$\delta_{gn} = PMg/359 = 0.08018 \text{ lb/pie}^3 \quad \text{a NTP}$$

Para cualquier temperatura  $Tg^{\circ}F$  :

$$\delta_g = \delta_{gn} * 492/(460 + Tg)$$

$$\begin{aligned} \text{Aire requerido} &= \text{aire húmedo} * PMA * \delta_f \\ &= 130.5 \text{ lb aire/gal comb.} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Gases escape} &= \text{moles de gas} * PMg * \delta_f \\ &= 136.1 \text{ lb gas/gal comb.} \end{aligned}$$

TABLA N° I.

100.0 lb de combustible como base.

Comp.	% Wt	PM	Mol= %Wt/PM	Mol O2 requerido
C	87.5	12	7.3	7.3
H <sub>2</sub>	12.5	2	6.25	3.125
N <sub>2</sub>	-	28	-	-
S	-	32	-	-

TABLA N° II.

100.0 lb de combustible como base.

80°F	60 RH	EA = 20%
Aire seco	$= 10.425 * 100 * 1.20/21$	$= 59.57$ moles
Aire húmedo	$= 59.57 * (1 + 29 * 0.013/18)$	$= 60.82$ moles
Exceso de O <sub>2</sub>	$= 10.425 * 0.20$	$= 2.08$ moles
N <sub>2</sub> en gases	$= 59.57 * 79/100$	$= 47.06$ moles

21 -

TABLA N° III.

Productos de combustión.

Comp.	Moles	PM	%Vol húmedo	%Vol seco
CO <sub>2</sub>	7.3	44	11.42	12.93
H <sub>2</sub> O	6.25 + 1.25	18	11.73	-
N <sub>2</sub>	47.06	28	73.60	83.38
O <sub>2</sub>	2.08	32	3.25	3.68

## CAPITULO II

### CALENTADOR DE AGUA

En este capítulo se desarrolla paso a paso el diseño del calentador tanto en el aspecto térmico como mecánico.

#### 2.1 CAPACIDAD REQUERIDA

Los parámetros de diseño del calentador se los obtiene a partir de información obtenida en varios laboratorios de larvas de camarón ubicados en la Península de Santa Elena (LAB. LAQUILALLY y LAB. DEL PACIFICO).

La cantidad de agua a calentar es: 900 GPH (3.6 m<sup>3</sup>/h)

Una bomba introduce el agua al calentador a una presión de 30 psig.

Las temperaturas de entrada y salida del agua en el calentador son: 104 y 140°F (40 y 60°C).

La cantidad de calor necesaria para calentar esta

masa de agua es:

$$\begin{aligned} Q &= 7920 \text{ lb/h} * 1 \text{ Btu/lb}^{\circ}\text{F} * (140 - 104)^{\circ}\text{F} \\ &= 285120.0 \text{ Btu/h} \end{aligned}$$

La eficiencia de un caldero o calentador es un número importante que debe ser garantía para el usuario (cliente), dado que los costos de combustible son significativos.

La eficiencia se basa en el poder calorífico bajo del combustible. Hay dos métodos para determinar la eficiencia de estos equipos; el método entrada-salida y el método de las pérdidas de calor.

El primero consiste en la razón entre la energía aprovechada y la energía calorífica disponible teóricamente por la mezcla aire-combustible.

El método de las pérdidas de calor se basa en las pérdidas que ocurren en el equipo, las cuales son:

- Pérdidas en el gas de escape seco
- Pérdidas debido a la presencia de agua en el combustible
- Pérdidas por formación de vapor de agua debido a la combustión de  $\text{H}_2$



gases producidos es:

$$m_g = 397.4 \text{ lb/h}$$

## 2.2 TIPO DE CALENTADOR

El calentador es del tipo cilíndrico vertical con hogar inferior; consta de dos partes principales:

- La cámara de combustión.
- El intercambiador de calor.

La cámara de combustión es cilíndrica rodeada de una camisa de agua.

El intercambiador de calor es un tubo-coraza con arreglo triangular en los tubos y un deflector.

Los gases producidos en la cámara de combustión pasan al intercambiador de calor, fluyendo por el interior de los tubos.

El agua es calentada al fluir por el interior de la camisa de agua, que rodea a la cámara de combustión, pasando luego al intercambiador donde termina su proceso de calentamiento.

Con el objeto de mantener una temperatura casi

La pared interior o receptor recibirá una distribución de flujo de calor transmitido básicamente por radiación con un porcentaje menor de convección; este flujo de calor calentará por

- Los tubos o pared de agua. estén encerradas dentro del horno sin impactar en
- Dimensiones adecuadas de tal modo que las llamas adecuada circulación
- Suficiente altura para asegurar en la pared de agua sobrecalentamiento
- Pared de tubos de agua o camisa de agua para evitar hasta un nivel aceptable
- Suficiente área para reducir la temperatura del gas

Y entre los deberes a cumplir:(1)

- Superficies que los contienen.
- Una fuente de calor
- Un receptor de calor o sumidero

Un horno en general, consiste de:(2)

### 2.3 DISEÑO DEL HORNO

de abajo hacia arriba. uniforme en la pared de los tubos, ambos flujos son

convección el agua en el interior de la camisa.

Cuando la liberación de calor ha sido determinada, el diseño de un horno es establecido en base a la tasa promedio permisible en la sección radiante. La transferencia de calor en la sección radiante es el punto más crítico del diseño ya que la vida de las partes que forman el horno depende de ello. Un gran flujo de calor reducirá las dimensiones del horno pero a costa de mayores temperaturas en las paredes metálicas y refractario, lo cual reducirá la vida de los mismos. Valores típicos para el flujo de calor radiante promedio en secciones radiantes son presentados en las TABLAS IV y V.(1.2)

El flujo promedio de calor radiante a usar,  $Q_c/\alpha A_{cp}$ , tiene un valor de 5000.0 Btu/pie<sup>2</sup>h.

Cuando la energía radiante cae sobre un cuerpo puede ser parcial o totalmente absorbida o reflejada, además si el medio que la recibe es transparente a la radiación, transmitirá algo de esa energía a través del cuerpo mismo. Estas condiciones pueden establecerse en forma más concisa diciendo:

$$\theta + \beta + \tau = 1$$

donde:

Tabla N° IV. Flujo promedio de calor en hornos

Servicio	Razón paso/diámetro= 2 Quemador en una cara Refractario tras tubos BTU/hpie2
Atmospheric crude heaters	10,000-14,000
Reboilers	10,000-12,000
Circulating oil heaters	8,000-11,000
Catalytic reformer charge and reheat heaters	7,500-12,000
Delayed coking heaters	10,000-11,000
Visbreaker heaters: heating section	9,000-10,000
Soaking section	6,000-7,000
Lube vacuum heaters	7,500-8,500
Hydrocracker and hydrocracker charge heaters	10,000
Catalytic cracker feed heaters	10,000-11,000
Steam superheaters	9,000-11,000
Natural gasoline plant heaters	10,000-12,000

Tabla N° V. Velocidades radiantes promedio permisibles en hornos.

Tipo de horno	Velocidad permisible, ftu./h (pies de su- perficie circunferen- cial del tubo)
De gases	10,000-14,000
Vaño	10,000-15,000
reformador de catalizadores	10,000-12,000
De hidrocarburos	10,000-14,000
Calentamiento de vapor	10,000
Calentamiento de vapor de agua	10,000-12,000

- θ.- absorptividad, o fracción de la radiación total incidente que es absorbida
- β.- reflexividad, o fracción de la radiación total incidente que es reflejada
- τ.- transmisividad, o fracción de la radiación total incidente que es transmitida a través del cuerpo receptor.

La mayoría de los materiales en ingeniería son sustancias opacas que tienen transmisividad cero, pero no hay ninguna que absorba o refleje completamente la energía incidente.<sup>(2)</sup>

El procedimiento usualmente adoptado para el dimensionamiento de hornos es el de Lobo & Evans que si bien tiene una buena base teórica, está reforzado por métodos empíricos.<sup>(2)</sup> Otros procedimientos son detallados por la misma referencia.

La transferencia total de calor a la superficie fría en el horno (cámara de combustión), está dada por:

$$Q=0.173F\{(T_g/100)^4-(T_s/100)^4\}\alpha A_{cp}+hcA(T_g-T_s) \quad 2.1$$

donde:

A<sub>cp</sub> : superficie plana equivalente de pared fría

A : superficie total de pared fría

- F : factor total de intercambio térmico para secciones radiantes
- hc : coeficiente de convección
- Q : calor total transferido a la superficie fría
- Tg : temperatura absoluta del gas de combustión a la salida de la sección radiante
- Ts : temperatura absoluta de la superficie de la pared
- $\alpha$  : factor de efectividad por el cual Acp debe reducirse para obtener la superficie fría real sobre la cual está incidiendo la radiación.

El término de convección es simplificado usando:

$$hc = 2.0 \text{ Btu/pie}^2 \text{ h}^\circ\text{F}$$

$$A \sim 2 * \alpha * A_{cp}$$

y dividiendo el término convectivo para 0.57 cuando los otros se dividen por F. Con lo cual la nueva fórmula de la ecuación es:

$$Q/\alpha A_{cp} F = 0.173 \{ (T_g/100)^4 - (T_s/100)^4 \} + 7(T_g - T_s) \quad 2.2$$

que es la fórmula a usar en el diseño del horno.

En un arreglo normal de tubos en el horno, es decir, cuando los tubos de agua se arreglan en una hilera simple frente a una pared de refractario y espaciado uno de otro (paso entre tubos), existen muchas formas

arbitrarias de evaluar el factor  $\alpha$ , siendo el más usado el método gráfico propuesto por HOTTEL y cuyos resultados son presentados en la figura Nº 1.

En realidad, el factor  $\alpha$  es una medida de cuan efectiva es la pared de tubos para ver la radiación que no sólo incide directamente en ella, sino que es rerrradiada también por el refractario ubicado atrás. Un punto en el tubo localizado sobre un diámetro perpendicular y frente al plano radiante recibirá la radiación completamente, mientras que uno localizado sobre la cara opuesta no recibirá radiación directa sino que será rerrradiado por el refractario enviándole así parte de la radiación que escapó por el espacio entre tubos.

Por tratarse de una camisa de agua, no existe paso entre tubos, ésta se la puede aproximar a una hilera de tubos juntos por lo cual  $\alpha$  será muy cercano a la unidad; un valor apropiado para la efectividad es 0.95.

El factor de forma F viene dado por:

$$F = (1/\epsilon_f + 1/\epsilon_w - 1)^{-1} \quad 2.3$$

donde:

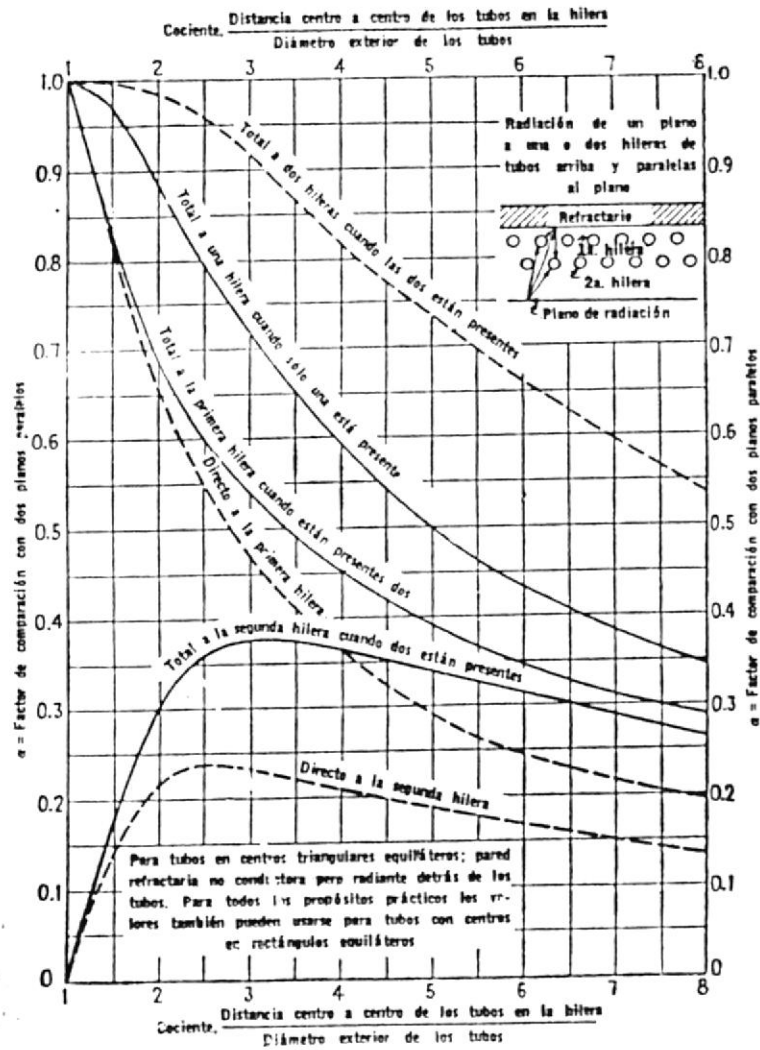


Fig N° 1. Radiación entre un plano y una o más hileras de tubos paralelas al plano.

$\epsilon_w$  : emisividad de pared fría = 0.9

$$\epsilon_f = \epsilon_g \{ 1 + (Ar/\alpha_{Acp}) * [1 + (\epsilon_g/1 - \epsilon_g) \div FRC]^{-1} \} \quad 2.4$$

$FRC = \alpha_{Acp}/(Ar + \alpha_{Acp})$ , cuando  $0 < Ar/\alpha_{Acp} \leq 0.5$

=  $\alpha_{Acp}/Ar$  , cuando  $4 < Ar/\alpha_{Acp} \leq 7$

= valor intermedio, cuando  $0.5 < Ar/\alpha_{Acp} \leq 4$

$Ar = At - \alpha_{Acp}$

$FRC$  : fracción de toda la radiación proveniente del refractario que alcanza la superficie fría

$Ar$  : área del refractario

$At$  : área total.



La emisividad del gas ( $\epsilon_g$ ), se calcula a partir de la longitud de la trayectoria media; presión parcial de los constituyentes radiantes como son vapor de agua,  $CO_2$ ,  $SO_2$ , etc; y temperatura del gas.

Además de la ecuación 2.2, se hace necesario un balance térmico para la solución del problema de absorción de calor y cálculo de  $T_g$ . El balance térmico es:

$$Q = Q_f - Q_g \quad 2.5$$

$Q$  : calor absorbido por el agua en la camisa

$Q_f$  : calor liberado en la combustión

$Q_g$  : calor de los gases a la salida del horno.

En base a términos prácticos, la mayor cantidad de calor será absorbida por el agua en su paso por la cámara de combustión, hablando matemáticamente el 70%, el resto en el intercambiador de calor.

Dependiendo del paso entre tubos en un horno con arreglo normal, el máximo flujo de calor podría variar desde 1.5 a 2.0 veces el flujo promedio. Así mientras se seleccionan materiales o realizan cálculos de temperatura de metal, uno debe mantener esto en la mente.

Cuando los tubos están espaciados a mayor distancia, cuando se calientan por ambos lados o cuando se toma cualquier otra medida que mejore la distribución del flujo en la periferia del tubo; entonces el valor del flujo promedio de calor escogido se acerca al máximo flujo de calor que ocurre en el punto frontal del tubo. Si estas condiciones no son cumplidas la diferencia entre estos dos valores es notoria.

Esto último es lo que sucede en este diseño lo cual provoca que el flujo máximo sea equivalente a 2.4 veces el promedio. (1,2)

Por lo tanto para el flujo de calor radiante escogido:

$$Q_m/\alpha A_{cp} = 12000.0 \text{ Btu/pie}^2\text{h}$$

$$\begin{aligned} A_{cp} &= 0.7 \cdot 285120 / (12000 \cdot 0.95) \\ &= 17.5 \text{ pie}^2 \end{aligned}$$

El horno cilíndrico tiene como característica un diámetro igual a la altura.

$$A_{cp} = \pi \phi h$$

$$\phi = 2.36 \text{ pie}^2 \quad (0.72 \text{ m})$$

El área interna total del horno y área de refractario:

$$A_t = 26.2 \text{ pie}^2$$

$$\begin{aligned} A_r &= A_t - \alpha A_{cp} \\ &= 9.62 \text{ pie}^2 \end{aligned}$$

$$A_r/\alpha A_{cp} = 0.58$$

$$F_{RC} = 0.63$$

La longitud de la trayectoria media o longitud de rayo radiante  $L$ , es una dimensión característica que depende de la forma del recinto y es tomada aproximadamente de 3.4 a 3.6 veces el volumen del espacio dividido para el área de la superficie que recibe calor. Longitudes de rayo radiante para geometrías típicas usadas en hornos han sido tabuladas.

Para un horno cilíndrico con características  $\phi = h$ :

$$\begin{aligned} L &= 2/3 \phi \\ &= 1.57 \text{ pies} \end{aligned}$$

A partir de las presiones parciales de los constituyentes radiantes obtenidos desde los cálculos de combustión:

$$P_{CO_2} = 0.1142 \text{ atm}$$

$$P_{H_2O} = 0.1173 \text{ atm}$$

y junto con L obtenemos:

$$P_{CO_2}L = 0.1796 \text{ atm-pie}$$

$$P_{H_2O}L = 0.1842 \text{ atm-pie}$$

$$(P + P_{H_2O})/2 = 0.56 \text{ atm}$$

$$P_{H_2O}/(P_{CO_2} + P_{H_2O}) = 0.507$$

$$P_{CO_2}L + P_{H_2O}L = 0.357 \text{ atm-pie,}$$

parámetros que ayudados por la temperatura del gas  $T_g$ , servirán para el cálculo de la emisividad del mismo.

La temperatura del gas se la obtiene usando la ecuación 2.5:

$$Q_g = 187666.4 \text{ Btu/h}$$

Dividiendo este valor para la masa de gases  $m_g$ , se obtiene la entalpía del gas, que sirve para entrar a la figura N<sup>o</sup> 2 y leer  $T_g$ :

$$h_g = 472.23 \text{ Btu/lb}$$

$$T_g = 1650^{\circ}\text{F}$$

Para obtener  $\epsilon_g$ , se recurre a diferentes gráficos:

De la figura N<sup>o</sup> 3, con  $PCO_2L$  y  $T_g$  :  $\epsilon_{CO_2} = 0.085$

De la figura N<sup>o</sup> 4, con  $PH_2OL$  y  $T_g$  :  $\epsilon_{H_2O} = 0.077$

De la figura N<sup>o</sup> 5, con  $(P+PH_2O)/2$  y  $PH_2OL$  :  $\eta = 1.1$

De la figura N<sup>o</sup> 6, con  $PH_2O/(PCO_2+PH_2O)$  y  $PCO_2L+PH_2OL$

:  $\epsilon = 0.01$

$$\begin{aligned} \epsilon_g &= \epsilon_{CO_2} + \eta \epsilon_{H_2O} - \epsilon \\ &= 0.1597 \end{aligned}$$

Usando las ecuaciones 2.4 y 2.3:

$$\epsilon_f = 0.230$$

$$F = 0.225$$

luego:

$$\begin{aligned} Q_m/aAcpF &= 12000/0.225 \\ &= 53333.3 \text{ Btu/pie}^2\text{h} \end{aligned}$$

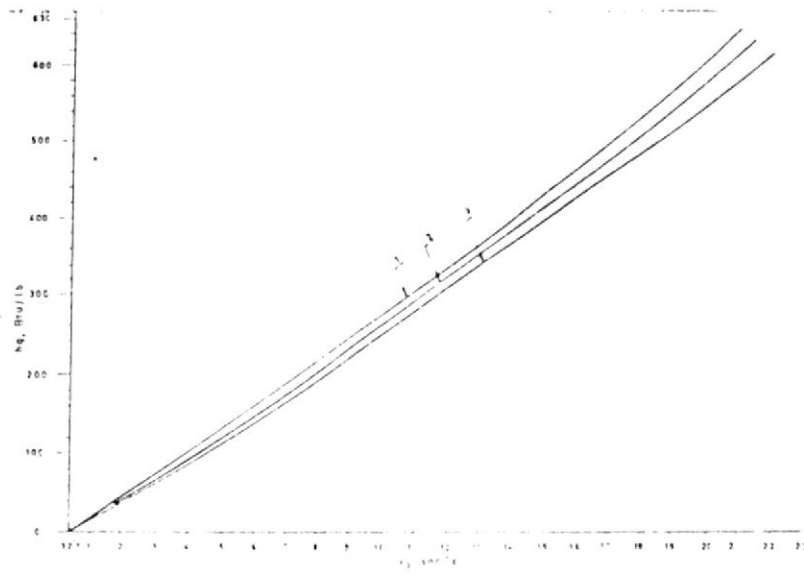


Fig N° 2. Entalpia de gases de combustión de algunos combustibles. Diesel:curva 2.

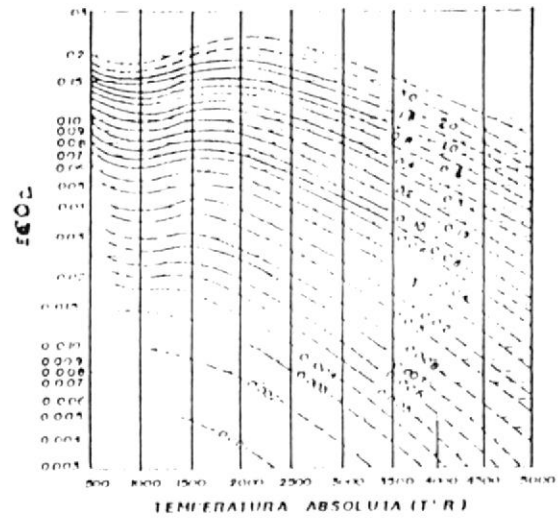


Fig N° 3. Emisividad de dióxido de carbono.

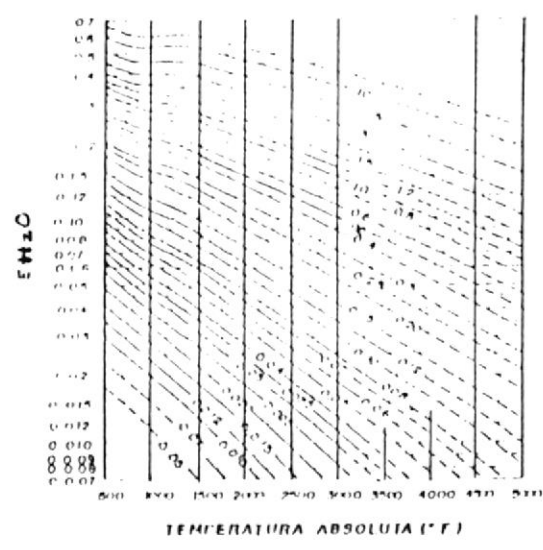


Fig N° 4. Emisividad de vapor de agua.

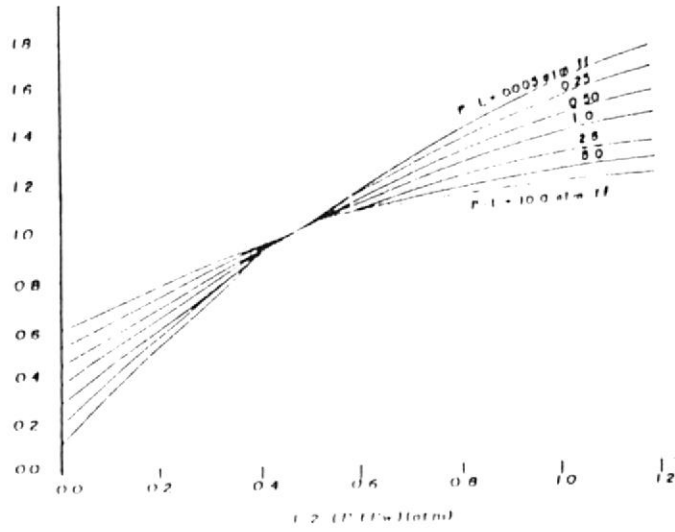


Fig N° 5. Factor de corrección para emisividad de vapor de agua.

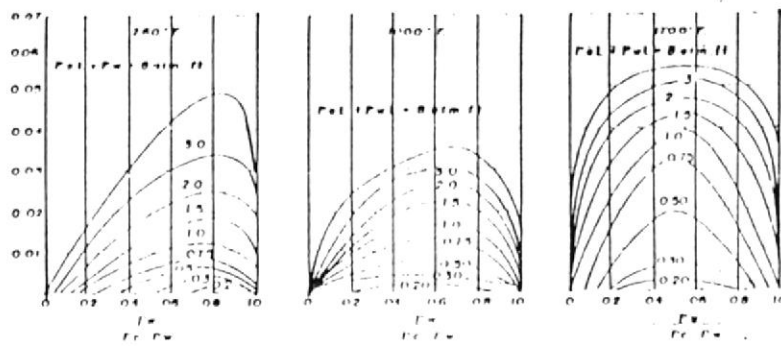


Fig N° 6. Término de corrección de emisividad.

CALCULO DE LA TEMPERATURA DE PARED EN LA CAMISA DE AGUA (Ts)

El agua entra en la cámara de combustión a 104°F y recibe el 70% del calor necesitado para su total calentamiento hasta 140°F.

La temperatura del agua a la salida de la cámara es:

$$t_{oi} = 129.20^{\circ}\text{F}$$

y la temperatura promedio del agua durante su estadía en la cámara de combustión es 117°F.

Las propiedades del agua a esta temperatura promedio son:

$$\begin{aligned} \mu &= 1.395 \text{ lb/hpie} & \delta &= 61.72 \text{ lb/pie}^3 \\ k &= 0.37 \text{ Btu/hpie}^{\circ}\text{F} & c_p &= 1.0 \text{ Btu/lb}^{\circ}\text{F} \end{aligned}$$

Las dimensiones de los cilindros que forman la camisa de agua son:

$$\begin{aligned} \phi &= 2.36 \text{ pie (0.72 m) obtenido por cálculo} \\ \phi_e &= 2.69 \text{ pie (0.85 m) escogido para facilidad de} \\ &\text{construcción.} \end{aligned}$$

El área normal al flujo en la camisa de agua es:

$$\begin{aligned}
 A_n &= 3/4[\pi/4(\phi_e^2 - \phi^2)] \\
 &= 0.98 \text{ pie}^2
 \end{aligned}$$

Para calcular el coeficiente convectivo del agua, se asume que la cámara de combustión es un intercambiador de calor de tubos concéntricos con flujo de calor radiante constante en el cilindro interno, calentamiento de fluido en la camisa de agua y pérdidas de calor despreciables en el cilindro externo.

$$\begin{aligned}
 De &= (\phi_e^2 - \phi^2)/\phi = 0.706 \text{ pie} \\
 G &= m_a/A_n = 8081.6 \text{ lb/pie}^2\text{h} \\
 Re &= De * G/\mu = 4090.0 \\
 h_i &= J_h(k/De)(c_p\mu/k)^{1/3}(\mu/\mu_e)^{0.14}
 \end{aligned}$$

donde:

J<sub>h</sub> : es el factor de COLBURN o factor de transferencia de calor para calentamiento o enfriamiento de fluidos, y se lo obtiene de la **figura Nº 7.**

$$J_h = 19.0$$

De : es el diámetro equivalente.

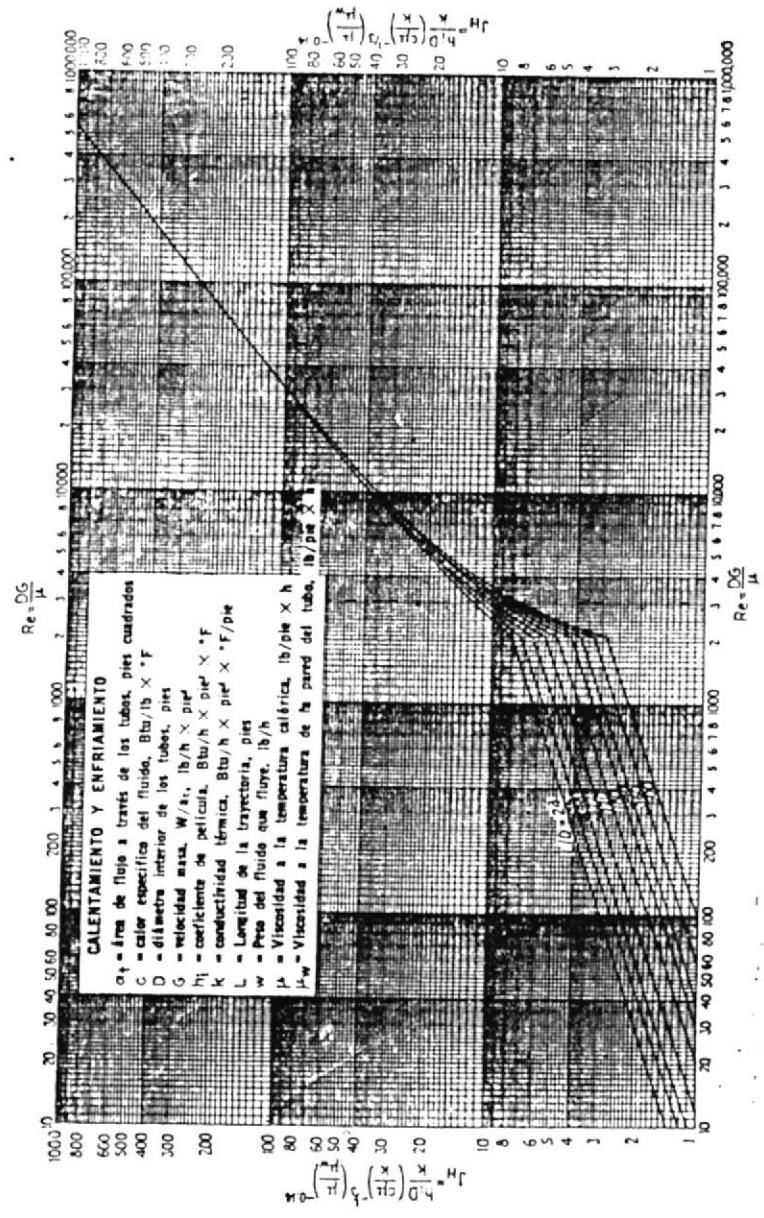


Fig N° 7. Curva de transferencia de calor lado tubos.

G : es el flujo másico de agua por unidad de área.

Re : es el número de Reynolds.

$(\mu/\mu_e)^{0.14}$  : es el factor de corrección por variación de viscosidad, pero que se asume igual a la unidad debido a que el agua es un fluido no viscoso.



$$h_i = 15.5 \text{ Btu/pie}^2\text{h}^\circ\text{F}$$

Analizando la transferencia de calor desde los gases hasta el agua por el método de las resistencias térmicas se tiene:

$$Q_m/\alpha A_{cp} = (T_g - T_p)/(R_g + R_k + R_a) = (T_s - T_p)/(R_a + R_k)$$

donde:

$T_p$  : temperatura promedio del agua en la camisa

$R_g$  : resistencia del gas

$R_k$  : resistencia metálica, (despreciable)

$R_a$  : resistencia del agua =  $1/h_i$



entonces:

$$T_s = 891.3^\circ\text{F}$$

Un cálculo más exacto debería tomar en cuenta no sólo

la resistencia del metal sino que también la provocada por las incrustaciones en ambas caras de la pared.

Usando la ecuación 2.2 se tiene:

$$Q/\alpha A_{cp} F = 33864.5 \text{ Btu/pie}^2$$

Cuando se inicia el diseño de equipos de transferencia de calor, muchos datos son escogidos arbitrariamente, por lo cual se hace necesario establecer una comparación entre valores de magnitudes que expresan lo mismo, esto hace que el cálculo de los parámetros más representativos del diseño se lo realice por un proceso de prueba y error.

En este caso, la comparación se establece entre el resultado obtenido desde la ecuación 2.2 y el flujo de calor radiante máximo escogido dividido para el factor total de intercambio térmico F.

Estos valores difieren en un 36% en base al valor mayor, lo que hace inaceptable los cálculos antes realizados.

Hay que establecer que una diferencia mayor a 5% involucra iteraciones que empezarian con cambios ya sea en:

- el valor de  $Q_c/\alpha_{Acp}$
- las dimensiones en el espacio de la camisa de agua
- el exceso de aire
- la eficiencia del equipo o,
- ciertos cambios en las combinaciones más convenientes.

Los valores obtenidos para los parámetros de comparación ponen de manifiesto el hecho de que la velocidad a la cual el calor está fluyendo hacia los alrededores en el interior del horno es más alta que la velocidad a la cual este calor es disipado. Nuevos cálculos son requeridos para alcanzar el equilibrio necesario; disminuyendo  $Q_c/\alpha_{Acp}$ , de modo que el  $Q_m/\alpha_{Acp}$  sea igual a 9500 Btu/pie<sup>2</sup>h y además escogiendo un espacio de camisa de agua más pequeño, 3 pulg. en vez de las 4 pulg. usadas anteriormente.

Así:

$$Q_m/\alpha_{Acp}F = 39794.0 \quad \text{y} \quad Q/\alpha_{Acp} = 39147.0$$

El equilibrio buscado es hallado y los valores

de las dimensiones y parámetros más importantes son:

$$\begin{aligned} A_{cp} &= 22.1 \text{ pie}^3 & \phi &= 2.65 \text{ pie (0.80 m)} \\ \phi_e &= 2.90 \text{ pie (0.88 m)} & G &= 9658.5 \text{ lb/pie}^2\text{h} \\ A_n &= 0.82 \text{ pie}^2 & Re &= 3600.3 \\ J_h &= 17 & h_i &= 18.8 \text{ Btu/pie}^2\text{h}^\circ\text{F} \\ T_s &= 620^\circ\text{F} \end{aligned}$$



#### 2.4 DISEÑO DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR

Los intercambiadores de calor son aparatos que recuperan calor entre dos corrientes de fluido en un proceso. Como se mencionó con anterioridad, el intercambiador de calor es del tipo tubo-coraza con un deflector. Este va colocado en la parte superior de la cámara de combustión, tal que los gases fluyan por el interior de los tubos, y el agua circunda los tubos confinada por la coraza del intercambiador.

El intercambio de calor entre los dos fluidos a través de la pared que los separa se realiza por convección entre los fluidos y la pared y por conducción a través de la pared.

Las características estructurales de este tipo de intercambiador están basadas especialmente en los estándares definidos por la Tubular Exchanger

Manufacturers Association (TEMA).

En la ecuación fundamental de transferencia de calor:

$$Q = A_o U_o LMTD \quad 2.6$$

uno de los problemas es la determinación del coeficiente global de transferencia  $U_o$ , el cual engloba los coeficientes de convección, de conducción, además de las resistencias ocasionadas por las precipitaciones y depósitos propios de los fluidos y el proceso, y está dado por:

$$\frac{1}{U_o} = \frac{1}{h_i} \left( \frac{d_o}{d_i} \right) + R_{di} \left( \frac{d_o}{d_i} \right) + \frac{d_o}{24km} [\ln(d_o/d_i)] + R_{do} + \frac{1}{h_o} \quad 2.7$$

donde todos y cada uno de los términos están referidos al área externa de los tubos  $A_o$ .

Las fórmulas básicas usadas para la determinación de coeficientes peliculares tanto por el lado de los tubos como por el de la coraza son de la forma:

$$Nu = C Re^m Pr^n$$

donde:

Nu.- número de Nusselt

Re.- número de Reynolds

Pr.- número de Prandtl

C,m,n.- constantes determinadas experimentalmente.

Sin embargo, al contrario de lo que sucede cuando se tiene flujo por el interior de tubos, en el lado de la coraza existen complicaciones geométricas que hace que el flujo se divida en varias corrientes cada una con sus características propias de efectividad en la transferencia de calor. Todo esto hace que las correlaciones de transferencia de calor para flujo en el interior de tubos estén mejor establecidas comparadas con los de flujo en el exterior de ellos.

Una ecuación muy usada para el cálculo del coeficiente convectivo en fluidos no viscoso por el interior de tubos es la de DITTUS-BOELTER:(1)

$$Nu = 0.023Re^{0.8}Pr^{0.4}$$

reescribiendo y sustituyendo por sus definiciones:

$$h_i = 2.44mg^{0.8}/di^{1.8}(k^{0.6}c_p^{0.4}/\mu^{0.4}) \quad 2.8$$

Por experiencia en planta, se ha determinado que la temperatura de salida de los gases desde un horno es de 300 a 1000°F menor que la calculada:(1)

$$T_g = 16000°F$$

La cantidad de calor ganada por el agua en el intercambiador es el resto del total necesitado, o sea 30%.

La temperatura a la cual el gas deja el calentador, obtenida a través del balance de energía es:

$$T_e = T_g - 0.3Q/mgcp$$

Evaluando  $cp$  a la temperatura promedio del gas asumida de 1200°F:

$$T_e = 870°F$$

Para iniciar el diseño del intercambiador, se escogen:

- velocidad del gas en el tubo :  $v_g = 25$  pie/seg
- diámetro de tubo :  $d = 1.25$  pulg

Los tubos para intercambiadores de calor también se conocen como tubos para condensadores. El diámetro nominal de éstos es el diámetro exterior real de los tubos.

Para temperaturas menores a 950°F, es conveniente el uso de tubos de acero.

En el caso de tubos de fuego, cuando la presión externa es la que controla, el espesor de pared de tubo está dado por :

$$\begin{aligned} et &= (pd/14000) + 0.065 \\ &= 0.067 \text{ pulg} \end{aligned}$$

Según esto, el calibre del tubo ha escoger es BWG 14, con una área de flujo por tubo de 0.923 pulg<sup>2</sup>

Las propiedades del gas en los tubos a la temperatura promedio son:

$$\begin{aligned} \mu_g &= 0.094 \text{ lb/hpie} & c_{pg} &= 0.295 \text{ Btu/lb}^{\circ}\text{F} \\ k_g &= 0.036 \text{ Btu/hpie}^{\circ}\text{F} & \delta_g &= 0.0233 \text{ lb/pie}^3 \end{aligned}$$

El flujo másico de gases por el interior de cada tubo es:

$$\begin{aligned} mgt &= v_g * A_t * \delta_g * 3600 \\ &= 14 \text{ lb/h} \end{aligned}$$

Número de tubos de fuego en el intercambiador:

$$\begin{aligned} N_t &= m_g / mgt \\ &= 29 \end{aligned}$$

El coeficiente convectivo en el interior de los tubos sale a partir de la ecuación 2.8:

$$h_i = 3.64 \text{ Btu/hpie}^2\text{°F}$$

Los valores de las resistencias debido a depósitos o incrustaciones están basados en experiencia operacional, dependen del fluido y del proceso.

Estas resistencias llamadas comúnmente factores de obstrucción, son tabulados y tienen como finalidad proteger al intercambiador de entregar menos calor que el requerido por el proceso por un período de hasta año y medio. (2)

Los factores de obstrucción interno y externo son:

$$R_{di} = 0.01 \text{ hpie}^2\text{°F/Btu}$$

$$R_{do} = 0.001 \text{ hpie}^2\text{°F/Btu}$$

Los arreglos de tubo más usados en este tipo de intercambiadores son:

- en línea o arreglo cuadrado
- escalonado o arreglo triangular

En un intercambiador de flujos paralelos, sin

deflectores, el tipo de arreglo no tiene mayor importancia, no así en el caso de presentar deflectores, pues un arreglo triangular presenta mayor turbulencia debido a que el fluido que viaja en el espacio entre dos tubos adyacentes chocará frontalmente con la hilera siguiente, dando así mayores coeficientes convectivos en el lado coraza.

Para este diseño se hace uso de un deflector del tipo segmentado en un 25%, aprovechando así la bondad antes mencionada del arreglo triangular de los tubos.

Con este arreglo, sólo la mitad de la sección transversal del tubo está contenida en el área del triángulo equilátero cuyos lados tienen una longitud igual al paso P entre dos tubos adyacentes. Según esto, el diámetro de la coraza que encierra a Nt tubos está dada por:(1)

$$D_{ms} = P \cdot N_t^{1/2} / 0.95$$

$$P = n d$$

$$n = 1.25; 1.50; 2.0; 2.5; 3.0; 3.5; 4.0$$

Para el paso escogido  $P = 3d$ :

$$D_{ms} = 21.25 \text{ pulg } (0.65 \text{ m})$$

Por efecto de construcción se le añaden de 4 a 6 pulg

$$D_s = 26 \text{ pulg} \quad (0.65 \text{ m})$$

Se pretende que:

$$D_s \leq \phi$$

Existen dos métodos que sirven para calcular el coeficiente convectivo de un fluido en el lado de la coraza de un intercambiador tubo-coraza:

- método de Kern
- método de Bell.

El primero es el método más simple, suficiente y confiable para informaciones ingenieriles y será usado en este trabajo.

El método de Bell es uno más elaborado, no sólo toma en cuenta la geometría del intercambiador, sino, también las diversas fugas, by pass, distorsiones, etc, de flujos que se producen. Ello hace que el cálculo del coeficiente pelicular por el lado de la envolvente sea más preciso con este método.

El método de Kern aplica correlaciones de la misma

forma que la utilizada para fluidos que fluyen dentro de los tubos pero usando valores ficticios para los parámetros geométricos y de flujo.

Una correlación útil entre Reynolds de 2000 y 1000000 es:

$$h_oDe/k = 0.36(DeGs/\mu)^{0.55}(c_p\mu/k)^{1/3}(\mu/\mu_w)^{0.14} \quad 2.9$$

Sin embargo una correlación más general,  $Re > 100$ , está mostrada en la figura N° 8, donde la abcisa es el número de Reynolds y la ordenada el factor de transferencia de calor  $J_h$ , que ya fue utilizado en 2.3.1.

Los valores ficticios usados por estas correlaciones son:

$$a_s = D_s * C * B / P * 144 \quad 2.10$$

$$G_s = m_a / a_s \quad 2.11$$

siendo:

$a_s$  .- el área transversal de flujo

$C$  .- claro entre tubos adyacentes :  $C = P - d$

$B$  .- espaciado entre deflectores

$G_s$  .- flujo másico por unidad de área normal al flujo



Es bueno observar que el área de flujo se la define como una fracción del área longitudinal central de la coraza, que equivale a la suma de los espacios entre dos tubos adyacentes de una hilera ubicada en el centro de la coraza y cuya longitud es B.

En cambio, el diámetro equivalente se calcula a lo largo del eje mayor de los tubos, lo cual permite hacer distinciones entre un arreglo triangular y uno cuadrado. El diámetro equivalente, sea cualquiera el arreglo, se define como cuatro veces el área libre de flujo dividido para el perímetro húmedo. Para un arreglo en triángulo es:

$$D_e = 8(0.433P^2 - \pi d^2/8)/12\pi d \quad 2.12$$

Usualmente el espaciado de deflectores, parámetro clave para inducir turbulencia, no es mayor que el diámetro interior de la coraza ni menor de un quinto del mismo. (2)

Para iniciar los cálculos en el lado de la coraza:

$$B = 13 \text{ pulg}$$

entonces:

$$a_s = 1.56 \text{ pie}^2$$

$$G_s = 5076.9 \text{ lb/pie}^2\text{h}$$

$$D_e = 0.93 \text{ pie}$$

Las propiedades del agua a su temperatura promedio de 134.6°F en la coraza:

$$\mu = 1.18 \text{ lb/hpie}$$

$$\delta = 61.4 \text{ lb/pie}^3$$

$$k = 0.376 \text{ Btu/pie}^2\text{h}^\circ\text{F}$$

$$c_p = 1 \text{ Btu/lb}^\circ\text{F}$$

$$\begin{aligned} Re &= D_e G_s / \mu \\ &= 4001.3 \end{aligned}$$

Usando la ecuación 2.9 :

$$h_o / \phi_s = 20.40 \text{ Btu/pie}^2\text{h}^\circ\text{F}$$

$\phi_s = (\mu/\mu_w)^{0.14}$ , es el factor de corrección por variación de viscosidad.

A pesar de que el agua es un fluido no viscoso y  $\phi_s$  puede despreciarse, su uso no presenta inconvenientes, sino más bien mejora la exactitud de los cálculos.

Desde el balance térmico entre los tubos y el agua, y entre el fluido caliente y el fluido frío:

$$Q = (T_g - T_a) / (R_o + R_i) = (t_w - t_a) / R_i \quad 2.13$$

donde:

$T_g$  : temperatura promedio del gas en los tubos  
 $t_a$  : temperatura promedio del agua en la coraza  
 $t_w$  : temperatura de pared de tubos  
 $R_o = \phi_s/h_o$  : resistencia térmica del agua  
 $R_{io} = \phi_t*d/hi*di$  : resistencia térmica del gas  
 llevada a la cara externa de los  
 tubos.

Se ha despreciado la resistencia metálica y los factores de incrustaciones:

$$t_w = 286^{\circ}\text{F}$$

Con esta temperatura:

$$\mu_w = 0.483 \text{ lb/hpie}$$

$$\phi_s = 1.13$$

$$h_o = h_o*\phi_s/\phi_s$$

$$h_o = 22.8 \text{ Btu/pie}^2\text{h}^{\circ}\text{F}$$

A causa de que las variaciones de temperatura en los fluidos a lo largo de su recorrido dentro del intercambiador de calor no son lineales, la definición de diferencia logarítmica media de temperatura para flujos paralelos es usada:

$$\text{LMTD} = ((T_g - t_{oi}) - (T_e - t_o)) / \ln((T_g - t_{oi}) / (T_e - t_o))$$

$$\text{LMTD} = 1058.30^{\circ}\text{F}$$

La conductividad térmica del acero usado en los tubos de fuego a una temperatura de  $500^{\circ}\text{F}$  es:

$$k_m = 27 \text{ Btu/hpie}^{\circ}\text{F}$$

Usando las ecuaciones 2.7 y 2.6:

$$U_o = 2.73 \text{ Btu/hpie}^2^{\circ}\text{F}$$

$$A_o = 29.6 \text{ pie}^2$$

y la longitud de los tubos está dada por:

$$\begin{aligned} L &= 12A_o/\pi d N_t \\ &= 3.10 \text{ pie} \quad (0.95 \text{ m}) \end{aligned}$$

el número de pasos:

$$\begin{aligned} N + 1 &= L/B \\ &= 2.87 \end{aligned}$$

por lo cual el número de deflectores es:

$$N = 1.87$$

Por restricción en el peso total del equipo, se desea sólo un deflector, sin que ello implique un aumento exagerado en la longitud de los tubos. Probando con un espaciamiento entre deflectores mayor:

$$B = 20 \text{ pulg}$$

y repitiendo el mismo procedimiento anterior se llega a:

$$A_o = 30.4 \text{ pie}^2$$

$$L = 3.2 \text{ pies} \quad (0.97 \text{ m})$$

$$N = 1 \text{ deflector}$$

#### CAIDAS DE PRESION. (2)

Cuando se diseña intercambiadores de calor, es necesario verificar que la pérdida de presión en los fluidos que intervienen en el proceso no sea mayor que un máximo permitido. La caída de presión permitida en un intercambiador es la presión estática del fluido que debe disiparse para mover el fluido a través del intercambiador. Es costumbre aceptar en un intercambiador tubo-coraza, una caída de presión de hasta 5 lb/pulg<sup>2</sup> en el lado coraza.

La bomba seleccionada para la circulación del fluido en el proceso debe desarrollar suficiente carga a la capacidad deseada para vencer las pérdidas de fricción causadas por la tubería de conexión, conexiones, reguladores de control, caída de presión en el intercambiador mismo, etc.

### Caída de presión en el lado coraza.-

La caída de presión a través de la coraza de un intercambiador de este tipo es proporcional al número de veces que el fluido cruza el haz entre los deflectores.

El diámetro equivalente usado para calcular la caída de presión es el mismo que para la transferencia de calor, se desprecia la fricción adicional de la coraza.

La ecuación que da la caída de presión para fluidos que fluyen en el lado de la coraza calentando o enfriándose, y que incluye las pérdidas de entrada y salida es:

$$P_s = f G_s^2 D_e (N + 1) / 5.22 \cdot 10^{10} D_e z \phi_s$$

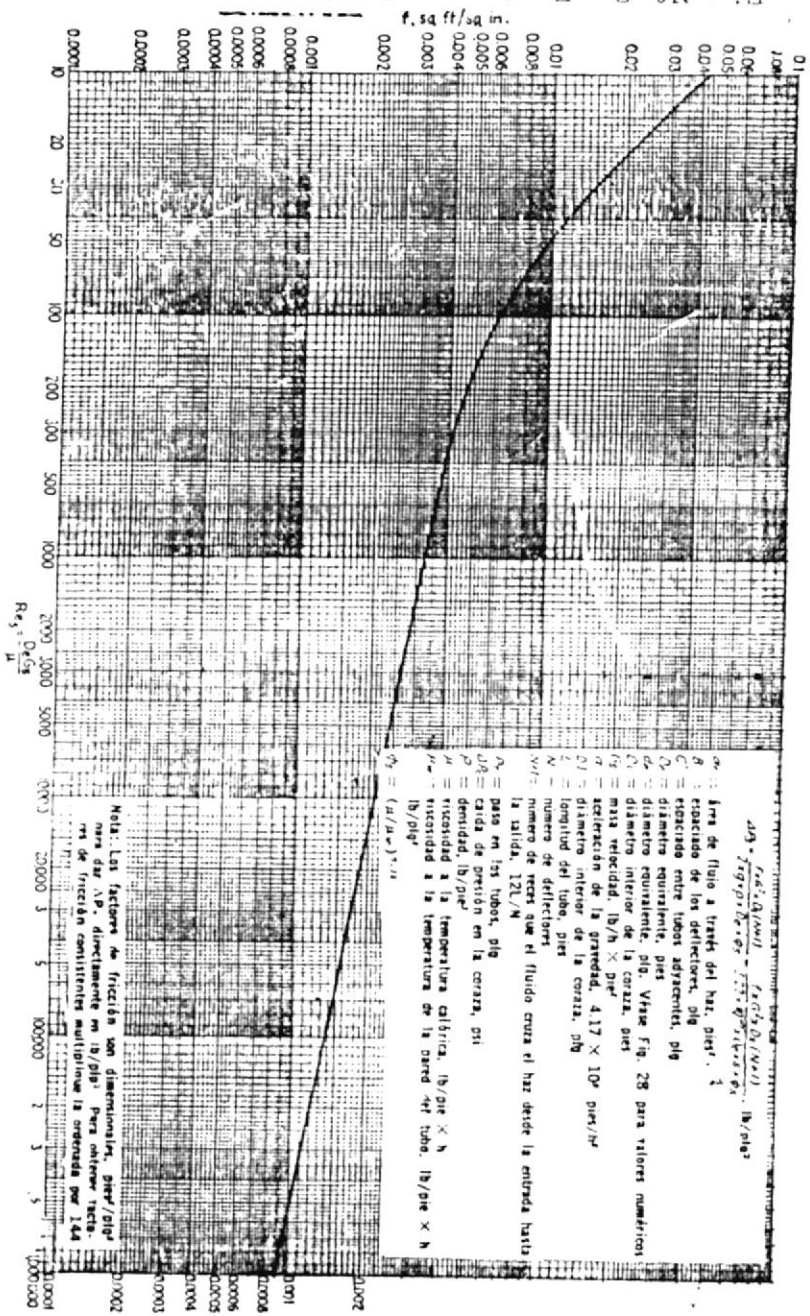
f : factor de fricción de FANNING, obtenido desde la **figura NO 9** en base al número de Reynolds

z : gravedad específica del fluido, para agua aproximadamente igual a la unidad.

$$P_s = 2.2 \cdot 10^{-6} \text{ psig}$$

Luego la caída de presión del agua en la camisa de la

Fig. N° 9. Factores de fricción de la coraza para haces de tubos con deflectores segmentados 25%.



cámara de combustión, así como en la caja que conecta a ésta con el intercambiador de calor también debe ser computada.

Aproximando la cámara de combustión a un intercambiador de tubos concéntricos como ya se hizo en 2.3.1, para la caída de presión se usa la ecuación de FANNING:

$$P_c = 2fG^2h/\delta gD_h$$

donde:

$$f = 16/Re, \quad : Re < 2300$$

$$f = 0.0035 + 0.264/Re^{0.42}, \quad : Re > 2300$$

$$Re = D_h * G / \mu$$

$$D_h = 4 * \text{Area de flujo} / \text{perímetro húmedo de fricción}$$

Usando los valores numéricos de los parámetros ya obtenidos:

$$D_h = 0.24 \text{ pies}$$

$$Re = 1661.7$$

$$f = 0.00960$$

$$P_c = 2.2 * 10^{-5} \text{ psig}$$

La caja de conexión presenta un súbito

ensanchamiento, al pasar el agua desde un diámetro de flujo en la camisa  $D_h$ , hasta un diámetro de caja  $\phi_e = 2.9$  pie.

La pérdida de presión está dada por:

$$P_e = K(V_1^2 - V_2^2)^2/2g$$

$K$  : coeficiente de resistencia,  $K = 1$

$V_1$  : velocidad del agua a la salida de la camisa

$V_2$  : velocidad del agua a la entrada de la caja

$$P_e = 3.6 * 10^{-4} \text{ psig}$$

La pérdida total de presión en el agua resulta de la suma de todas las ya calculadas. La pérdida mayor ocurre en la caja de conexión.

$$P_t = 3.8 * 10^{-4} \text{ psig}$$

Una caída de presión tan pequeña no puede ser un factor que implique la revisión del diseño ya realizado.

Sin embargo debe tenerse presente que este flujo de agua caliente tiene como meta calentar un flujo de agua salada circulando en un intercambiador ya sea

del tipo placa-aletas o del tipo tubo-coraza, lo cual involucra el vencimiento de nuevas resistencias al flujo que junto con las ya calculadas servirán para seleccionar la bomba más adecuada.

Hay que destacar que la presión de diseño escogida es de 30 psig, y, para el caudal seleccionado que es de 15 GPM, la bomba a seleccionar sería de aproximadamente 1/2 HP.

Así mismo la caída de presión en el lado de los tubos:

$$P = 8.1 * 10^{-5} \text{ psig}$$

## 2.5 SELECCION DE MATERIALES PARA PARTES DEL CALENTADOR.

Este aspecto involucra la selección de materiales y obtención de espesores de los materiales con que se va a fabricar cada uno de los componentes del calentador, dependiendo de la función que desempeñen.

Los recipientes a presión, tal como este calentador, están sometidos a varias cargas, las cuales ejercen esfuerzos de diferente intensidad en los componentes del mismo. La categoría e intensidad de los esfuerzos están en función de :(3)

- naturaleza de las cargas
- geometría del componente
- construcción de los mismos

Como se mencionó en 2.3, la presión de diseño es de 30 psig, y es junto con las propiedades del metal seleccionado la base para efectuar los cálculos correspondientes.

Espesor de coraza y espejos.-

El material usado en la coraza es un acero del tipo SA 515 grado 55, resistente al servicio de media y altas temperaturas.

La coraza cilíndrica está soportando la presión del agua en su interior, la cual induce en la costura longitudinal un esfuerzo dos veces mayor que en la costura circunferencial. El espesor está dado por:

$$t = PD_s/2(SE - 0.6P) + C.A$$

S .- Resistencia del material a la temperatura de trabajo. La temperatura de la coraza no es calculada, pero se estima por abajo de 300°F

$$S = 13800.0 \text{ psi}$$

E .- Eficiencia de la junta soldada. Para una

soldadura a tope simple, con respaldo, el cual permanece en su lugar después de soldar

$$E = 0.70$$

C.A.- Corrosión permitida, proveída para una mayor vida útil del equipo

$$C.A = t/3$$

entonces:

$$t = 0.054 \text{ pulg}$$

Planchas comerciales localmente hay de 1/8" (3.0 mm), 3/16" (4.7 mm). Atendiendo sin embargo a las recomendaciones dadas por las normas TEMA, el mínimo espesor de plancha de acero que se debe usar en la carcaza para un diámetro nominal entre 24 y 29 pulg. es de 5/16" (7.8 mm).

Los espejos son soldados a la coraza por su lado externo una vez que hayan sido perforado los agujeros para los tubos. Ambos espejos deben tener el mismo espesor. Para espejos en los cuales la unión de tubos de 1 1/4" de diámetro exterior es por expansión, el espesor mínimo recomendado es de 7/8" (22.0 mm).

El material para el deflector, barra espaciadora de deflector y espaciadores, es el mismo SA 515 grado 55. La plancha para el deflector tiene un espesor de

3/16"; se usan 5 varillas espaciadoras de 3/8", con sus respectivos espaciadores para sostener el deflector.

Espesor de pared interior y exterior de camisa de agua.-

Un punto muy importante por su ubicación, lo constituye el cálculo del espesor de la pared interna de la camisa de agua, pues se recordará que ésta, está sometida a una elevada temperatura  $T_s$ , junto con la presión de trabajo, y, además junto con la pared exterior y las plaquetas soportan el peso del equipo.

Tomando en cuenta sólo los esfuerzos causados por la presión y temperatura, el material que cumple con los requerimientos es un acero SA 285 grado C.

La pared interna se asume como un cilindro completo a elevada temperatura, con presión externa de 30 psig y presión atmosférica en el interior.

El procedimiento a seguir en el cálculo del espesor es iterativo y se detalla a continuación:

Cuando  $\phi/tc \geq 10$   
entonces  $Pa = 4B/3(\phi/t)$

Para obtener B:

- asumir un valor para  $t_c$ , (se inicia con el espesor de la carcaza)
- con  $h/\phi$  en el eje de las ordenadas y  $\phi/t$  como parámetro, se obtiene A en el eje de las abcisas desde la figura N° 10
- con el valor de A y el módulo de elasticidad correspondiente a la temperatura  $T_s$ , entrando a la figura N° 11 se obtiene B.

donde:

$\phi$  .- diámetro del cilindro interno

h .- altura del cilindro interno

t .- espesor

Pa.- presión de trabajo máxima permitida

Las iteraciones concluyen si el valor de P es suficientemente cercano al de Pa sin sobrepasarlo.

Siguiendo los pasos enumerados, se obtiene un valor de Pa igual a 50.0 psig con 3/16" de espesor, mas, debido a que este procedimiento no toma en cuenta que el peso de todo el equipo es soportado por los cilindros inferiores y la pérdida de material por corrosión, el espesor de plancha a usar es dos veces el obtenido.

$$t_c = 3/8" (9.5 \text{ mm})$$

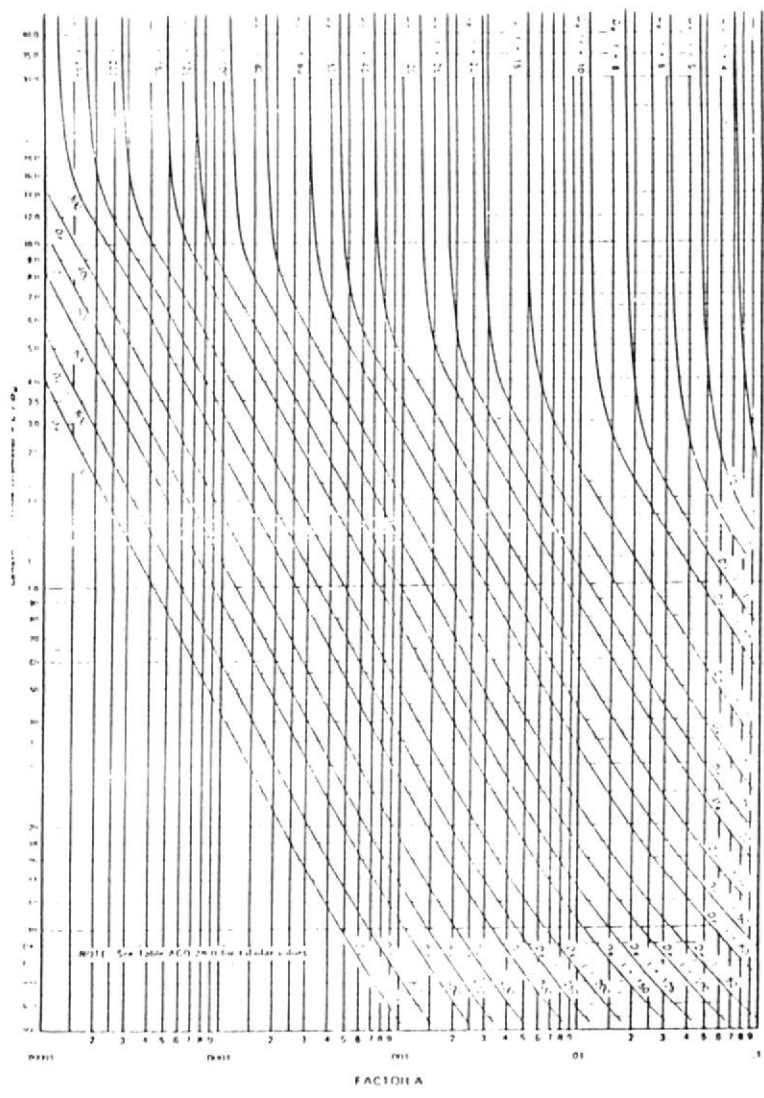


Fig N° 10. Carga geométrica para cilindros bajo presión externa o carga compresiva.

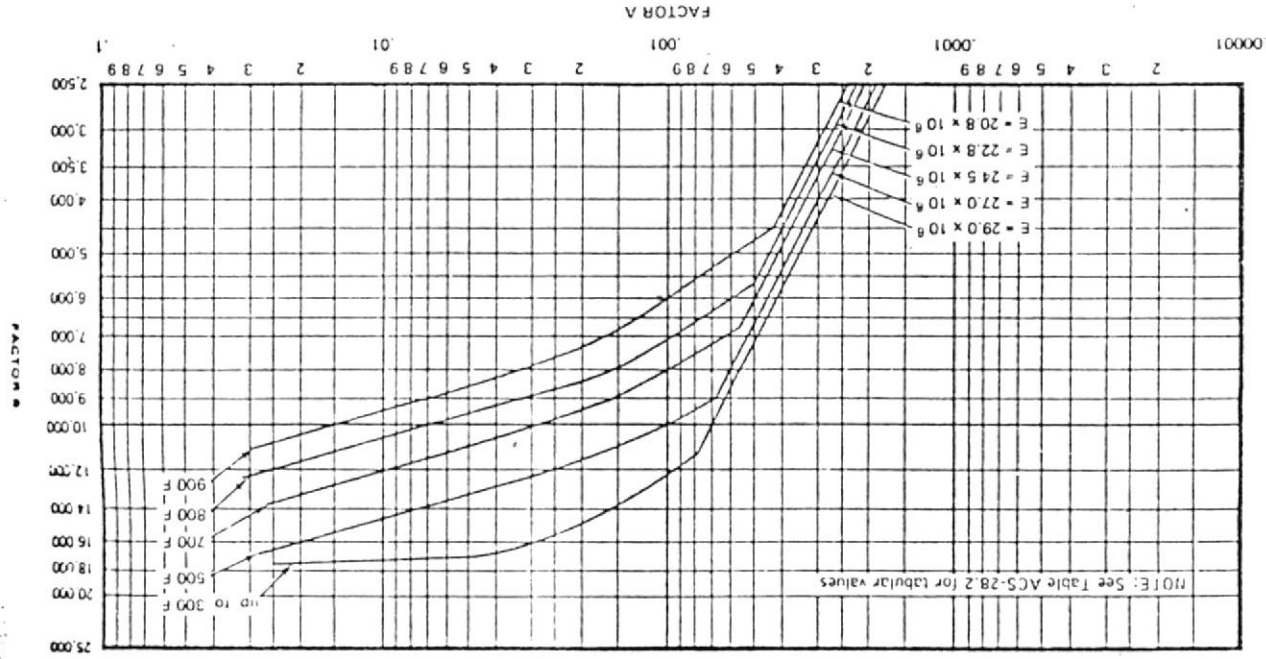


Fig N° 11. Carta para determinar espesor de corazas de recipientes esféricos y cilíndricos sometidos a presión externa construidos de aceros al carbono o de baja aleación.

La caja de conexión horno-intercambiador de calor es del mismo material que la coraza.

En este diseño se prescinde de gran cantidad de refractario, pues sólo un cuarto del cilindro que forma la camisa de agua es de este material (zona en que se coloca la boca del quemador), así como el piso del horno.

El material refractario que se usa debe resistir los altos esfuerzos causados por la elevada temperatura.

El refractario plástico SUPERHYBOND, ha sido usado con éxito ya que además presenta la propiedad de ser moldeable con agua, dando la forma deseada.

Juntas de expansión (tiras de cartón) son colocadas convenientemente para absorber la dilatación del refractario.

El espesor de la pared de refractario es igual al de la camisa de agua.

Atravesando la pared del cilindro exterior y la pared de refractario se encuentra un agujero que aloja al quemador, a un tercio de la altura del horno, medido desde el fondo del mismo.

Todo el equipo, horno e intercambiador, van forrados por lana de vidrio recubiertos luego con planchas negras de 0.75 mm.

Peso del equipo.-

En realidad, el equipo está descansando en el componente inferior; los cilindros y plaquetas que forman la camisa de agua se constituyen así, en soportes de la caja de conexión e intercambiador.

Peso de la caja e intercambiador  $W_{ci}$ .-

Peso de tubos:	$W_t = 110.0 \text{ lb}$
Peso de coraza:	$W_c = 270.0 \text{ lb}$
Peso de espejo superior:	$W_{es} = 131.6 \text{ lb}$
Peso de espejo inferior:	$W_{ei} = 266.5 \text{ lb}$
Peso de equipo deflector:	$W_d = 42.0 \text{ lb}$
	<hr/>
	$W_{ci} = 820.1 \text{ lb}$

Volumen de agua en el intercambiador:

$$\begin{aligned} V_i &= \pi * L T * (D_s^2 - N_t * d_t^2) / 4 \\ &= 11.47 \text{ pie}^3 \end{aligned}$$

Peso de agua en el intercambiador:

$$\begin{aligned}WH_2Oci &= Vi * \delta a \\ &= 715.7 \text{ lb}\end{aligned}$$

Peso total:  $Wt = WH_2Oci + Wci$   
 $= 1642.0 \text{ lb}$

Cuando se calcula el peso de esta clase de equipos, se recomienda añadir hasta un 6% al valor computado, sin embargo en el peso de los espejos y deflector no se tomó en consideración la pérdida de material debido a los agujeros perforados, se añade sólo un 3% .

$$Wt = 1691.3 \text{ lb}$$

Espesor de plaquetas.-

Las plaquetas que dividen longitudinalmente a la camisa de agua son de acero SA 285 grado C, sus funciones son:

- introducir rigidez en la pared interior de la camisa
- ayudar a soportar el equipo.

Una barra de corta longitud sometida a compresión pura por una carga W, se comportará hasta la zona

elástica siguiendo la ley de HOOKE. Sin embargo, si fuese suficientemente larga, al aumentar W se alcanza un valor crítico que corresponde a una condición de equilibrio inestable. Un elemento suficientemente largo sometido a compresión recibe el nombre de columna, y su falla se denomina falla por pandeo, los esfuerzos reales en ésta durante el pandeo pueden ser muy bajos. El criterio de seguridad consiste aquí en comparar la carga real con la carga crítica.

Existen algunos métodos teóricos y experimentales para analizar un comportamiento tal como el descrito

Se asume que las plaquetas están mostrando este comportamiento, si bien, el conjunto inferior (horno) al soportar el peso del conjunto superior (intercambiador) es sometido a compresión simple.

La fórmula de EULER para el análisis de columnas :

$$W_{cr} = C \cdot \pi^2 \cdot E \cdot I / l^2$$

es usada cuando  $l/k > l/k)_1$

donde :

$W_{cr}$  : carga crítica

C : factor constante que toma en cuenta las condiciones de extremo:

$C = 1/4$  barra con extremos empotrado-libre

$C = 4$  barra con extremos empotrados, en la práctica  $C = 1.2$

$E$  : modulo de elasticidad del material. Para aceros  $E = 30 \cdot 10^6$

$I$  : momento de inercia del elemento. Para sección rectangular  $I = bh^3/12$

$l$  : longitud de la columna:  $l = \emptyset$

$k$  : radio de giro de la sección:  $k = (I/A)^{1/2}$

$A$  : área de la sección sobre la que se aplica la carga

$l/k$  : relación de esbeltez de la columna

$l/k)_1$ : relación de esbeltez correspondiente a la carga crítica cuando:  $W_{cr} = A \cdot S_y / 2$

$S_y$  : resistencia a la fluencia del material

Para las plaquetas de acero, de sección rectangular con dimensiones:

$$b = 1.5 \text{ pulg} \quad h = 3/8 \text{ pulg} \quad l = 2.65 \text{ pies}$$

$$l/k)_1 = 110.0$$

$$l/k = 294.0$$

$$W_{cr} = 1930.5$$

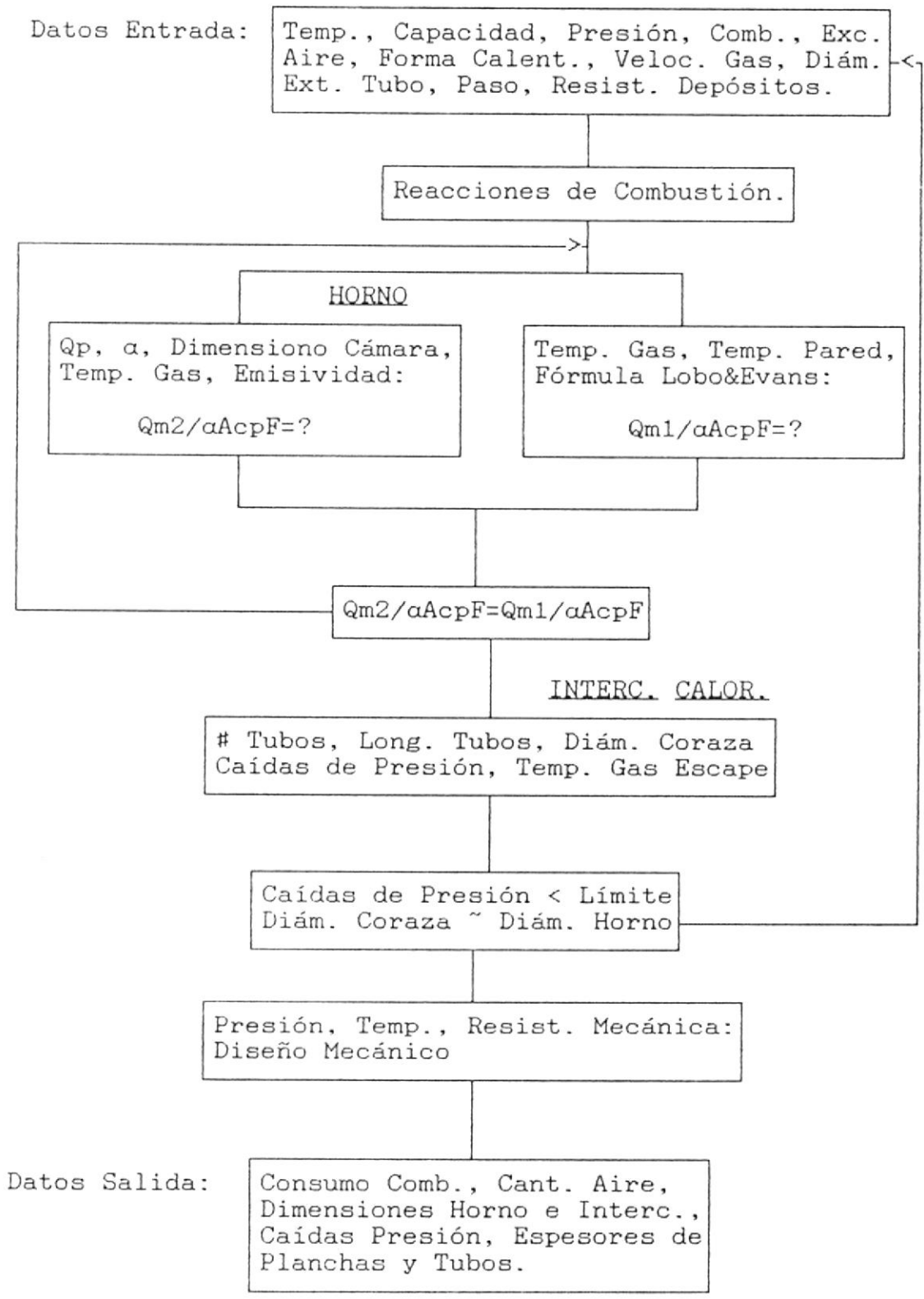
La carga real en el elemento es:

$$W = Wt/4$$

$$W = 422.8 \text{ lb}$$

Comparando este valor con la carga crítica se observa que existe un factor de seguridad de casi 4.5, lo cual produce conformidad en el diseño.

### DIAGRAMA DE FLUJO PARA DISEÑO



### CAPITULO III

#### PROCESOS QUE INTERVENDRIAN EN LA CONSTRUCCION DEL EQUIPO

Para la construcción de estos equipos, una vez que el diseño y selección de materiales cumplen con los requerimientos, y debido a que los métodos que harían más eficiente la fabricación de éstos no aparecen en forma justa y precisa; es necesario entonces una planificación cuidadosa, escogiendo el orden de unión de las partes y los métodos más convenientes para su manufactura.

El calentador en si, consta de dos partes principales: el horno (elemento inferior) y el intercambiador de calor (elemento superior); estas dos partes pueden ser construídas a la vez para luego unirlas y formar el equipo.

Un cuadro de los procesos de fabricación usados sería:

Corte de Material.- Los cortes rectos pueden hacerse por medio de una cizalladora o con oxicorte. Los discos se cortan con oxicorte.

Rolado.- Las formas cilíndricas se las realiza en una roladora de tres rodillos. Los elementos a formar por este proceso son:

- Coraza
- Diámetro externo de horno
- Secciones del diámetro interno del horno

Unión de Tubos.- Tanto en el espejo inferior cuanto en el superior, la unión de tubos se la puede hacer ya sea por soldadura, por expansión de los tubos, o, por una combinación de ambos. Un expandidor de tubos consta de una flecha cónica con movimiento axial y de revolución el cual produce la deformación plástica del tubo en el agujero del espejo, limitado por los bordes del mismo.

Perforación de Agujeros.- Las perforaciones que se necesitan son de dos clases: redondas, en los espejos y deflector así como también en la entrada y salida de agua a la parte inferior y desde el intercambiador respectivamente, y, alargados en las plaquetas. Los agujeros redondos se hacen en un taladro de presión. Los alargados en una prensa con punzón y bloque dado, o en su defecto con oxicorte.

Soldadura.- Se usa soldadura al arco para la unión de todas y cada una de las partes que forman el equipo.

En detalle, el plan que se recomienda seguir para la construcción de cada una de las partes:

Horno.-

1 .- Corte de disco con 35.0 pulg. (3') de diámetro desde plancha de acero SA 285 grado C de 3/8" para base de horno.

2 .- Rolado de plancha de acero SA 285 grado C, 3/8" para formación de cilindro exterior de horno. La longitud de plancha necesaria para formar un cilindro de radio interno  $r$  y espesor  $t$  es:  $Le = 2\pi(r + 0.4t)$ .

Para  $r = 17\frac{1}{2}"$  y  $t = 3/8"$ , la plancha necesitada será una de 111 X 32 pulg (9.2' X 3').

3 .- Rolado de planchas de acero SA 285 grado C, 3/8" hasta un ángulo de doblado de  $90^\circ$ , para formar secciones de camisa de agua. La longitud de cada sección es dada por:  $Ls = 2\pi(r + 0.4t)*\alpha/360^\circ$ .

Para  $r = 16"$ ,  $t = 3/8"$  y  $\alpha = 90^\circ$  entonces  $Ls = 25\frac{1}{2}"$

Para las tres secciones se requiere una plancha de  $76\frac{1}{5}$  X 32 pulg (6.3' X 3').

4 .- Corte de plaquetas de dimensiones ya calculadas y perforación de agujeros en dos de ellas. La plancha a usar es un acero SA 285 grado C, 3/8" de dimensiones 6 X 32 pulg (1/2' X 3').

5 .- La unión de todas estas partes se la hará con soldadura al arco usando electrodo de especificación E6011 con diámetro de 1/8" o E7018.

Materiales para construcción de horno:

- 3 Planchas de acero SA 285 grado C, 8' X 4' X 3/8"

Siguiendo la numeración usada arriba; unir 1 con 2, luego colocar plaquetas en 2 de modo que cada una de las perforadas quede frente a una sin perforación, cuidando además, de que el agujero de entrada de agua se sitúe entre las dos plaquetas perforadas y frente al agujero de alojamiento del quemador ubicado entre las dos plaquetas sin perforaciones.

Cada una de las secciones de camisa es soldada entre cada dos plaquetas, dejando vacío el espacio entre las plaquetas sin agujeros. El refractario SUPERHYBOND es usado para recubrir el fondo del horno y el vacío antes mencionado.

Intercambiador de Calor.-

- 1 .- Corte de disco con 26.0" (2.1') de diámetro desde plancha de acero SA 515 grado 55, 7/8" para espejo superior. Un disco de igual diámetro pero segmentado en un 25% para el deflector desde plancha de 3/16".
- 2 .- Corte de disco con 37.0" (3') de diámetro en plancha de 7/8" para espejo inferior.
- 3 .- La perforación de agujeros en cada uno de los discos para alojar los tubos de fuego requiere especial cuidado y precisión. TEMA recomienda para tubos de diámetro externo de 1<sup>1</sup>/<sub>4</sub>, un diámetro de agujero de 1.264 (+ 0.003 - 0.006) pulg. para los agujeros de los espejos y 1/32" adicional al diámetro externo del tubo, para los agujeros del deflector.
- 4 .- Formación de cilindro para coraza del intercambiador desde plancha de acero SA 515 grado 55, 5/16", de dimensiones 82<sup>1</sup>/<sub>5</sub> X 30<sup>2</sup>/<sub>3</sub> pulg (6.87' X 2.55'). El cilindro se cierra con una junta a tope simple con respaldo.
- 5 .- Las uniones soldadas se hacen mediante soldadura al arco con electrodo E6011. Los tubos son expandidos en los espejos.

Materiales para fabricación de intercambiado de calor:

- 2 planchas de acero SA 515 grado 55, de 8' X 4' X 5/16"
- 1 plancha de acero SA 515 grado 55, de 8' X 4' X 3/16"
- 1 varilla de acero de 3/8" X 6 mt.
- 1 tubo galvanizado de 1" X 6 mt.

La precisión requerida en el paso 3 se pone de manifiesto aquí, cuando se produce la expansión de los tubos en los espejos. Previamente, se ha colocado el deflector por medio de cinco posicionadores a una distancia B medida desde el espejo superior, el cual ha sido ya soldado a la coraza. El espejo inferior se mantiene entonces en el conjunto unido solamente por los tubos expandidos en sus agujeros.

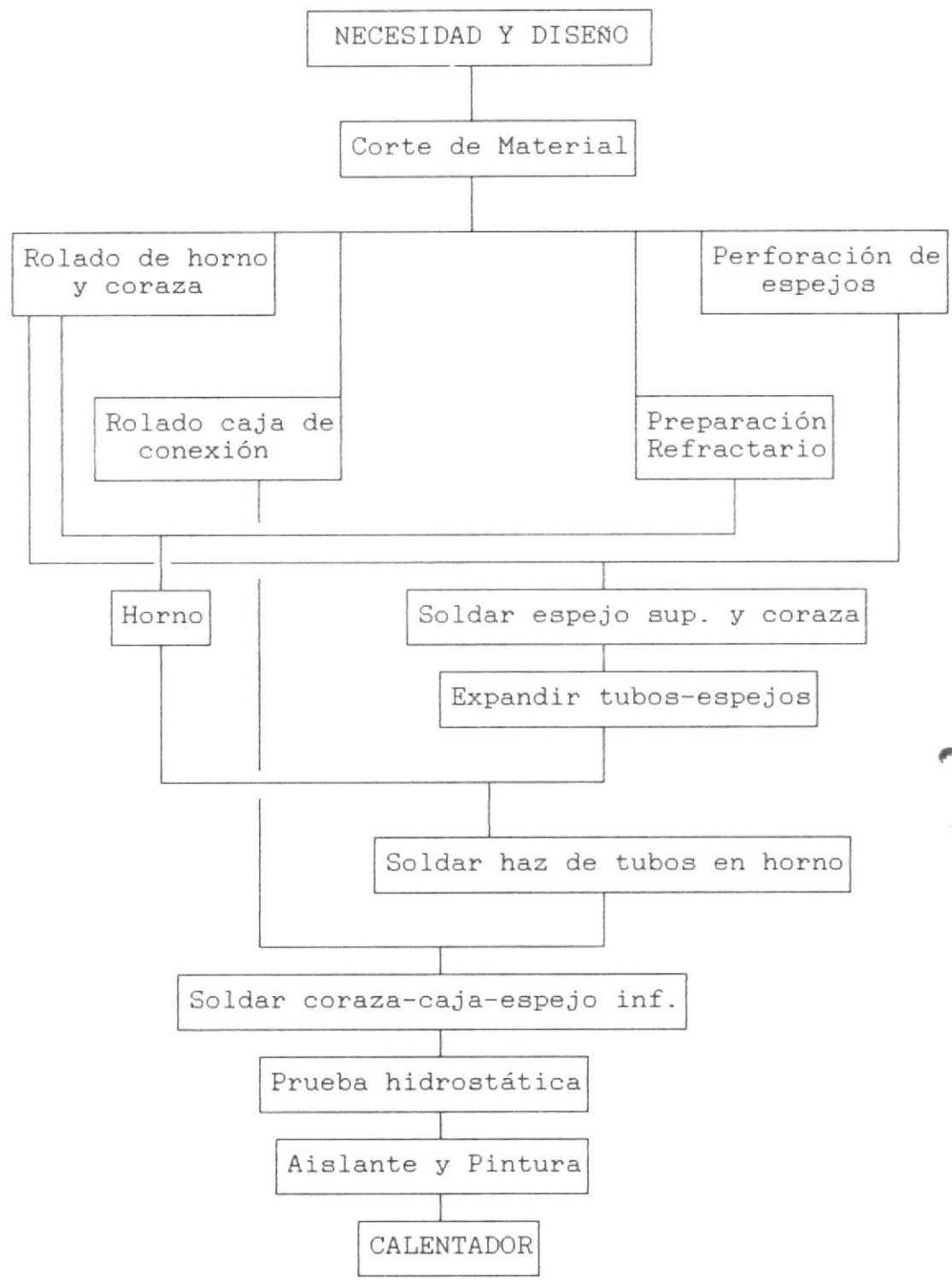
Las dimensiones y formas específicas de cada una de las partes son presentadas desde la figura N<sup>o</sup> 12 hasta la figura N<sup>o</sup> 14.

El horno y el intercambiador son unidos soldando los tres espacios de la camisa de agua a los bordes que correspondan en el espejo inferior. La caja que conecta ambas partes es colocada completando así el equipo.

Las corazas de equipos sometidos a baja presión son probadas hidrostáticamente con una presión equivalente a

1.5 veces la presión de diseño. El equipo es entonces recubierto de aislante.

PASOS PARA CONSTRUCCION DE CALENTADOR



## CAPITULO IV

### PROGRAMA DE COMPUTADOR PARA DISEÑO DE EQUIPO SIMILAR

Siguiendo los pasos del diseño anterior se logra elaborar un programa de computadora para obtener las dimensiones principales de calentadores semejantes y que se encuentren dentro de un rango de capacidad y parámetros de trabajo, de tal modo, que éste que sirvió como base ocupe una posición central.

Ciertos gráficos o curvas que representan las propiedades del gas producido por la combustión fueron aproximados a líneas rectas para ser usados en el programa.

Las propiedades del agua se las encuentra en un banco de datos. Durante la ejecución del programa, el dato escogido desde el banco de datos es siempre el superior más cercano o sea, que el programa no contempla la operación de interpolación.

En el programa se utiliza el lenguaje BASIC AVANZADO (BASICA).

```

10  REM ***** IDENTIFICACION *****
20  COLOR 7,3
30  CLS:KEY OFF
40  FOR K=10 TO 68 STEP 2
50  LOCATE 7,K:COLOR 5:PRINT " @ "
60  NEXT K
70      FOR I=10 TO 70 STEP 2
80      LOCATE 17,I:COLOR 5:PRINT "@ "
90      NEXT I
100 FOR S=7 TO 17
110 LOCATE S,10:COLOR 5:PRINT "&"
120     FOR J=7 TO 17
130     LOCATE J,70:COLOR 5:PRINT "&"
140     NEXT J
150 NEXT S
160 COLOR 0,3:LOCATE 9,18:PRINT "PROGRAMA DE DISEÑO DE CALENTADORES DE AGUA"
170 LOCATE 11,23:PRINT "ELABORADO POR CARLOS BARRERA"
180 LOCATE 13,28:PRINT "TOPICO DE GRADUACION"
190 LOCATE 15,25:PRINT "DIRECTOR ING. JORGE DUQUE"
200 LOCATE 23,30:COLOR 24 :PRINT "Presione cualquier tecla".
210 COLOR 7,0
220 Z$= INKEY$
230 IF Z$="" THEN GOTO 220
240 REM*****CARATULA***** 0:4
250 MARCO$="-----"
-----
260 FALSO$=" "
270 COLOR ,4
280 CLS :KEY OFF
290 LOCATE 2,1:PRINT MARCO$:LOCATE 4,1:PRINT MARCO$:LOCATE 20,1:PRINT MARCO$:LOC
ATE 22,1:PRINT MARCO$
300 LOCATE 3,23:PRINT "DISEÑO DE CALENTADORES DE AGUA"
310 LOCATE 8,18:PRINT "Ud. está próximo a realizar el diseño de"
320 LOCATE 9,18:PRINT "un calentador de agua de mediana capaci-"
330 LOCATE 10,18:PRINT "dad, mediante quema de combustible FUEL "
340 LOCATE 11,18:PRINT "OIL # 2. El calentador de tipo vertical,"
350 LOCATE 12,18:PRINT "consta de un horno y un intercambiador"
360 LOCATE 13,18:PRINT "tubo-coraza. Puede ser usado en labora-"
370 LOCATE 14,18:PRINT "torio de larvas de camarón o en hoteles."
380 LOCATE 21,20:PRINT "Digite : (C) Continuar. (S) Salir."
390 CCC=0
400 X$=INKEY$
410 IF X$="" THEN GOTO 400
420 IF X$="C" OR X$="c" THEN X$="":COLOR 31:LOCATE 23,30:PRINT " CORRIENDO
":GOTO 480
430 IF X$="S" OR X$="s" THEN X$="":COLOR 31:LOCATE 23,30:PRINT " CHAO
":BEEP:BEEP:SYSTEM
440 CCC= CCC+1
450 IF CCC>5 THEN COLOR 31: LOCATE 23,30 : PRINT " CHAO
":BEEP:BEEP: SYSTEM
460 IF X$<>"C" OR X$<>"c" THEN X$="":COLOR 31:LOCATE 23,20:PRINT "DIGITE CORRECT
AMENTE X FAVOR" :GOTO 400
470 IF X$<>"S" OR X$<>"s" THEN X$="":COLOR 31:LOCATE 23,20:PRINT "DIGITE CORRECT
AMENTE X FAVOR" :GOTO 400

```

```

480 COLOR 7,0
490 COLOR ,2
500 CLS
510 FALSO$="
520 REM *****INGRSO DE DATOS*****
530 REM *****PRIMERA PARTE*****
540 MARCO$="-----"
-----"
550 LOCATE 3,25:PRINT "INGRESO DE DATOS DE CALENTADOR"
560 LOCATE 20,2:PRINT "Por favor tómesese en cuenta el rango de cada variable y sus unidades"
570 LOCATE 21,10:PRINT "(C) Continuar. (S) Salir. (R) Reingresar Datos"
580 LOCATE 2,1:PRINT MARCO$:LOCATE 4,1:PRINT MARCO$:LOCATE 19,1:PRINT MARCO$
590 LOCATE 6,8:PRINT "Flujo Másico de Agua..(5000-10000)lb/h.....-8000-.."
600 LOCATE 7,8:PRINT "Temperatura de Entrada de Agua..(62-122)ºF...-104-.."
610 LOCATE 8,8:PRINT "Temperatura de Salida de Agua..(116-197)ºF...-140-.."
620 LOCATE 9,8:PRINT "Presión de Trabajo....(20-50)psig.....-30-.."
630 LOCATE 10,8:PRINT "Calor Transferido en horno...(60-75)%.....-70-.."
640 LOCATE 11,8:PRINT "Diámetro Nominal de Tubo...(1.0-1.5)pulg....-1.25-.."
650 LOCATE 12,8:PRINT "Exceso de Aire.....(10-25)%.....-20-.."
660 LOCATE 13,8:PRINT "Velocidad de Gas en Tubo...(20-40)pies/seg...-25-.."
670 LOCATE 14,8:PRINT "Eficiencia General del Equipo..(65-75)%.....-70-.."
680 LOCATE 15,8:PRINT "Paso entre Tubos....(2.0-4.0)veces.....-3.0-.."
690 LOCATE 16,8:PRINT "Espacio de Camisa de Agua..(1.0-2.5)pulg....-1.5-.."
700 LOCATE 22,1:PRINT MARCO$
710 COLOR 7,0
720 VALOR = 0
730 REM*****SEGUNDA PARTE*****
740 COLOR 7,1
750 LOCATE 6,65:PRINT FALSO$:LOCATE 6,66:INPUT "",MA
760 IF MA<5000 OR MA>10000 THEN MA=8000:LOCATE 6,65:PRINT MA
770 LOCATE 7,65:PRINT FALSO$:LOCATE 7,66:INPUT "",TEA
780 IF TEA<62 OR TEA>122 THEN TEA= 104 :LOCATE 7,65:PRINT TEA
790 LOCATE 8,65:PRINT FALSO$:LOCATE 8,66:INPUT "",TSA
800 IF TSA<116 OR TSA>197 THEN TSA=140 :LOCATE 8,65:PRINT TSA
810 LOCATE 9,65:PRINT FALSO$:LOCATE 9,66:INPUT "",P
820 IF P<20 OR P>50 THEN P=30:LOCATE 9,65:PRINT P
830 LOCATE 10,65:PRINT FALSO$:LOCATE 10,66:INPUT "",QAP
840 IF QAP<60 OR QAP>75 THEN QAP=70:LOCATE 10,65:PRINT QAP
850 LOCATE 11,65:PRINT FALSO$:LOCATE 11,66:INPUT "",DT
860 IF DT<1! OR DT>1.5 THEN DT=1.25:LOCATE 11,65:PRINT DT
870 LOCATE 12,65:PRINT FALSO$:LOCATE 12,66:INPUT "",EA
880 IF EA<10 OR EA>25 THEN EA=20:LOCATE 12,65:PRINT EA
890 LOCATE 13,65:PRINT FALSO$:LOCATE 13,66:INPUT "",VGT
900 IF VGT<20 OR VGT>40 THEN VGT=25:LOCATE 13,65:PRINT VGT
910 LOCATE 14,65:PRINT FALSO$:LOCATE 14,66:INPUT "",N
920 IF N<65 OR N>75 THEN N=70:LOCATE 14,65:PRINT N
930 LOCATE 15,65:PRINT FALSO$:LOCATE 15,66:INPUT "",PT
940 IF PT<2! OR PT>4! THEN PT=3!:LOCATE 15,65:PRINT PT
950 LOCATE 16,65:PRINT FALSO$:LOCATE 16,66:INPUT "",ECA
960 IF ECA<1! OR ECA>2! THEN ECA=1.5:LOCATE 16,65:PRINT ECA
970 COLOR 7,0

```

```

980 Y$= INKEY$
990 IF Y$="" THEN GOTO 980
1000 IF Y$="C" OR Y$="c" THEN Y$="": LOCATE 23,15:COLOR 31:PRINT "      COR
RIENDO      ": GOTO 1080
1010 IF Y$="S" OR Y$="s" THEN Y$="": LOCATE 23,15:COLOR 31:PRINT "
CHAO      ":BEEP:BEEP:SYSTEM
1020 VALOR = VALOR + 1
1030 IF VALOR > 5 THEN LOCATE 23,15:COLOR 31:      PRINT "
CHAO      ":BEEP:BEEP:SYSTEM
1040 IF Y$="R" OR Y$="r" THEN Y$="": LOCATE 23,15:COLOR 31:PRINT "      NUB
VOS DATOS      ":GOTO 730
1050 IF Y$<>"S" OR Y$<>"s" THEN Y$="":LOCATE 23,15:COLOR 31:PRINT " DIGITE CORRE
CTAMENTE      ":GOTO 980
1060 IF Y$<>"C" OR Y$<>"c" THEN Y$="":LOCATE 23,15:COLOR 31:PRINT " DIGITE CORRE
CTAMENTE      ":GOTO 980
1070 IF Y$<>"R" OR Y$<>"r" THEN Y$="":LOCATE 23,15:COLOR 31:PRINT " DIGITE CORRE
CTAMENTE      ":GOTO 980
1080 REM Calculo de Calentador de Agua
1090 QAP= QAP/100
1100 EA = EA/100
1110 N= N/100
1120 NC = .93
1130 M = .013
1140 RDO = .01
1150 COMP1 = 1000!
1160 RDI = .001
1170 COMP2 = 10!
1180 QF = 2700!
1190 COLOR 31,1:LOCATE 23,25:PRINT "ESPERE UN MOMENTO POR FAVOR":COLOR 7,0
1200 WHILE ABS(COMP1-COMP2)/COMP1*100 > 5
1210 QF = QF + 50
1220 GOSUB 3050 REM Llamado a Sub. de Combustion
1230 QA = MA * (TSA - TEA)
1240 VF = QA/(PCB * N)
1250 MG = GE * VF
1260 CA = AF * VF/(60 * DA)
1270 QM = 2.4 * QF
1280 ALFA = .95
1290 ACP = QAP * QA/(QM * ALFA)
1300 PI = 3.1415
1310 DIH = SQR(ACP/PI)
1320 ATO = 3 * PI * DIH^2/2
1330 AR = ATO - ALFA * ACP
1340 BETA = AR/(ALFA * ACP)
1350 FRC = ALFA * ACP/ATO
1360 HG = (PCB*VF*NC - QAP*QA)/MG
1370 TG = 0
1380 GOSUB 3240 REM LLamada a Sub. de Gases para hg
1390 L = 2 * DIH/3
1400 PUX = PCO2*L*10
1410 PDX = PH2O*L*10
1420 VRG = .01
1430 EEG = 1.1
1440 GOSUB 3350 REM LLamada a Sub. de Emisividades

```

```

1450 GOSUB 3650
1460 EG = ECO2 + BEG*EH20 - VEG
1470 EF = EG*(1 + AR/(ALFA*ACP) * 1/(1 + EG/(1-EG) * 1/FRC))
1480 F = 1/(1/EF + .11)
1490 COMP1 = QM/F
1500 REM Calculo de la Temperatura de Pared
1510 TSEA = QAP * QA/MA + TEA
1520 TMA = (TSEA + TEA)/2
1530 GOSUB 3950 REM LLamando a Sub. Propiedades de Agua
1540 DEH = DIH + 2*ECA/12
1550 AFC = 3*PI*((DEH)^2 - (DIH)^2)/16
1560 DEQC = ((DEH)^2 - (DIH)^2)/DIH
1570 G = MA/AFC
1580 REC = DEQC * G/U
1590 IF REC < 2300 THEN HIC = 1.86*K/DEQC*(4*MA/(PI*K*DIH))^(1/3)
1600 HIC = .027*K/DEQC*REC*.8*(U/K)^(1/3)
1610 TP = TMA + QM/HIC
1620 COMP2 = .173*(((TG+460)/100)^4 - ((TP+460)/100)^4) + 7*(TG-TP)
1630 WEND
1640 IF TP>800 THEN LOCATE 23,10:COLOR 31,2:PRINT "Cuidado se Quema, por fav
or Disminuya el valor de ECA....." : GOTO 980
1650 REM ***** Intercambiador de Calor
1660 TGE = TG - 100
1670 PT = PT * DT
1680 TG = 3*TGE/4
1690 GOSUB 4170 REM LLamada a Sub. propiedades de gas
1700 TE = TGE - (QA - QAP*QA)/(MG*CP)
1710 ET = P*DT/14000 + .065
1720 DIT = DT - 2*ET
1730 AT = PI*(DIT/12)^2/4
1740 DG = DGN*492/(TG + 460)
1750 MGT = VGT*DG*AT*3600
1760 GT = MGT/AT
1770 NT = MG/MGT
1780 RET = DG*VGT*DIT*3600/U
1790 HIT = 2.44*MGT*.8*K*.6*(CP/U)^.4/DIT^1.8
1800 DS = (PT/12*NT^(1/2))/1.95 + .4
1810 IF DS>=DIH THEN LOCATE 23,10:COLOR 31,2:PRINT "Disminuya el Paso entre
Tubos" : GOTO 980
1820 GOSUB 3240
1830 GOSUB 3350
1840 GOSUB 3650
1850 TMA = (TSA + TSEA)/2
1860 GOSUB 3950 REM Sub. para propiedades de agua
1870 B = 2*DS/3
1880 B = B + 1/18
1890 C = PT - DT
1900 A = DS*C*B/PT
1910 GS = MA/A
1920 DEQS = 8*(.433*PT^2 - PI*DT^2/8)/(PI*DT*12)
1930 RES = DEQS*GS/U
1940 HO = .36*K/DEQS*RES*.55*(U/K)^(1/3)
1950 HIOT = HIT*DIT/DT
1960 UO1 = 1/HIOT + RDI*DT/DIT + RDO + 1/HO

```

```

1970 UO = 1/UO1
1980 X = TGE - TSEA
1990 Y = TE - TSA
2000 LMTD = (X - Y)/LOG(X/Y)
2010 AO = (QA - QAP*QA)/(UO*LMTD)
2020 LT = 12*AO/(PI*DT*NT)
2030 ND= LT/B - 1
2040 IF ND> 1 THEN GOTO 1880
2050 REM Caida de Presion en el Lado de los Gases
2060 VHORNO = 3*PI*DIH*((DEH)^2 - (DIH)^2)/16
2070 VINTERC = PI*LT*((DS)^2 - NT*(DT/12)^2)/4
2080 CAP = (VHORNO + VINTERC)*7.48
2090 LE = 5*DIT + LT
2100 IF RET < 2300 THEN FA = 16/RET
2110 IF RET >= 2300 THEN FA = .0035 + .264/RET^.42
2120 CPG = 3.98E-10*FA*GT^2*LE/(DG*DIT)
2130 REM Caida de Presion en el Lado Agua
2140 FW = 8.999999E-03/RFS^.16
2150 CPS = 12*FW*GS^2*DS*LT/(5.22E+10*DEQS*B)
2160 DAG = 62!
2170 DEQFC = 3*PI*(DEH^2-DIH^2)/(4*((3*PI*(DEH+DIH)/4) + 3*(DEH-DIH)))
2180 REFC = DEQFC*G/U
2190 IF REFC < 2300 THEN FW1 = 16/REFC
2200 IF REFC >= 2300 THEN FW1 = .0035 + .264/REFC^.42
2210 CPC = 3.32E-11*FW1*G^2*DIH/(DAG*DEQFC)
2220 CPE = MA^2*((1/AFC) - (1/A))^2/(62.4*3600^2*DAG)
2230 CPA = CPS + CPC + CPE
2240 COLOR ,5
2250 CLS
2260 LOCATE 2,1: PRINT MARCO$:LOCATE 4,1:PRINT MARCO$
2270 LOCATE 3 ,25 : PRINT " CARACTERISTICAS DEL CALENTADOR"
2280 LOCATE 5,5:PRINT USING "&#.##"; " Consumo de Combustible..(gal./h).....
...",VF
2290 LOCATE 6,5:PRINT USING "&###.##"; " Consumo de Aire..(pie cub./min).....
...",CA
2300 LOCATE 7,25 : PRINT "DIMENSIONES DEL HORNO"
2310 LOCATE 8,5:PRINT USING "&#.##"; " Diametro interno de horno..(pies).....
...",DIH
2320 LOCATE 9 ,5:PRINT USING "&#.##"; " Altura de Horno..(pies).....
...",DIH
2330 LOCATE 10,5:PRINT USING "&####.##"; " Temperatura de pared de horno..(°F)...
...",TP
2340 LOCATE 11,5:PRINT USING "&#.##"; " Diametro Externo de Horno..(pies).....
...",DEH
2350 LOCATE 12,25 : PRINT "DIMENSIONES DEL INTERCAMBIADOR"
2360 LOCATE 13,5:PRINT USING "&#.##"; " Diametro de Coraza..(pies).....
...",DS
2370 LOCATE 14,5:PRINT USING "&###.##"; " Numero de Tubos..(unidades).....
...",NT
2380 LOCATE 15,5:PRINT USING "&#.###"; " Diametro Interno de Tubos..(pulg).....
...",DIT
2390 LOCATE 16,5:PRINT USING "&#.###"; " Espesor de Tubos..(pulg).....
...",ET

```

```
2400 LOCATE 17,5:PRINT USING "&#.##" ; " Espaciamiento de Deflectores..(pies)...  
...",B  
2410 LOCATE 18,5:PRINT USING "&#.##" ; " Longitud de Tubos..(pies).....  
...",LT  
2420 LOCATE 19,5:PRINT USING "&###.##"; " Capacidad de almacenamiento...(gal)...  
...",CAP  
2430 LOCATE 20,25 : PRINT "CAIDAS DE PRESION EN CALENTADOR"  
2440 LOCATE 21,5:PRINT " Caida de Presion en Gases..(psi).....  
...",CPG  
2450 LOCATE 22,5:PRINT " Caida de Presion en el Agua..(psi).....  
...",CPA  
2460 LOCATE 23,5:PRINT MARCO$:LOCATE 24,12 :PRINT "(I) Encienda Impresora. (OTRA  
TECLA) Fin"  
2470 C$=INKRY$  
2480 IF C$="" THEN GOTO 2470  
2490 IF C$="I" OR C$="i" THEN C$="": : LOCATE 24,20:PRINT " IMPRIMIEN  
DO " :GOTO 2510
```

```
2500 GOTO 3030  
2510 LPRINT MARCO$  
2520 LPRINT " DATOS DE ENTRADA "  
2530 LPRINT MARCO$  
2540 LPRINT "Flujo másico de agua.....(lb/h)....",MA  
2550 LPRINT "Temperatura de entrada de agua.....(°F).....",TEA  
2560 LPRINT "Temperatura de salida de agua .....(°F).....",TSA  
2570 LPRINT "Presión de trabajo.....(psi).....",P  
2580 LPRINT "Calor transferido en horno.....(%/100)...",QAP  
2590 LPRINT "Diámetro nominal de tubo.....(pulg)....",DT  
2600 LPRINT "Exceso de aire.....(%/100)...",EA  
2610 LPRINT "Velocidad de gas en tubos.....(pie/seg):",VGT  
2620 LPRINT "Eficiencia general del equipo.....(%/100)...",N  
2630 LPRINT "Paso entre tubos.....(veces)...",PT  
2640 LPRINT "Espacio de camisa de agua.....(pulg)....",ECA  
2650 LPRINT "  
2660 LPRINT "
```

```
2670 LPRINT MARCO$  
2680 LPRINT " PARAMETROS USADOS EN EL DISEÑO "  
2690 LPRINT MARCO$  
2700 LPRINT "Cantidad de calor transferido.....(Btu/h).....",QA  
2710 LPRINT "Flujo promedio de calor radiante.....(Btu/hpie^2)...",QF  
2720 LPRINT "Flujo máximo de calor radiante.....(Btu/hpie^2)...",QM  
2730 LPRINT "Parámetro comparativo uno.....",COMP1  
2740 LPRINT "Parámetro comparativo dos.....",COMP2  
2750 LPRINT "Temperatura salida da agua del horno.....(°F).....",TSEA  
2760 LPRINT "Temperaturá. de gases en el horno.....(°F).....",TG  
2770 LPRINT "Reynolds del agua en la camisa.....",REC  
2780 LPRINT "Reynolds del agua en la coraza.....",RES  
2790 LPRINT "Reynolds del gas en los tubos.....",RET  
2800 LPRINT "Propiedades del gas en interc...(lb/hpie),(Btu/hpie°F),(lb/pie^3),  
(Btu/lb^*)....:Visc, Conduct, Densidad, Calor esp.:;U, K, DG, CP  
2810 LPRINT "Propiedades del agua en interc...(lb/hpie),(Btu/hpie°F).....  
.....:Visc, Conduct.:;UA, KA
```

```
2820 LPRINT MARCO$  
2830 LPRINT " CARACTERISTICAS DEL CALENTADOR "  
2840 LPRINT MARCO$
```

```

2850 LPRINT USING "&#.##"; " Consumo de comb.....(gal/h).....",VF
2860 LPRINT USING "&###.##"; " Consumo de aire.....(pie cub/min).",CA
2870 LPRINT " DIMENSIONES DEL HORNO
2880 LPRINT USING "&#.##"; " Diam. interno de horno.....(pies).....",DIH
2890 LPRINT USING "&#.##"; " Altura de horno.....(pies).....",DIH
2900 LPRINT USING "&####.##"; " Temp. de pared de horno....(°F).....",TP
2910 LPRINT USING "&#.##"; " Diam. externo de horno.....(pies).....",DEH
2920 LPRINT " DIMENSIONES DEL INTERCAMBIADOR
2930 LPRINT USING "&#.##"; " Diam. de coraza.....(pies).....",DS
2940 LPRINT USING "&###.##"; " Número de tubos.....(unidades)....",NT
2950 LPRINT USING "&#.###"; " Diam. interno de tubos.....(pulg).....",DIT
2960 LPRINT USING "&#.####"; " Espesor de tubos.....(pulg).....",ET
2970 LPRINT USING "&#.##"; " Espaciamiento de deflector.(pies).....",B
2980 LPRINT USING "&#.##"; " Longitud de tubos.....(pies).....",LT
2990 LPRINT USING "&###.##"; " Capacidad de almacenamiento....(gal)....",CAP
3000 LPRINT " CAIDAS DE PRESION EN CALENTADOR
3010 LPRINT " Caída de presión en gas....(psi).....",CPG
3020 LPRINT " Caída de presión en agua...(psi).....",CPA
3030 END
3040 REM ***** Sub. de Combustión
3050 PCB = 139600!
3060 DF = 7.4
3070 DA = .074
3080 AS = 10.425 * (1 + EA)/21
3090 MH = AS * 29 * M/18
3100 AH = AS + MH
3110 MOLCO2 = 7.3
3120 MOLO2 = 10.425 * EA
3130 MOLN2 = 79 * AS
3140 MOLH2O = 6.25 + MH*100
3150 LO = MOLCO2 + MOLO2 + MOLN2 + MOLH2O
3160 PCO2 = MOLCO2/LO
3170 PH2O = MOLH2O/LO
3180 PMG = (MOLCO2*44 + MOLO2*32 + MOLN2*28 + MOLH2O*18)/LO
3190 DGN = PMG/359
3200 AF = AH * DF * 29
3210 GE = LO * PMG * DF/100
3220 RETURN
3230 REM ***** Sub. de Entalpia de gases
3240 RESTORE
3250 FOR I = 1 TO 24
3260 READ TEMG, HEG
3270 IF HEG = HG OR ((HEG-HG)<=10 AND (HEG-HG)>-10) THEN TG = TEMG
3280 DATA 900, 230, 950, 250, 1000, 260, 1050, 270, 1100, 290, 1150, 310
3290 DATA 1200, 320, 1250, 340, 1300, 350, 1350, 370, 1400, 380, 1450, 400
3300 DATA 1500, 410, 1550, 430, 1600, 440, 1650, 460, 1700, 470, 1750, 490
3310 DATA 1800, 510, 1850, 530, 1900, 540, 1950, 560, 2000, 580, 2050, 600
3320 NEXT I
3330 RETURN
3340 REM Sub. de Emisividades de CO2
3350 FOR T = 1000 TO 2050 STEP 50
3360 FOR PCL = 0 TO 4 STEP 1
3370 READ EC

```

```
3380     IF TG = T AND PUX = PCL THEN EC02 = EC
3390     NEXT PCL
3400     NEXT T
3410     DATA 0.08, 0.09, 0.1, 0.115, 0.12
3420     DATA 0.08, 0.09, 0.1, 0.115, 0.12
3430     DATA 0.08, 0.09, 0.1, 0.115, 0.12
3440     DATA 0.08, 0.09, 0.1, 0.115, 0.12
3450     DATA 0.08, 0.09, 0.1, 0.115, 0.12
3460     DATA 0.08, 0.09, 0.1, 0.115, 0.12
3470     DATA 0.08, 0.09, 0.1, 0.115, 0.12
3480     DATA 0.08, 0.09, 0.1, 0.115, 0.12
3490     DATA 0.08, 0.09, 0.1, 0.115, 0.12
3500     DATA 0.078, 0.086, 0.094, 0.115, 0.12
3510     DATA 0.078, 0.086, 0.094, 0.115, 0.12
3520     DATA 0.075, 0.084, 0.092, 0.110, 0.12
3530     DATA 0.075, 0.084, 0.092, 0.110, 0.12
3540     DATA 0.072, 0.082, 0.090, 0.106, 0.118
3550     DATA 0.072, 0.082, 0.090, 0.106, 0.118
3560     DATA 0.070, 0.080, 0.088, 0.100, 0.118
3570     DATA 0.070, 0.080, 0.088, 0.100, 0.118
3580     DATA 0.066, 0.075, 0.082, 0.096, 0.112
3590     DATA 0.066, 0.075, 0.082, 0.096, 0.112
3600     DATA 0.064, 0.070, 0.080, 0.091, 0.100
3610     DATA 0.064, 0.070, 0.080, 0.091, 0.100
3620     DATA 0.060, 0.069, 0.079, 0.089, 0.098
3630     RETURN
3640         REM Sub. de emisividades del H2O
3650     FOR T = 1000 TO 2050 STEP 50
3660         FOR PHL=0 TO 4 STEP 1
3670             READ RH
3680             IF TG = T AND PDX = PHL THEN EH20 = RH
3690             NEXT PHL
3700         NEXT T
3710     DATA 0.074, 0.096, 0.11, 0.14, 0.17
3720     DATA 0.074, 0.096, 0.11, 0.14, 0.17
3730     DATA 0.074, 0.096, 0.11, 0.14, 0.17
3740     DATA 0.068, 0.090, 0.10, 0.124, 0.15
3750     DATA 0.068, 0.090, 0.10, 0.124, 0.15
3760     DATA 0.068, 0.090, 0.10, 0.124, 0.15
3770     DATA 0.060, 0.080, 0.091, 0.12, 0.14
3780     DATA 0.060, 0.080, 0.091, 0.12, 0.14
3790     DATA 0.060, 0.080, 0.091, 0.12, 0.14
3800     DATA 0.060, 0.080, 0.091, 0.12, 0.14
3810     DATA 0.050, 0.070, 0.081, 0.108, 0.128
3820     DATA 0.050, 0.070, 0.081, 0.108, 0.128
3830     DATA 0.050, 0.070, 0.081, 0.108, 0.128
3840     DATA 0.048, 0.064, 0.080, 0.100, 0.120
3850     DATA 0.048, 0.064, 0.080, 0.100, 0.120
3860     DATA 0.048, 0.064, 0.080, 0.100, 0.120
3870     DATA 0.045, 0.057, 0.070, 0.091, 0.110
3880     DATA 0.045, 0.057, 0.070, 0.091, 0.110
3890     DATA 0.045, 0.057, 0.070, 0.091, 0.110
3900     DATA 0.045, 0.057, 0.070, 0.091, 0.110
```

```
3910 DATA 0.040, 0.050, 0.063, 0.083, 0.100
3920 DATA 0.040, 0.050, 0.063, 0.083, 0.100
3930 RETURN
3940 REM Sub. de Propiedades de Agua
3950 FOR I = 1 TO 16 STEP 1
3960 READ TEM, UA, KA
3970 IF (TEM-TMA) OR ((TEM-TMA)<4.5 AND (TEM-TMA)>=-4.5) THEN U = UA : K = KA
3980 NEXT I
3990 DATA 62.0, 2.6113, 0.3456
4000 DATA 71.0, 2.3208, 0.3503
4010 DATA 80.0, 2.0691, 0.3543
4020 DATA 89.0, 1.8610, 0.3584
4030 DATA 98.0, 1.6819, 0.3630
4040 DATA 107.0, 1.5270, 0.3664
4050 DATA 116.0, 1.3963, 0.3699
4060 DATA 125.0, 1.2778, 0.3728
4070 DATA 134.0, 1.1834, 0.3757
4080 DATA 143.0, 1.0963, 0.3792
4090 DATA 152.0, 1.0164, 0.3815
4100 DATA 161.0, 0.9414, 0.3861
4110 DATA 170.0, 0.8833, 0.3861
4120 DATA 179.0, 0.8300, 0.3878
4130 DATA 188.0, 0.7841, 0.3896
4140 DATA 197.0, 0.7405, 0.3913
4150 RETURN
4160 REM Sub. de Propiedades de Gas
4170 CP = .0000387*TG + .252
4180 IF TG > 400 AND TG <= 1100 THEN K = .0000201*TG + .01186 : U = .0000433*
TG + .0416
4190 IF TG > 1100 AND TG <= 2000 THEN K = .0000173*TG + .0154 : U = .0000333*
TG + .0519
4200 RETURN
```



DATOS DE ENTRADA

Flujo másico de agua.....(lb/h)....:	8000
Temperatura de entrada de agua.....(*F)....:	104
Temperatura de salida de agua.....(*F)....:	140
Presión de trabajo.....(psi)....:	30
Calor transferido en horno.....(%/100)....:	.7
Diámetro nominal de tubo.....(pulg)....:	1.25
Exceso de aire.....(%/100)....:	.2
Velocidad de gas en tubos.....(pie/seg):	25
Eficiencia general del equipo.....(%/100)....:	.7
Paso entre tubos.....(veces)....:	3.75
Espacio de camisa de agua.....(pulg)....:	1.5

PARAMETROS USADOS EN EL DISEÑO

Cantidad de calor transferido.....(Btu/h)....:	288000
Flujo promedio de calor radiante.....(Btu/hpie <sup>2</sup> )....:	3800
Flujo máximo de calor radiante.....(Btu/hpie <sup>2</sup> )....:	9120
Parámetro comparativo uno.....:	38728.16
Parámetro comparativo dos.....:	40085.93
Temperatura salida da agua del horno.....(*F)....:	129.2
Temperatura de gases en el horno.....(*F)....:	1650
Reynolds del agua en la camisa.....:	3574.007
Reynolds del agua en la coraza.....:	2410.225
Reynolds del gas en los tubos.....:	26917.86
Propiedades del gas en interc...(lb/hpie), (Btu/hpie*F), (lb/pie <sup>3</sup> ), (Btu/lb*)....:	
Visc, Conduct, Densidad, Calor esp.: 1.1834 .3757	
2.431333E-02 .2969888	
Propiedades del agua en interc...(lb/hpie), (Btu/hpie*F).....:	
Visc, Conduct.: .7405 .3913	

CARACTERISTICAS DEL CALENTADOR

Consumo de comb.....(gal/h).....2.95	
Consumo de aire.....(pie cub/min). 86.6	
DIMENSIONES DEL HORNO	
Diam. interno de horno.....(pies).....2.72	
Altura de horno.....(pies).....2.72	
Temp. de pared de horno.....(°F)..... 557.35	
Diam. externo de horno.....(pies).....2.97	
DIMENSIONES DEL INTERCAMBIADOR	
Diam. de coraza.....(pies).....2.11	
Número de tubos.....(unidades)....27.07	
Diam. interno de tubos.....(pulg).....1.115	
Espesor de tubos.....(pulg).....0.0677	
Espaciamento de deflector.(pies).....1.85	
Longitud de tubos.....(pies).....3.61	
Capacidad de almacenamiento....(gal)....105.45	
CAIDAS DE PRESION EN CALENTADOR	
Caída de presión en gas....(psi).....	4.611247E-03
Caída de presión en agua...(psi).....	8.654756E-04

-----  
 DATOS DE ENTRADA  
 -----

Flujo másico de agua.....(lb/h)....:	10000
Temperatura de entrada de agua.....(*F)....:	120
Temperatura de salida de agua.....(*F)....:	180
Presión de trabajo.....(psi)....:	40
Calor transferido en horno.....(%/100)....:	.73
Diámetro nominal de tubo.....(pulg)....:	1.25
Exceso de aire.....(%/100)....:	.2
Velocidad de gas en tubos.....(pie/seg):	40
Eficiencia general del equipo.....(%/100)....:	.7
Paso entre tubos.....(veces)....:	4.375
Espacio de camisa de agua.....(pulg)....:	2

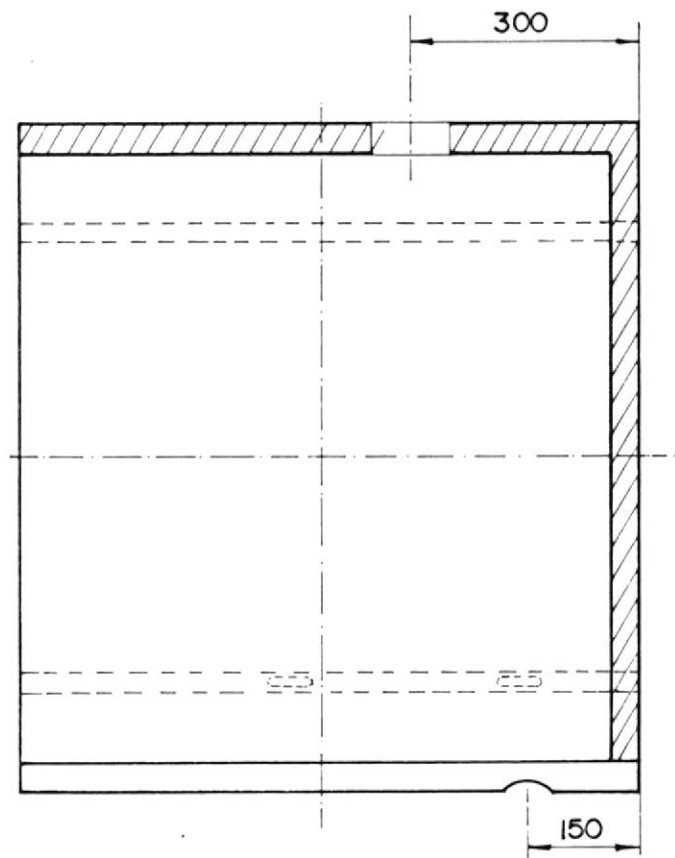
-----  
 PARAMETROS USADOS EN EL DISEÑO  
 -----

Cantidad de calor transferido.....(Btu/h)....:	600000
Flujo promedio de calor radiante.....(Btu/hpie <sup>2</sup> )....:	3650
Flujo máximo de calor radiante.....(Btu/hpie <sup>2</sup> )....:	8760
Parámetro comparativo uno.....:	29532.09
Parámetro comparativo dos.....:	30802.11
Temperatura salida da agua del horno.....(*F)....:	163.8
Temperatura de gases en el horno.....(*F)....:	1550
Reynolds del agua en la camisa.....:	3783.36
Reynolds del agua en la coraza.....:	3247.025
Reynolds del gas en los tubos.....:	46060.84
Propiedades del gas en interc...(lb/hpie),(Btu/hpie*F),(lb/pie <sup>3</sup> ),(Btu/lb*)....:	
Visc, Conduct, Densidad, Calor esp.: .8833	.3861
2.549168E-02	.2940863
Propiedades del agua en interc...(lb/hpie),(Btu/hpie*F).....:	
Visc, Conduct.: .7405	.3913

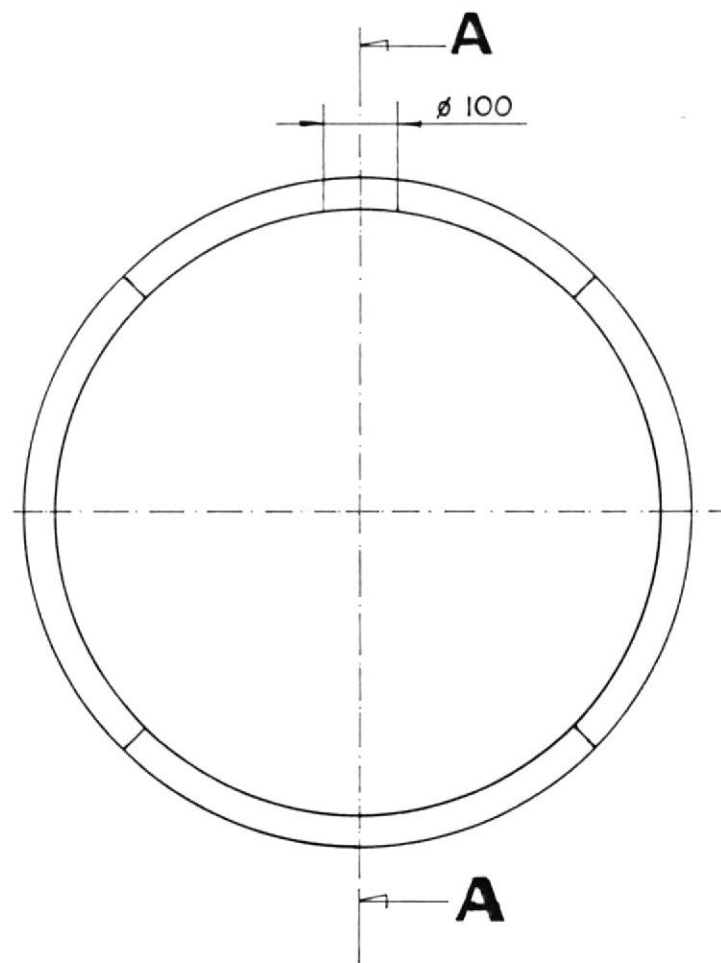
-----  
 CARACTERISTICAS DEL CALENTADOR  
 -----

Consumo de comb.....(gal/h).....6.14	
Consumo de aire.....(pie cub/min).180.5	
DIMENSIONES DEL HORNO	
Diam. interno de horno....(pies).....4.09	
Altura de horno.....(pies).....4.09	
Temp. de pared de horno....(°F).....714.07	
Diam. externo de horno....(pies).....4.43	
DIMENSIONES DEL INTERCAMBIADOR	
Diam. de coraza.....(pies).....2.63	
Número de tubos.....(unidades)....33.73	
Diam. interno de tubos....(pulg).....1.113	
Espesor de tubos.....(pulg).....0.0686	
Espaciamento de deflector.(pies).....2.42	
Longitud de tubos.....(pies).....4.80	
Capacidad de almacenamiento... (gal)...235.85	
CAIDAS DE PRESION EN CALENTADOR	
Caída de presión en gas....(psi).....	1.255025E-02
Caída de presión en agua...(psi).....	2.97333E-04

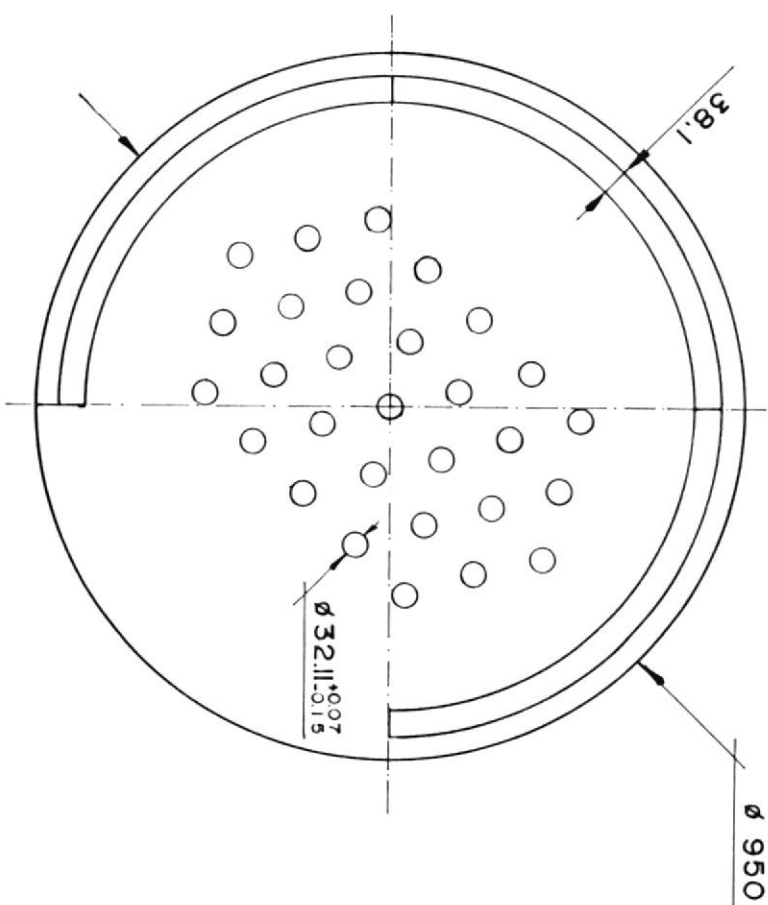
-102-102



CORTE A-A



	FECHA	NOMBRE	FAC. DE INGENIERIA MECANICA	ESPOL
DIBUJO				
REVISO				
COMPR.				
E:10			HORNO	
Fig:				



FECHA	NOMBRE	FAC. DE INGENIERIA	ESPOL
		MECANICA	
DIBUJO			
REVISO			
COMPR.			

E:1:10

ESPEJO INFERIOR

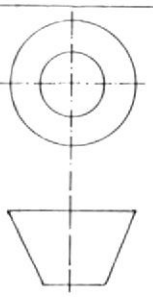
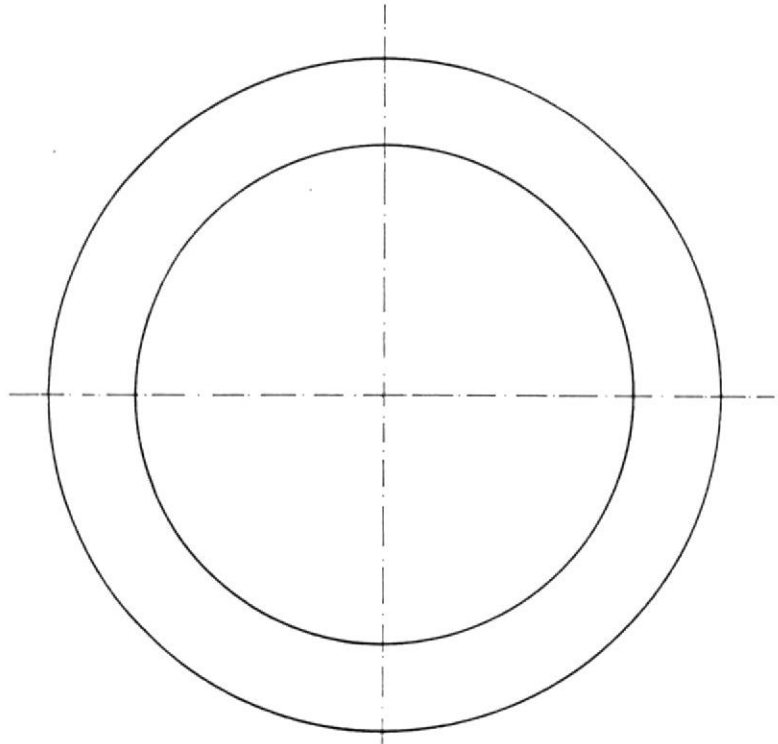
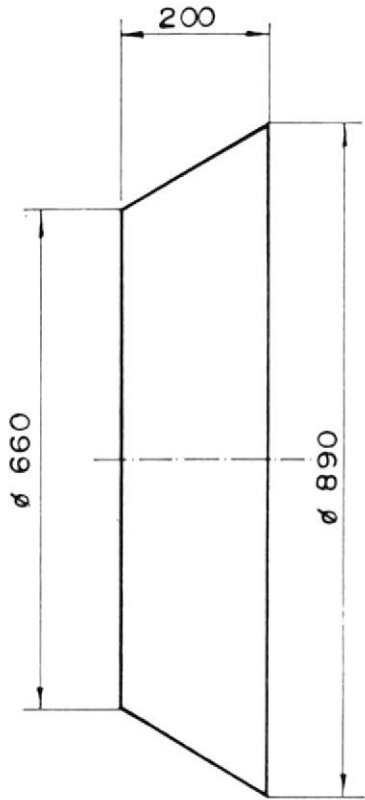
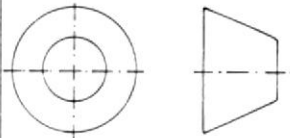


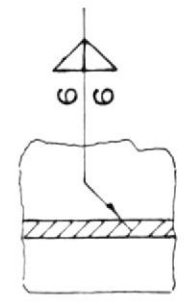
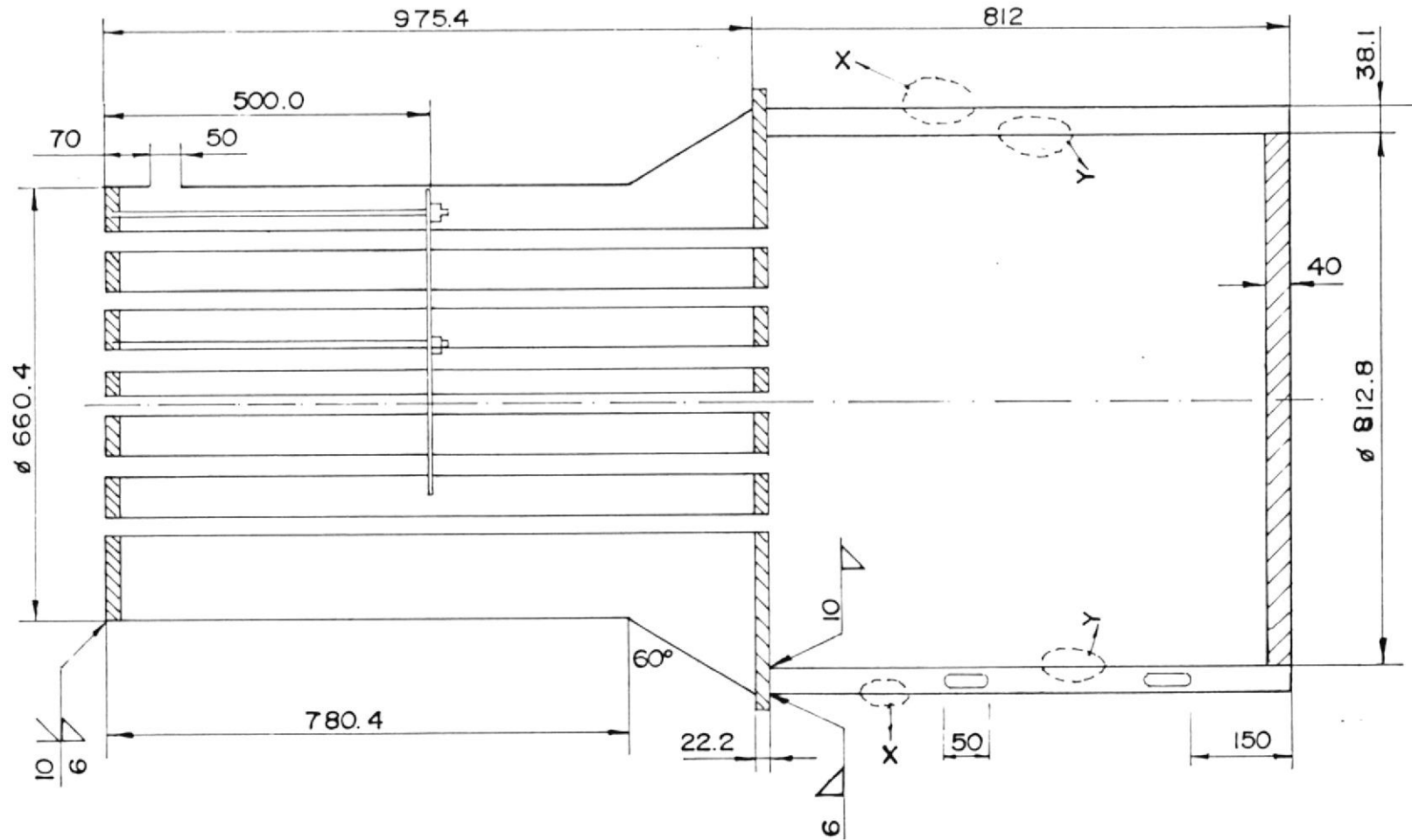
Fig:

-104- 104-

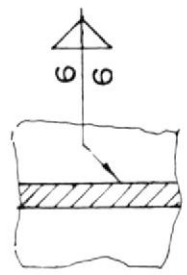


	FECHA	NOMBRE	FAC. DE INGENIERIA MECANICA	ESPOL
DIBUJO				
REVISO				
COMPR.				
E 1:10	CAJA DE CONEXION DE CALENTADOR			
Fig:				

-105-105-



DETAILLE Y



DETAILLE X

TODAS LAS UNIONES SOLDADAS  
CON E 6011

	FECHA	NOMBRE
DIBUJO		
REVISO		
COMPR.		

FAC. DE INGENIERIA  
MECANICA

ESPOL

E 1:10

CALENTADOR DE  
AGUA

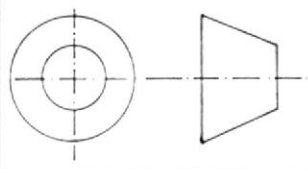


Fig:

## CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

### CONCLUSIONES

- El diseño de estos equipos en donde la fuente de energía calorífica es un combustible requieren como punto de partida los cálculos de combustión por medio de los cuales es posible obtener las propiedades de los gases liberados que serán usadas luego en las fórmulas y correlaciones de transferencia de calor.
- El uso de una camisa de agua (fluido de trabajo), disminuye la cantidad de refractario (sólo usado en el fondo del horno y alrededor del agujero del quemador), a la vez que permite un mejor aprovechamiento de la energía calorífica del combustible.
- La presencia de deflectores en el intercambiador mejora la transferencia de calor entre gases de escape y agua, disminuyendo así las dimensiones del equipo. Si bien se ha diseñado con un solo deflector, estas unidades pueden hacer uso de varios de ellos.
- El arreglo tipo triangular de los tubos es importante debido a la presencia del (los) deflector (s) ya que mejora el coeficiente convectivo en el lado del agua.

- El diseño y construcción de estos equipos debe ser regulado por las normas TEMA y ASME.

#### RECOMENDACIONES

- Si bien se puede optar por un horno de menor tamaño, las paredes del mismo estarán sometidos a condiciones de trabajo más pesados, lo cual reduciría la vida del mismo y presentaría luego de un tiempo serios problemas durante su operación.
- La forma circular de la cámara de combustión se escogió pensando en un quemador que produzca una llama redonda o en forma de bola para que se distribuya uniforme y armoniosamente dentro de ella. No se recomienda un quemador que produzca una llama alargada, cuyo probable impacto en las paredes del horno perjudicará la vida del equipo.
- En lo posible sería bueno hacer trabajar el calentador con agua potable previamente tratada (filtrada y ablandada), de esta manera la resistencia a transferir calor disminuirá al evitarse la formación de películas salinas en las paredes.

## BIBLIOGRAFIA

- 1.- V. Ganapathy, Applied Heat Transfer.- Penwell Publishing Company: Tulsa-Oklahoma, 1982, 667 pág.
- 2.- Donald Q. Kern, Procesos de Transferencia de Calor.- CECSA: México D.F., 1987, 980 pág.
- 3.- Paul Buthod, Pressure Vessel Handbook.-
- 4.- Shigley, Diseño de Ingeniería Mecánica.-
- 5.- Charles W. Trinks, Industrial Furnaces.- John Wiley: New York, 1951, volumen II.
- 6.- Clive Davies, Calculations in Furnace Technology.- Pergamon Press: Oxford, 1970, 270 pág.
- 7.- Hernan Stoever, Applied Heat Transmission.- McGraw Hill: New York, 1941, 226 pág.
- 8.- Jorge Duque Rivera, Evaluación Experimental de un Quemador de Movimiento Helicoidal Variable para Pruebas de Combustión de Gases.- ESPOL: Guayaquil, 1982, 225 pág. (Tesis de grado previa a la obtención del título de Ing. Mecánico).

- 9.- Rafael Méndez Benitez, Diseño y Construcción de un Caldero de Agua Caliente para un Hotel.- ESPOL: Guayaquil, 1990, 165 pág. (Informe técnico previo a la obtención del título de Ing. Mecánico)
  
- 10.- Lawrence E. Doyle, Manufacturing Processes and Materials for Engineers.- Prentice-Hall INC, 1962, 797 pág.
  
- 11.- Myron L. Begeman/B. H. Amstead.- Procesos de Fabricación.- CECSA: México D.F., 1969, 736 pág.
  
- 12.- Angela Trombetta and Michael Trombetta, Using Basic on the IBM-PC.- Addison Wesley, 1984, 472 pág.