



\*D-10146\*

697.07  
M538



**ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL**

**Facultad de Ingeniería Mecánica**



**"DISEÑO Y CONSTRUCCION DE UN CALDERO DE  
AGUA CALIENTE PARA UN HOTEL"**

**INFORME TECNICO**

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



**BIBLIOTECA**

**Presentada por:  
Rafael Méndez Benites**

**Guayaquil - Ecuador  
1990**

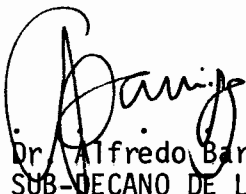
## AGRADECIMIENTO



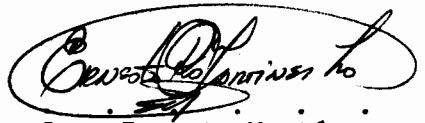
A DIOS,  
cuya voluntad es todo.

## DEDICATORIA

A MIS PADRES,  
cuyo anhelo está cumplido.



Dr. Alfredo Barriga  
SUB-DECANO DE LA FACULTAD DE  
INGENIERIA MECANICA



Ing. Ernesto Martínez  
DIRECTOR DE INFORME  
TECNICO



BIBLIOTECA



Ing. Jorge Duque  
MIEMBRO DEL TRIBUNAL

## DECLARACION EXPRESA

Declaro que:

"Este Informe Técnico corresponde a la resolución de un problema práctico relacionado con el perfil profesional de la Ingeniería Mecánica".

(Reglamento de Graduación mediante la elaboración de Informes Técnicos)



**BIBLIOTECA**

  
.....  
RAFAEL MENDEZ BENITES

## RESUMEN

En este informe Técnico analizo los problemas presentados en el sistema de agua caliente del Hotel Palace de la ciudad de Guayaquil.

El Gerente del Hotel decidió contratar mis servicios para analizar y corregir dichos problemas.

Realicé una inspección, en la que hice dos observaciones:

- Modificar el sistema de Agua Caliente.
- Construir o importar un caldero nuevo.

La elección fue construir un caldero localmente. Luego de construido el caldero y ponerlo en funcionamiento en el año 1987, éste ha dado resultados satisfactorios.

Este Informe contiene los pasos que se siguieron para la modificación y puesta en marcha del Caldero.

## INDICE GENERAL

	<u>Pág.</u>
RESUMEN . . . . .	VI
INDICE GENERAL . . . . .	VII
INDICE DE FIGURAS . . . . .	IX
INDICE DE TABLAS . . . . .	XI
ANTECEDENTES . . . . .	12
 <b>CAPITULO I</b>	
DEFINICION DEL PROBLEMA . . . . .	13
1.1 Excesivo consumo de combustible . . . . .	13
1.2 Excesivo consumo de agua . . . . .	13
1.3 Disminución de la eficiencia del caldero . . . . .	17
 <b>CAPITULO II</b>	
ALTERNATIVA DE SOLUCION . . . . .	18
2.1 -Modificación del sistema de agua caliente . . . . .	18
2.2 Reemplazar el caldero . . . . .	19
2.2.1 Importar nueva unidad . . . . .	21
2.2.2 Construir un caldero localmente . . . . .	24
 <b>CAPITULO III</b>	
DISEÑO Y CONSTRUCCION DEL CALDERO . . . . .	26
3.1 Cálculo de la capacidad requerida . . . . .	26
3.2 Diseño del caldero . . . . .	34
3.2.1 Selección del aislamiento . . . . .	75
3.2.2 Selección del quemador . . . . .	82
3.2.3 Diseño mecánico . . . . .	87
3.2.4 Selección de materiales . . . . .	95



**BIBLIOTECA**

3.2.5	Selección de sistema de control y seguridad . . . . .	96
3.3	Construcción y montaje del caldero . . . . .	97
3.3.1	Cronograma de ejecución de obra . . . . .	103
3.3.2	Construcción del caldero . . . . .	107
3.3.3	Instalación de sistema de control y seguridad . . . . .	113
CAPITULO IV		
	PUESTA EN MARCHA DEL CALDERO . . . . .	116
4.1	Pruebas hidrostáticas . . . . .	116
4.2	Arranque y calibraciones . . . . .	117
4.3	Equilibrio de temperaturas en el sistema . . . . .	121
CAPITULO V		
	ANALISIS ECONOMICO DEL COSTO DEL CALDERO . . . . .	124
5.1	Costo Hora-Hombre-Máquina . . . . .	124
5.2	Costo de materiales . . . . .	132
	CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES . . . . .	135
	ANEXOS . . . . .	138
	BIBLIOGRAFIA . . . . .	165



## INDICE DE FIGURAS

<u>Nº</u>		<u>Pág.</u>
1	Consumo estadístico de combustible . . . . .	15
2	Distribución original del sistema de agua caliente del Hotel Palace . . . . .	16
3	Distribución del sistema de agua caliente del Hotel Palace con modificación . . . . .	20
4	Cabezal de mezcla . . . . .	32
5	Selección de cabezal respecto al flujo . . . . .	33
6	Método geométrico de radiación estimada <u>ab</u> sorbida por los tubos . . . . .	39
7	Cámara de combustión . . . . .	54
8	Emisividad de dióxido de carbono . . . . .	57
9	Emisividad de vapor de agua . . . . .	57
10	Factor de corrección para emisividad de <u>va</u> por de agua . . . . .	58
11	Término de corrección debido a la presión de vapor de agua y dióxido de carbono . . . . .	58
12	Resistencias térmicas de un caldero <u>pirotu</u> bular . . . . .	64
13	Arreglo triangular . . . . .	69
14	Intercambio de flujo paralelo sin cambio de fase . . . . .	72
15	Diagrama de Sankey . . . . .	74
16	Control primario . . . . .	99

<u>Nº</u>		<u>Pág.</u>
17	Circuito esquemático del control primario	99
18	Cronograma de ejecución de obra . . .	105
19	Plano esquemático de la instalación eléctrica del caldero . . . .	106
20	Cinturón metálico . . . .	112
21	Distribución actual del sistema de agua caliente del Hotel Palace con modificación	123

**BIBLIOTECA**

## INDICE DE TABLAS

<u>Nº</u>		<u>Pág.</u>
I	Moles de aire (100 lbs de combustible como base) . . . . .	44
II	Productos de combustión . . . . .	45
III	Calores específicos medios de gases de <u>com</u> <u>bustión</u> . . . . .	47
IV	Coeficiente combinado $h_t$ para convección y radiación de superficies cilíndricas y <u>pla</u> <u>nas</u> en un cuarto a 70°F . . . . .	77
V	Relación $r_2/r_1$ más económico de aislamiento	78
VI	Aislamiento de calderas . . . . .	79
VII	Porcentaje de exceso de aire a diferentes lecturas de $CO_2$ . . . . .	86
VIII	Materiales utilizados en la fabricación del caldero . . . . .	98

## ANTECEDENTES

Hasta el año 1987, el Hotel Palace de esta ciudad mantenía un sistema de distribución de agua caliente con gravísimas fallas para el cliente y el propietario.

Se realizó una inspección en la que se observó un caldero completamente deteriorado y deficiente en su funcionamiento. Bajo este antecedente se planteó rehacerlo, sugiriendo :

- Reparar íntegramente la unidad, conservando gran parte del diseño original, con modificaciones para mejorar su eficiencia.
- Comprar un caldero usado de fabricación extranjera, o
- Proceder a importar un caldero nuevo

Definitivamente para tomar esta decisión entraban en juego dos parámetros importantes :

- Tiempo
- Económico

Es evidente que ambos puntos, los mismos que serán analizados posteriormente, influenciarán en la decisión definitiva.

## CAPITULO I

### DEFINICION DEL PROBLEMA

En los antecedentes se mencionó que el sistema de agua caliente del Hotel Palace causaba problemas tanto al cliente como al propietario. A continuación se detallan estos problemas.

#### 1.1 EXCESIVO CONSUMO DE COMBUSTIBLE

El consumo de combustible aumentó a 1000 galones mensuales en el año de 1987.

De acuerdo a la Fig. N° 1, se aprecia que desde el año 1984 hasta 1987, el consumo varía considerablemente.

Este crecimiento se debe a incrustaciones en las tuberías por no contar con tratamiento adecuado para el agua, y a la disminución del área de transferencia de calor por taponamiento de tubos.

#### 1.2 EXCESIVO CONSUMO DE AGUA

El sistema original no contaba con tuberías de re-

torno de agua caliente al sistema, es decir salía la tubería principal de 2 pulg. con ramificaciones de 1 pulg., 3/4 pulg. y 1/2 pulg. hacia las 76 habitaciones del Hotel. (Véase Fig. N° 2).

El usuario debía abrir las llaves de agua caliente y esperar entre 10 y 15 minutos hasta que el agua que saliera por la ducha sea temperada. Evidentemente durante este tiempo se desperdiciaba agua.

$$\text{Gasto mensual} = N \times \dot{m} \times \Delta t \times n \times 30$$

donde:

$$N = \text{Número de veces que se utilizan las llaves} = 3$$

$$\dot{m} = \text{Flujo másico} = 55 \text{ GPM}$$

$$\text{Lavatorio} = 2 \text{ GPM}$$

$$\text{Ducha} = 53 \text{ GPM}$$

$$\Delta t = \text{Tiempo promedio de llaves abiertas} = 12 \text{ min.}$$

$$n = \text{Número de habitaciones} = 76$$

$$\begin{aligned} \text{Gasto mensual} &= 3 \times 55 \text{ Gal/min} \times 12 \text{ min} \times 76/\text{día} \times 30 \text{ días/mes} \\ &= 4'514.400 \text{ Gal/mes} = 1.193 \text{ m}^3/\text{mes} \end{aligned}$$

El usuario sentía molestias por la demora del servicio y el propietario tenía un gasto adicional por el costo del agua sin emplear que se desperdiciaba.

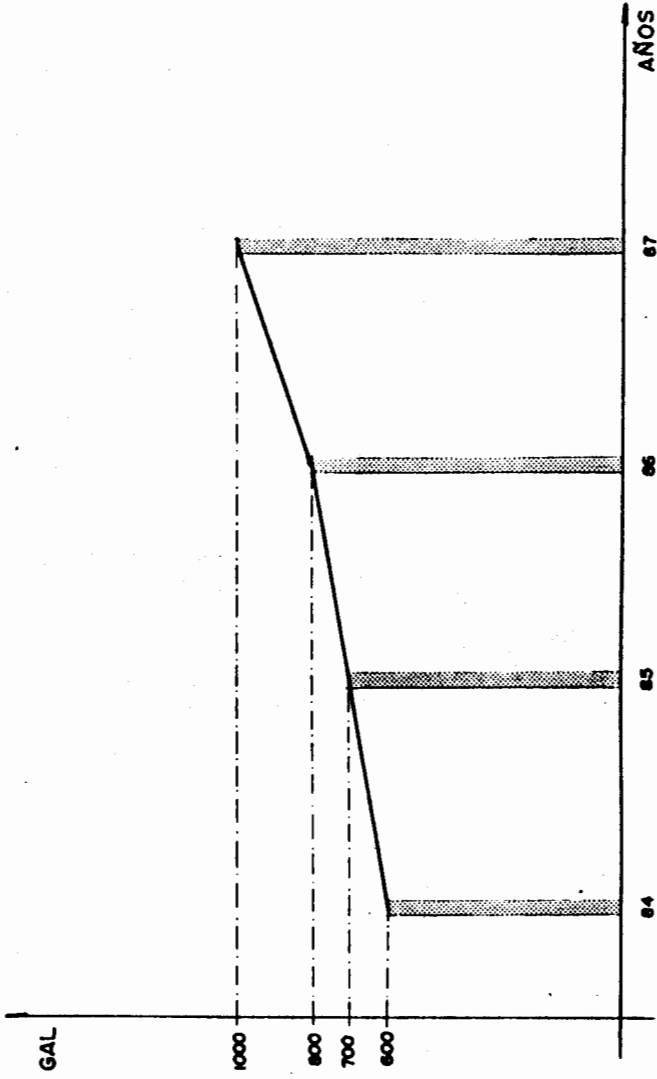
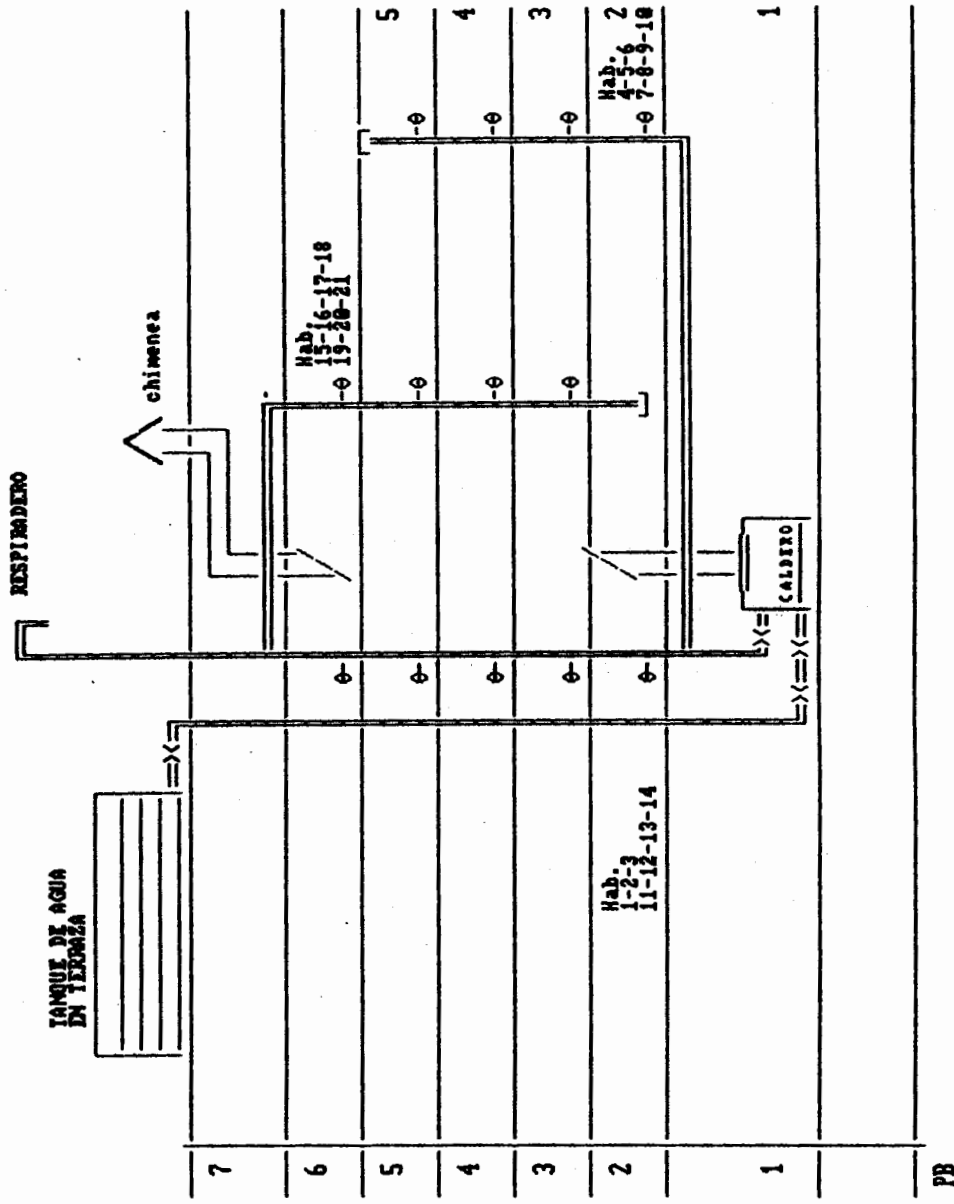


FIG. I. CONSUMO ESTADISTICO DE COMBUSTIBLE



Distribucion original del sistema de agua caliente del Hotel Palace.  
FIGURA No. 2



### 1.3 DISMINUCION DE LA EFICIENCIA DEL CALDERO

El caldero tenía algunos tubos fuera de servicio, lo que disminuía área de transferencia de calor. El aislamiento térmico tenía huellas de haber cumplido su vida útil, con serias consecuencias sobre sus propiedades físicas como la conductividad térmica.

Esto es medible fácilmente porque la temperatura del recubrimiento exterior era mucho más alta que la temperatura ambiente.

Además las múltiples reparaciones efectuadas en los tubos con soldadura de diferente calidad, habían fatigado el material con indicios claros de cristalización.

Puede decirse, que el caldero había perdido un 50% de su eficiencia original, por lo que debía permanecer más tiempo operando, causando el gasto considerable de combustible.



BIBLIOTECA

## CAPITULO II

### ALTERNATIVAS DE SOLUCION

Ahora que el problema está definido y las consecuencias que éste produce, se presentan las siguientes soluciones técnicas, prácticas y económicas.

#### 2.1 MODIFICACION DEL SISTEMA DE AGUA CALIENTE

La distribución total de agua caliente en el Hotel Palace originalmente no tenía tuberías de retorno, era un sistema abierto, causando que el agua que se encontraba en reposo en las líneas que comunicaban a las habitaciones disminuyan su temperatura.

La idea es crear un sistema o circuito cerrado para lo cual se empataron tuberías a nivel de sexto piso y se tomaron conexiones a nivel del primer piso hasta la entrada del caldero. (Véase Fig. N° 3).

Estas conexiones desembocan en un cabezal de mezcla, donde tanto el agua fría como el agua tibia proveniente del circuito se juntan para obtener un agua de entrada al caldero a temperatura de 40°C. Esta

mezcla alivia el trabajo del quemador pues necesita entregar menos Btu/hr, para alcanzar la temperatura de 54°C ajustada en el termostato.

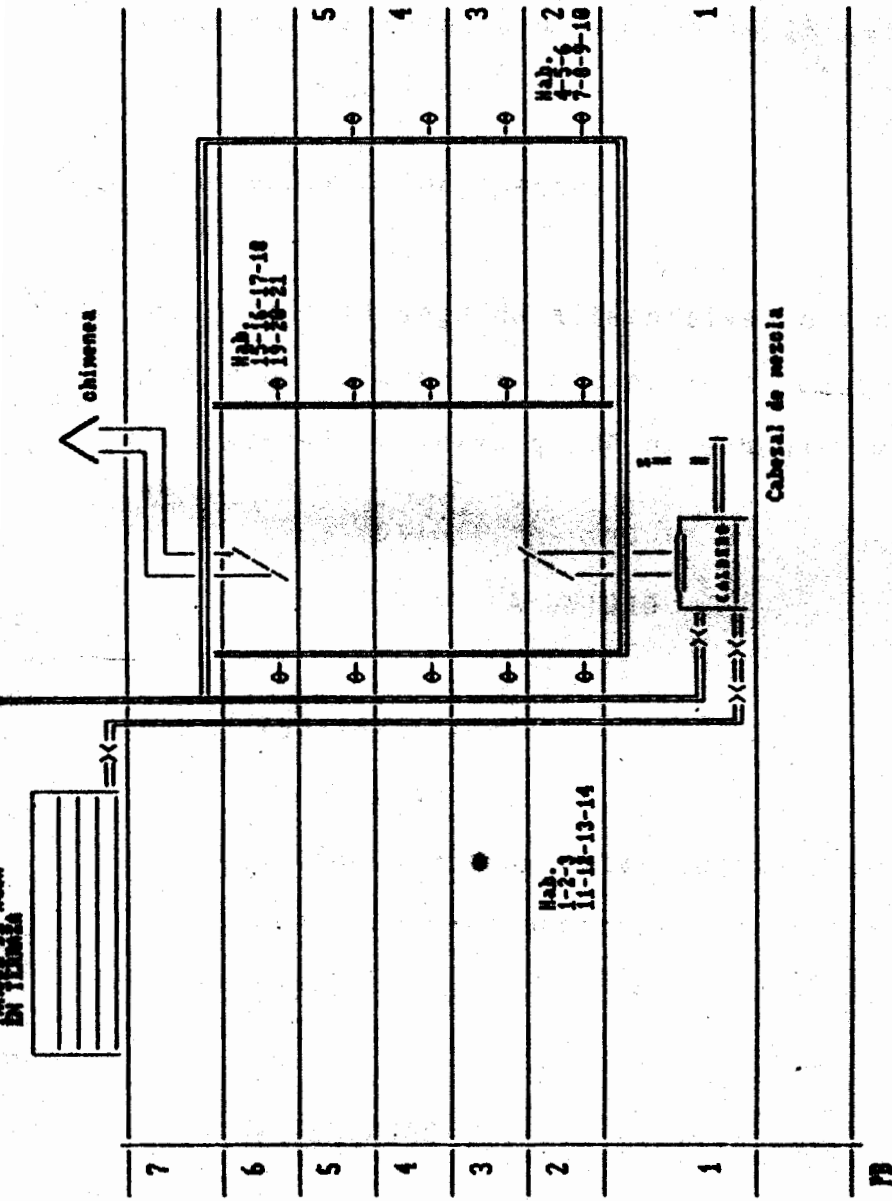
Si el quemador opera menos, esto redundará en una disminución del consumo de combustible.

Otro aspecto importante de resaltar fue la sugerencia de aislar todas las líneas del circuito de agua caliente para que el sistema no ceda calor al medio ambiente de una manera rápida, disminuyendo la velocidad de transferencia de calor.

Es claro que en las horas que no existe consumo de agua, el quemador opera para mantener la temperatura del agua, pero con un buen aislamiento estas operaciones son esporádicas.

## 2.2 REEMPLAZAR EL CALDERO

El año de fabricación del caldero es 1955, es decir contaba con 32 años de servicio continuo, al momento de realizar la inspección. La falta de un mantenimiento periódico deterioraron el equipo al punto de convertirlo en ineficiente.



Distribucion del sistema de agua caliente del Hotel Palace con modificaciones.  
FIGURA No. 3

Bajo esta premisa se le sugirió al propietario del Hotel tres alternativas :

- Importar un caldero nuevo
- Comprar un caldero usado que se encuentre en territorio nacional.
- Construirlo localmente

Respecto a la segunda alternativa no fue posible adquirir un caldero de la capacidad requerida, por lo que esta alternativa quedó desechada inmediatamente.

#### 2.2.1 IMPORTAR NUEVA UNIDAD

Toda decisión que se toma en el momento oportuno es provechosa, pero tiene implicaciones de fondo y debe estar sujeta a un análisis profundo para observar las ventajas y desventajas.

##### - VENTAJAS

- a) FUNCIONABILIDAD : Todo caldero nuevo tiene todas las condiciones para que su operación sea eficiente, ya que cuenta

con todas las piezas mecánicas y eléctricas nuevas.

b) GARANTIA : Todo fabricante de calderos da una garantía por un año de funcionamiento, siempre y cuando se cumpla con todas las normas de operación.

c) AHORRO ENERGETICO Y ECONOMICO : El caldero nuevo entregará la energía necesaria para calentar el agua a ser utilizada y las expectativas en cuanto al consumo de combustible se cumplirán, puesto que el caldero es probado en fábrica. Esto implica un ahorro económico.

#### - DESVENTAJAS

a) PRECIO : Todo caldero está estipulado en el Régimen Arancelario como un bien de capital, por lo tanto el porcentaje de impuesto que tiene que pagar es realmente elevado, lo que concluye que el precio CIF sea alto.

- b) TIEMPO : Un trámite de importación demora entre 4 a 6 meses. Es evidente que en esta situación específica (prestar servicio a un Hotel) no se puede dilatar tanto, por las repercusiones en el prestigio del Hotel.
- c) PERDIDAS DE DIVISAS PARA EL PAIS : Por los dólares que se entregan al exterior.
- d) MONTAJE : Uno de los problemas más críticos es el ingreso del caldero al Hotel por medios normales. El sitio de ubicación es un área libre en el mezzanine.

Las dimensiones de la puerta principal del Hotel son menores que las del caldero. La única solución es utilizar una grúa y dejarlo en la terraza. Posteriormente hay que romper una pared, y mediante aparejos mecánicos y cables instalados en una viga que debe montarse, se bajará el caldero hasta su destino siendo esta operación costosa.

## 2.2.2 CONSTRUIR UN CALDERO LOCALMENTE

Otra alternativa es la construcción de un caldero localmente.

### - VENTAJAS

- a) PRECIO : Es evidente que un caldero nacional no pagará impuestos, y el precio será mucho más bajo que el importado.
- b) TIEMPO : El tiempo estará en base al cronograma de ejecución de obra y no a trámites de importación.
- c) ACCESO : No habrá problemas con el acceso, puesto que parte del caldero se la construye en el mismo Hotel y el resto en un taller. Como el caldero es desarmable, su montaje se lo realiza secuencialmente.
- d) AHORRO DE DIVISAS : Por no tener que pagar dólares al exterior.



- DESVENTAJAS

AREA DE TRABAJO : El trabajo de montaje y parte de la construcción del caldero se lo realiza in situ, resultando incómodo por lo reducido del área de trabajo.

Balaceando las alternativas, la decisión fue construir un caldero localmente, ya que el tiempo fue el factor más importante.



BIBLIOTECA

## CAPITULO III

### DISEÑO Y CONSTRUCCION DEL CALDERO

Este es el principal capítulo del Informe, pues en él se desarrolla paso a paso la concepción del caldero tanto en el aspecto térmico como mecánico.

Diseñar una máquina térmica involucra realizar asunciones y procesos iterativos.

En base a lo complejo que resulta entender algunos fenómenos térmicos se toman datos prácticos y se desprecian algunas pérdidas, lo que facilita los cálculos y hace el diseño más objetivo.

Los planos de la instalación se adjuntan en el Anexo .

#### 3.1 CALCULO DE LA CAPACIDAD REQUERIDA

Para calcular la capacidad requerida se analiza el sistema en :

- a) Condiciones iniciales; y
- b) Condiciones de operación.

## a) CONDICIONES INICIALES :

Volumen de agua del caldero :

$$V = \frac{\pi h}{4} (D^2 - nd^2)$$

donde:

$$h = \text{Altura del tanque} = 1.2 \text{ m}$$

$$D = \text{Diámetro del recipiente} = 1 \text{ m}$$

$$d = \text{Diámetro de los tubos} = 0.032 \text{ m}$$

$$n = \text{Número de tubos} = 100$$

$$V = 0.846 \text{ m}^3 = 224 \text{ Gal.}$$

El volumen estimado en las tuberías del sistema es 1510 Galones de agua.

$$V_{\text{TOTAL}} = 1.510 + 224 = 1.734 \text{ Gal.}$$

La cantidad de calor necesaria para calentar este volumen de agua es :

$$Q = 14.465 \text{ lb} \times 1 \text{ Btu/lb}^\circ\text{F} \times (129.2 - 80.6)^\circ\text{F}$$

$$Q = 703.000,0 \text{ Btu}$$

Todo combustible tiene un valor standard medido en Btu/Gal quemado por hora.

Para calderos pequeños se utiliza OIL 2.

<u>GRADO COMERCIAL</u>	<u>BTU/GALON</u>
2	140.000

Para calentar los 1.715 Galones de agua en dos horas se requieren :

$$\frac{703.000}{280.000} = 2.51 \text{ GPH}$$

Este galonaje sirve para la selección del quemador.

b) CONDICIONES DE OPERACION :

En el Hotel existen horas pico o de máxima demanda (06h00-08h00) y (18h00-20h00) donde por medio de un medidor de flujo se pudo establecer que en una hora se consumen 695 Gal/hr ó 5.775 lb/hr, esto es con Hotel lleno y prácticamente todas las llaves abiertas.

La cantidad de calor necesaria para calentar el volumen de agua consumido en una hora más el volumen de agua que se encuentra circulando en el sistema es :

$$Q = (5775 + 6825) \text{ lb/hr} \times 1 \text{ Btu/lb}^\circ\text{F} \times (129.2 - 111.2)^\circ\text{F}$$

$$Q = 226.800 \text{ Btu/hr}$$

El galonaje requerido para calentar los 1.516 Galones (695 + 821), es :

$$226.800/140.000 = 1.62 \text{ GPH}$$

En este punto, se hace una comparación entre los 2 galonajes calculados, para seleccionar la boquilla apropiada.

Con una boquilla de 2.51 GPH, se entregará 351.400 Btu/hr que representa 1.55 veces la cantidad de calor requerida cuando el sistema opera normalmente, requiriendo dos horas para establecer el equilibrio térmico del sistema.

En este diseño se escoge una boquilla que satisfaga las condiciones de operación y considere ineficiencias de la combustión, y de la misma boquilla. Bajo estos argumentos, se establece un factor de seguridad

$$N = 1.5$$

$$\text{Luego: } 226.800 \times 1.5 = 340.200 \text{ Btu}$$

$$340.200/140.000 = 2.43 \text{ GPH}$$

La boquilla standard comercial es de 2.5 GPH.

Este es el principal dato para la selección del quemador.

La energía liberada por el combustible será :

$$2.5 \text{ Gal/hr} \times 140.000 \text{ Btu/Gal} = 350.000 \text{ Btu/hr}$$

El tiempo de calentamiento inicial será :

$$\frac{703.000}{350.000} = 2 \text{ Horas}$$

#### - CALCULO DE LA TEMPERATURA DE ENTRADA AL CALDERO

Se utilizó un cabezal para mezclar el agua fría de la ciudad con el agua de retorno del circuito.

La temperatura promedio de esta mezcla es de 40°C, que es la temperatura de entrada al caldero, la que se obtuvo realizando el siguiente balance de energía : (Véase Fig. N° 4).

$$\dot{m}_1 h_1 + \dot{m}_2 h_2 + \dot{m}_3 h_3 = \dot{m}_4 h_4$$

$$\dot{m}_1 = 5.775 \text{ lb/hr}$$

$$\dot{m}_2 = 3.400 \text{ lb/hr}$$

$$\dot{m}_3 = 3.425 \text{ lb/hr}$$

$$\dot{m}_4 = 12.600 \text{ lb/hr}$$

$\dot{m}_2, \dot{m}_3$  : Flujos de retorno

Para :

$$t_1 = 27^\circ\text{C}$$

$$h_1 = 48.62 \text{ BTU/lbm}$$

$$t_2 = t_3 = 51^\circ\text{C}$$

$$h_2 = h_3 = 91.71 \text{ BTU/lbm}$$

Reemplazando los valores dados en la ecuación anterior se tiene:

$$h_4 = 71.96 \text{ BTU/lbm}$$

Luego :  $t_4 = 40^\circ\text{C}$

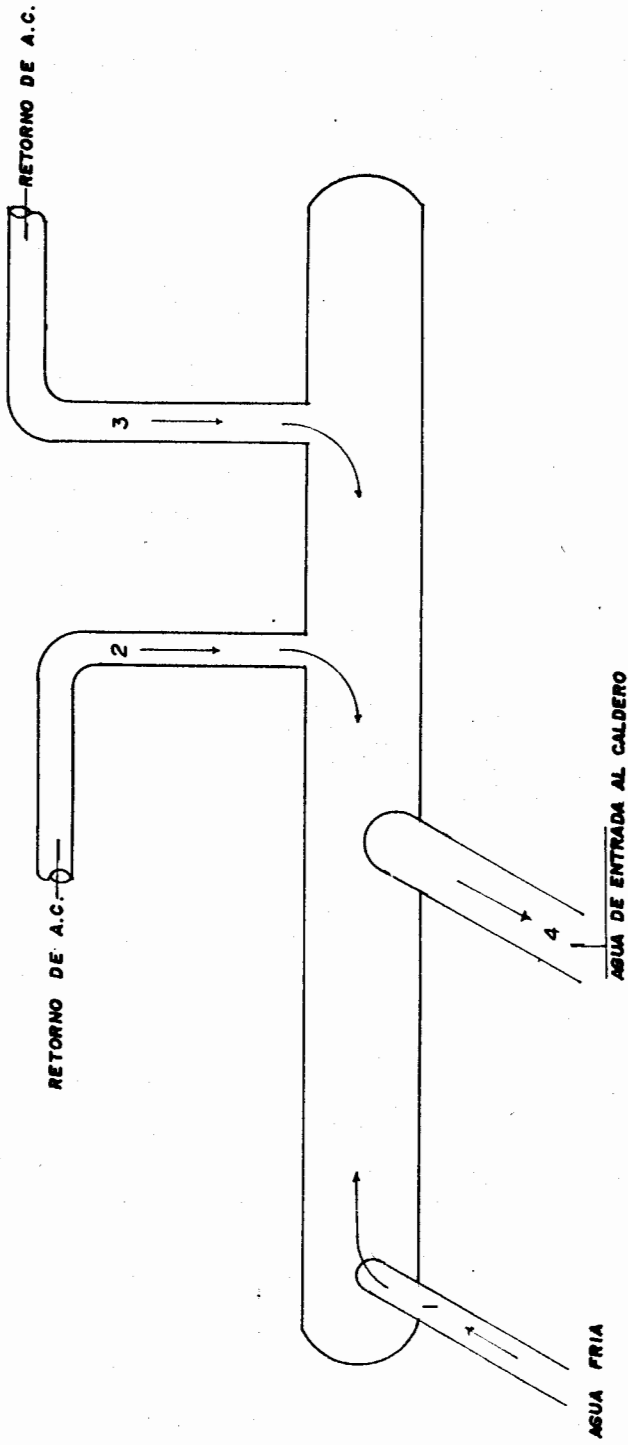


FIG. 4 CABEZAL DE MEZCLA



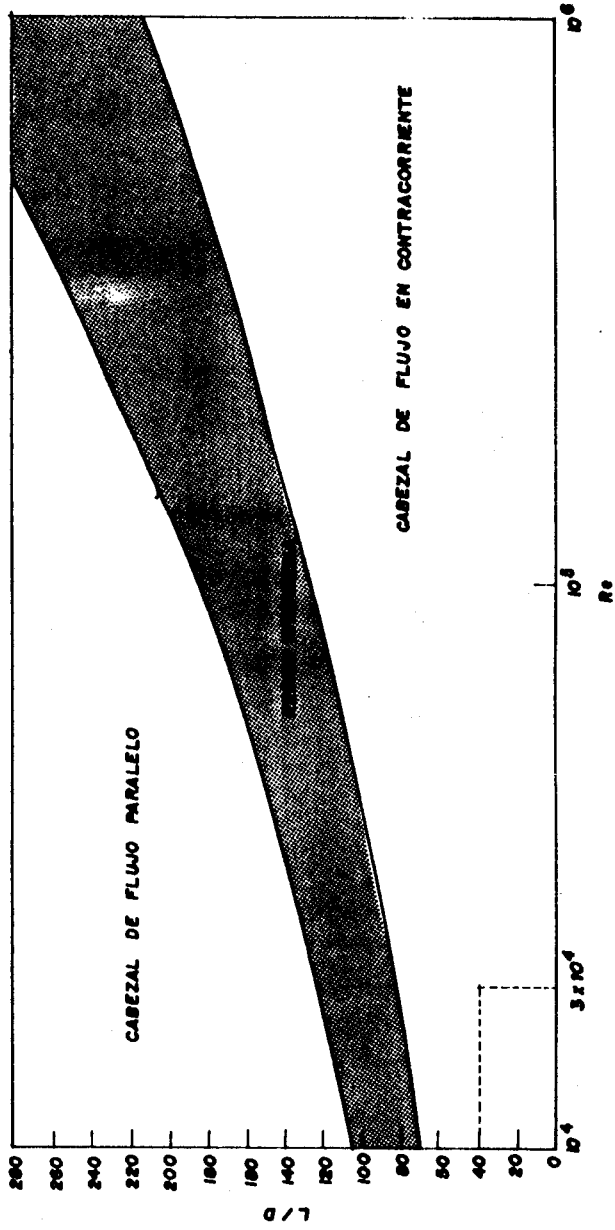


FIG. 5 SELECCION DEL CABEZAL CON RESPECTO AL FLUJO

Para elegir las dimensiones del cabezal se utiliza el gráfico de la Fig. N° 5.

Se requiere conocer el Número de Reynolds.

$$Q = Av \quad \therefore \quad v = Q/A$$

$$Q = 12.600 \text{ lb/hr} = 5,73 \text{ m}^3/\text{hr}$$

$$v = \frac{40}{\pi d^2} = 1.263 \text{ m/hr}$$

$$Re = \frac{\rho v D}{\mu}$$

$$\mu = 0.578 \times 10^{-3} \text{ lb/pie seg}$$

$$Re = 30.941$$

Escogiendo:

$L/D = 40$  y un diámetro de 3 pulg. (0.076 m), se tiene:

$$L = 3 \text{ m.}$$



**BIBLIOTECA**

### 3.2 DISEÑO DEL CALDERO

El presente diseño puede resumirse de la siguiente forma :

Tipo del Caldero : Vertical Acuo-Pirotubular

Tipo del Arreglo de los tubos de agua : Circular

Tipo del Arreglo de los tubos de fuego : Triangular

Número de pasos : 1

Tipo de cámara de combustión : Redonda

#### - ANALISIS TERMICO

Desde el punto de vista térmico, se harán dos con  
sideraciones :

- a) Transferencia de calor hacia los tubos de agua
- b) Transferencia de calor hacia los tubos de fue-  
go.

#### a) TRANSFERENCIA DE CALOR HACIA LOS TUBOS DE AGUA

Los gases producidos por la combustión ascien-  
den verticalmente y calentarán el agua que cir  
cula por los tubos.

La presión de agua, fue medida con un manóme-  
tro en la entrada del caldero. Justificándolo  
matemáticamente se tiene :

$$P = P_{atm} + \gamma h$$

h : Altura del edificio = 18 m

P = 40 psig.

El cálculo anterior corrobora la lectura del manómetro. No existe una bomba que introduzca el agua al caldero, se utiliza la energía gravitacional.

La presión en el caldero no varía, puesto que el agua no llega a cambiar de fase.

Los tubos recibirán una distribución de flujo de calor, alrededor de ellos. Este flujo de calor será transmitido básicamente por radiación con un porcentaje menor por convección.

Ahora es conveniente hablar sobre los lineamientos generales en esta primera parte del diseño térmico.

El quemador es colocado en un lado de la cámara de combustión y la llama generada no es tan larga para evitar la tendencia de que ésta se ponga en contacto directo con los tubos, ya que esto influiría en la vida de ellos. Esta zona de tubos arreglados circularmente, es la que se denomina zona radiante y es la más crítica del diseño. Circundando los tubos, se coloca un aislamiento de cemento refractario que evitará que la pérdida de calor sea rápida a

través de las paredes y consecuentemente que la mayor cantidad de calor sea aprovechada por el agua.

La zona comprendida, desde el punto de generación de llama hasta la culminación de la sección radiante se llama HORNO. Las paredes de la cámara de cemento refractario reflejan la energía radiante sobre los tubos de calentamiento.

Los fenómenos asociados a la radiación pueden explicarse en forma de una teoría dualista, la cual separa la emisión de la recepción de radiación y de su transmisión.

La radiación térmica que cae sobre un objeto, será parcialmente absorbida, parcialmente reflejada y parcialmente transmitida. Las proporciones de la energía incidente, que son absorbidas, reflejadas y transmitidas, dependen primero de las características del receptor y de la longitud de onda de la radiación y la temperatura del receptor.

Estas condiciones pueden establecerse en forma más concisa, diciendo :

$$\rho + \alpha + \tau = 1$$

$\rho$  : Reflectividad, la fracción de la radiación total incidente que es reflejada.

$\alpha$  : Absortividad, la fracción de la radiación total incidente que es absorbida.

$\tau$  : Transmisibilidad, la fracción de la radiación total incidente que es transmitida a través del cuerpo receptor.

Esta ecuación es sólo una forma de Balance de energía. Puesto que los tubos están arreglados en un paso particular (Pitch), el factor de absortividad depende de ese arreglo.

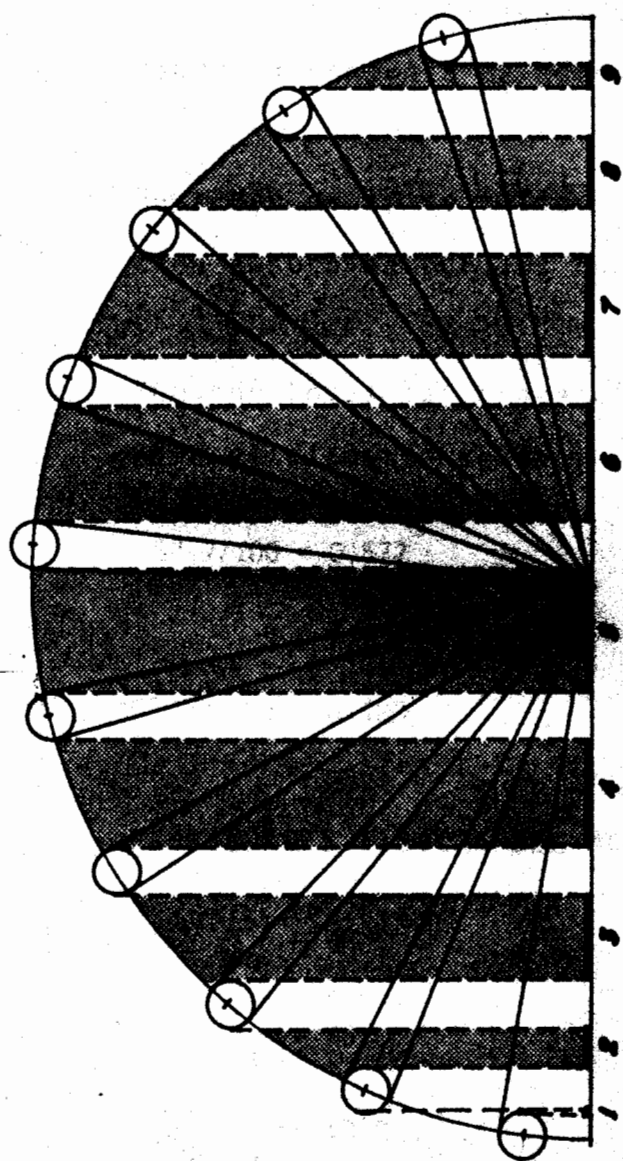
#### - ESTIMACION DEL FACTOR DE ABSORTIVIDAD :

El método gráfico es el más fácil y consiste en dibujar un número de rayos desde el centro de un círculo. Los rayos son dibujados tangencialmente a todos los tubos dentro del semicírculo. (Véase Fig. N° 6).

La suma de las proyecciones de los diámetros en los puntos finales de los rayos es calcula



BIBLIOT



**METODO GEOMETRICO DE RADIACION ESTIMADA  
ABSORBIDA POR TUBOS**

Figura No. 6

da. Esto da la cantidad de radiación pasando a través del banco de tubos.

La relación de estas proyecciones al diámetro del círculo da la razón de radiación escapando al conjunto de tubos.

Restando de 1, se obtiene la razón de radiación absorbida por los tubos.

Sumando todas las proyecciones y dividiendo para el diámetro se obtiene :

$$57.7/100 = 0.577$$

$$\alpha = 1 - 0.577$$

$$\alpha = 0.423$$

- PROPIEDADES FISICAS DEL AGUA :

$$(t_{\text{H}_2\text{O}})_e = 40^\circ\text{C}$$

$$(t_{\text{H}_2\text{O}})_s = 46^\circ\text{C}$$

$$(t_{\text{H}_2\text{O}})_p = 43^\circ\text{C}$$

$$C_p : 1 \text{ Btu/lb}^\circ\text{F}$$

$$\mu : 0.99 \text{ lb/pie hr}$$

$$k : 0.327 \text{ Btu/pie hr}^\circ\text{F}$$



**BIBLIOTECA**



$\rho$  : 62.4 lb/pie<sup>3</sup>

w : Flujo : 12.600 lb/hr

- COMPOSICION DEL COMBUSTIBLE :

Oil 2

S<sub>2</sub> : 1%                      HHV = 19.500 Btu/lb

H<sub>2</sub> : 12.4%                  LHV = 18.400 Btu/lb

C : 86.5%

N<sub>2</sub> : 0.1%

Estos valores son referidos a 68°F, 14.7 psi.

- CALCULOS DE COMBUSTION :

El cálculo de combustión es el punto de partida para desarrollar la Ingeniería del Caldero. Información sobre Gases de combustión tal como :

- Composición
- Densidad
- Presión parcial de gases triatómicos
- Entalpía
- Viscosidad
- Conductividad térmica

Es pertinente para el diseño térmico del cal-

dero.

- AIRE USADO PARA COMBUSTION :

$W_{wa}$  : Aire húmedo para quemar una libra de combustible

$W_{da}$  : Aire seco para quemar una libra de combustible

El aire seco es requerido para la combustión, sin embargo, debido a la humedad relativa (HR) alguna mezcla húmeda (M) está siempre presente en el aire.

Esto es dado por :

$$M = \frac{0.622 P_w}{(14.7 - P_w)}$$

$P_w$  : Presión parcial de vapor de agua en el aire =  
(HR) x (presión de saturación de vapor a una temperatura determinada)

A 80°F, 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.

De aquí :

$$W_{wa} : 1.013 W_{da}$$

El peso molecular (M) del aire es tomado como  $M = 29 \text{ lb/lb}$  para propósitos prácticos.

Conociendo la composición del Oil 2, con un exceso de aire del 25%, se tienen los moles de  $O_2$  requerido, exceso de  $O_2$ , aires seco y húmedo, y nitrógeno en el aire. (Véase la Tabla I).

Para obtener presiones parciales de  $CO_2$ , vapor de agua,  $SO_2$  Peso Molecular de Gases de combustión se toman datos de la Tabla II.

$P_C$  : Presión parcial de  $CO_2$

$$7.21/65.9 = 0.11$$

$P_W$  : Presión parcial de vapor de agua

$$7.500/65.9 = 0.114$$

$P_{SO_2}$  : Presión parcial de  $SO_2$

$$0.03/65.9 = 0.046 \times 10^{-2}$$

%  $O_2$  : en gases de combustión secos : 4.42

%  $CO_2$  : en gases de combustión secos : 12.35

Aire requerido por 100 lb. Oil 2

$$62.8 \times 29 = 1821.21 \text{ lb}$$

$$W_{wa} : 1821.2/100 = 18.21 \text{ lb/lb Oil 2}$$

T A B L A I MOLES DE AIRE ( 100 LBS DE COMBUSTIBLE COMO BASE )

COMPONENTES OIL No.2	Mi	% PESO	MOLES % PESO / Mi	MOLES O <sub>2</sub> REQUERIDO	EXCESO O <sub>2</sub> AIRE SECO Y HUMEDO, MOLES
C	42	86.5	$86.5/12 = 7.21$	7.21	AIRE SECO $10.33 \times 100 \times 1.25 / 21 = 61.5$
H <sub>2</sub>	2	42.3	$42.4/2 = 6.2$	3.1	
S	32	1	$1/32 = 0.03$	0.03	AIRE HUMEDO $61.5 + (61.5 \times 29 \times 0.013) / 18 = 62.6$
N <sub>2</sub>	28	0.1	$0.1/28 = 0.0036$		
H <sub>2</sub> O	18	0.1	$0.1/18 = 0.005$		HUMEDAD EN EL AIRE=1.3MOLES

TOTAL 100

$10.334$   
 $0.005$   


---

 $10.33$

EXCESO O<sub>2</sub>  
 $10.33 \times 0.25 = 2.58$   
 NITROGENO EN AIRE  
 $61.5 \times 0.79 = 48.58$

EL AIRE TIENE 21 % O<sub>2</sub> - 79 % N<sub>2</sub>

**PRODUCTOS DE COMBUSTION**

**TABLA I I**

GASES DE COMBUSTION	MOLES	% VOLUMEN HUMEDO	% VOLUMEN SECO	Mi	% VOL x Mi	% Ht Mo
CO <sub>2</sub>	7,21	10,941	12,35	44	481,4	16,0
H <sub>2</sub> O	6,2+0,005+1,3 = 7,5	11,381	-----	10	194,88	6,0
SO <sub>2</sub>	0,03	0,00046	0,051	64	0,02944	0,00001
N <sub>2</sub>	48,58+0,0036 = 48,58	73,72	83,18	28	2064,16	72,02
O <sub>2</sub>	2,58	3,92	4,419	32	125,44	4,38
TOTAL DE MOLES DE GASES DE COMBUSTION HUMEDOS	65,9	100				100

TOTAL DE MOLES DE GASES DE COMBUSTION HUMEDOS

$$65,9 - 7,505 = 58,4$$

$$\frac{\% \text{ Vol es calculado : Moles de gas}}{\text{Total de moles}} \times 100$$

$$\% \text{ CO} = 7,21/65,9 \times 100 = 10,941$$

H : Fraccion de Peso de gases en Productos de combustion.

Gases de combustión por 100 lb Oil 2

$$65.9 \times 28.66 = 1888.69 \text{ lb}$$

$$W_{wg} = 1888.69/100 = 18.9 \text{ lb/lb Oil 2}$$

Combustible total quemado ( $W_f$ )

$$W_f = Q_T / \text{LHV}$$

$$W_f = 350.000 / 18.400 = 19.02 \text{ lb/hr}$$

Combustible total de gases de escape ( $W_g$ )

$$W_g = W_f \times W_{wg} = 19.02 \times 18.9$$

$$W_g = 359.5 \text{ lb/hr}$$



BIBLIOTE

- CALORES ESPECIFICOS Y ENTALPIAS A DIFERENTES TEMPERATURAS :

Los calores específicos de los gases de combustión deben ser calculados a varias temperaturas para propósitos de balance de calor. (Véase Tabla III).

Los calores específicos de una mezcla de gases es:

$$\sum c_p m_i$$

Usando  $m_i$ , de la Tabla II, se tiene :

**TABLA I I I** CALORES ESPECIFICOS MEDIOS CPM, BTU / LB °F

GASES	% PESO, M2	30 °F	450 °F	600 °F	1500 °F	2000 °F
CO <sub>2</sub>	16,8	0,198	0,222	0,229	0,2612	0,274
H <sub>2</sub> O	6,8	0,4436	0,452	0,457	0,492	0,517
SO <sub>2</sub>	0,00001	0,1468	0,1539	0,1649	0,1827	0,1888
Ne	72,02	0,248	0,2493	0,2506	0,2612	0,268
O <sub>2</sub>	4,38	0,2186	0,224	0,2275	0,2433	0,249
<b>TOTAL</b>	<b>100</b>					

T (°F)	80	450	600	1500	2000
$c_{pm}$ (Btu/lb°F)	0.2514	0.2586	0.2598	0.276	0.285
h (Btu/lb)	12.07	108.09	147.56	405.17	560.88

Cálculo de pérdidas en gases de escape húmedos :

$$L_1 = W_{wg} (h_{450} - h_{80})$$

$$L_1 = 18.9 (108.9 - 12.07)$$

$$L_1 = 1815 \text{ Btu/lbm Oil 2}$$

Cálculo de pérdidas por radiación :

De acuerdo a la carta de ABMA (corregido para LHV) se tiene:

$$L_2 = 0.01 (19.500) = 195 \text{ Btu/lb}$$

Eficiencia:

La eficiencia basada en LHV :

$$E = 100 \{LHV - (L_1 + L_2)\}/LHV$$

$$E = 100 \{18.400 - (1.815 + 195)\}/18.400$$

$$E = 89\%$$

En base a términos prácticos, la mayor cantiu



dad de calor será absorbida por los tubos del horno, hablando matemáticamente el 60%.

El calor total entregado por el quemador = 350.000 Btu/hr.

Energía absorbida en el horno por los tubos de agua :

$$0.89 \times 0.6 \times 350.000 = 186.900 \text{ Btu/hr}$$

Energía absorbida por los tubos de fuego :

$$0.89 \times 0.4 \times 350.000 = 124.600 \text{ Btu/hr}$$

#### - DISEÑO DEL HORNO

La transferencia de calor al horno viene dada por :

$$Q_F = 0.173 F \{ (T_g/100)^4 - (T_o/100)^4 \} \alpha A_{cp} + h_c A (t_g - t_o) \quad (3.1)$$

donde:

$A_{cp}$  : es la superficie plana fría, que se calcula por el área proyectada de los tubos.

$$A_{cp} : n H p$$

$n$  : número de tubos

$H$  = altura de los tubos

$p$  = paso



El término convección está simplificado usando

$$h_c = 2.0 \text{ Btu/pie}^2 \text{hr}^\circ\text{F}$$

F : Factor de forma que viene dado por :

$$F = \frac{1}{\frac{1}{\epsilon_F} + \frac{1}{\epsilon_{w'}} - 1} \quad (3.2)$$

$$\epsilon_{w'} = 0.9 \text{ (Dato práctico)}$$

$$\epsilon_F = \epsilon_g \left\{ 1 + \frac{A_R}{\alpha A_{cp} \left[ 1 + \left( \frac{\epsilon_g}{1 - \epsilon_g} \right) \frac{1}{F_{RC}} \right]} \right\}$$

$$A_R = A_T - \alpha A_{cp}$$

$A_R$  : Area del refractario

$A_T$  : Area total del horno

$$F_{RC} = \frac{\alpha A_{cp}}{A_R + \alpha A_{cp}}, \text{ cuando } \frac{A_R}{\alpha A_{cp}} = 0 - 0.5$$

$$= \frac{\alpha A_{cp}}{A_R}, \text{ cuando } \frac{A_R}{\alpha A_{cp}} = 4 - 7$$

$$= \text{Valor intermedio, cuando } \frac{A_R}{\alpha A_{cp}} = 0.5 - 4$$

$F_{RC}$  : Factor de intercambio considerando reradiación.

La emisividad del gas ( $\epsilon_g$ ) es una función de las presiones parciales de gases triatómicos como el vapor de agua,  $\text{CO}_2$ ,  $\text{SO}_2$ , etc. Es calculada a la temperatura  $t_g$ , que es la temperatura de salida del horno :

$\epsilon_F$  : emisividad efectiva del gas

$\epsilon_O$  : emisividad producida por  $\text{CO}_2$  y  $\text{SO}_2$

$\epsilon_W$  : emisividad producida por el vapor de agua

$\epsilon_{W'}$  : emisividad de la pared del tubo

$\Delta\epsilon$  : factor de corrección de la emisividad

El diámetro de cada tubo se asumió con  $d = 1.5$  pulg.

Se toma un paso  $P = 4d$  ; luego  $P = 6$  pulg.

Por lo tanto, para el flujo de calor radiante  $Q_F/\alpha A_{cp}$ , se tomará un valor promedio de 9980.5 Btu/pie<sup>2</sup>hr, basado en datos prácticos, para hornos que tengan una hilera de tubos (en este diseño arreglados circularmente), con superficie refractaria detrás de ellos. El flujo de calor radiante máximo podría variar de 1.5 - 2.5 veces el flujo promedio dependiendo de la relación  $P/d$ .

En el presente caso :

$$\begin{aligned}\text{Flujo máximo} &= 2 \text{ Flujo promedio} \\ &= 2 (9980.5) = 19.961 \text{ Btu/pie}^2 \text{ hr}\end{aligned}$$

$$Q_F / \alpha A_{cp} = 186.900 / 0.423 A_{cp}$$

$$A_{cp} = 22.135 \text{ pie}^2$$

Considerando el flujo másico de agua en el interior de los tubos (12.600 lb/hr), se asumirá un  $n = 19$

$$A_{cp} = n H_1 P / 12$$

$$H_1 = A_{cp} \times 12 / nP$$

$$H_1 = (22.135 \times 12) / 19 \times 6$$

$$H_1 = 2.33 \text{ pies} = 28 \text{ pulg.}$$

Diámetro interno del horno :

$$D_i = P / 12 \text{ sen } (180/n) + 2d / 12$$

$$D_i = 40 \text{ pulg.}$$



**BIBLIOTECA**

Temperatura de salida de los gases de combustión :

$$\text{Calor de entrada al horno} = 350.000 \text{ Btu/hr}$$

Pérdidas de calor por radiación:

$$0.011 \times 350.000 = 3850 \text{ Btu/hr}$$

0.011, factor dado por la ABMA.

Calor a las paredes del Horno = 186.900 Btu/hr

Despreciando la radiación externa a la salida del horno, el calor de los gases en este punto es :

$$(350.000 - 3.850 - 186.900) \text{ Btu/hr} = 159.250 \text{ Btu/hr}$$

$$\text{Entalpía de gases} = \frac{\text{Cantidad de calor de los gases}}{\text{Masa de gases de combustión}}$$

$$h = 159.250/359,5 = 443 \text{ Btu/lbm}$$

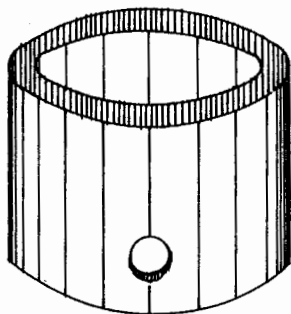
De acuerdo a los valores calculados para entalpías a diferentes temperaturas, se procede a interpolar, obteniendo :

$$t \text{ (}^\circ\text{F)} = 1.621,4 \quad T \text{ (}^\circ\text{R)} = 2.081,4$$

#### - AREA TOTAL DE REFRACTARIO

El horno, como ya se expresó, consta de 2 partes :

- a) La cámara de combustión donde se genera la llama, hecha totalmente de cemento refractario. (Véase Fig. N° 7).



PERSPECTIVA

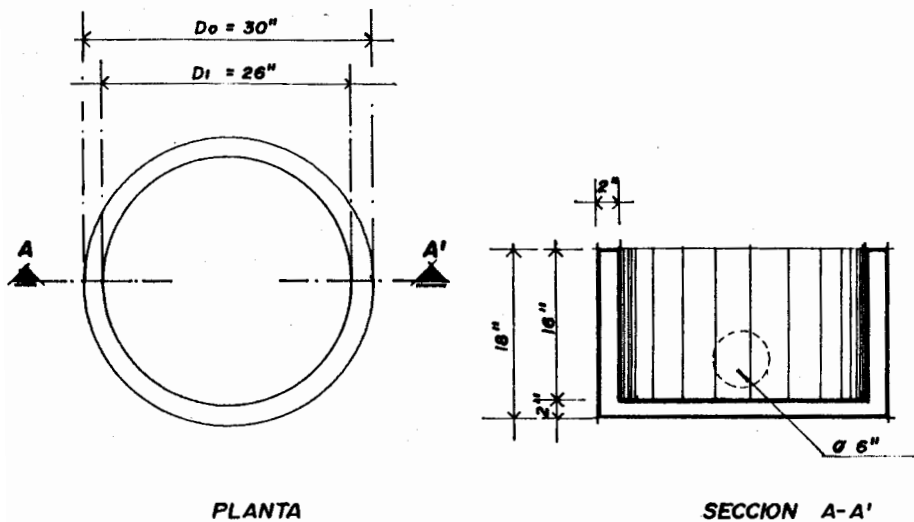


FIG. 7 CAMARA DE COMBUSTION

$$d_i : 2.5 \text{ pies}$$

$$H_2 : 1.5 \text{ pies}$$

$$d_a : 0.5 \text{ pies}$$

$d_a$  : diámetro del agujero por donde penetra el cañón del quemador.

- b) La zona de tubos de agua, recubierta por un cilindro refractario.

$$A_T = \pi(D_i H_1 + d_i H_2) - A_a$$

$$A_T = 40.3 \text{ pie}^2$$

$$A_R = A_T - \alpha A_{cp} = 30.94 \text{ pie}^2$$

$$A_R / \alpha A_{cp} = 3.3 \text{ pie}^2$$

$$F_{RC} = \alpha A_{cp} / A_R = 0.302$$

$$F_{RC} = \alpha A_{cp} / A_R + A_{cp} = 0.282$$

Se toma un valor intermedio; luego

$$F_{RC} = 0.267$$

$L$  : longitud del rayo radiante

$L$  es una característica que depende en la forma del espacio cerrado, y es tomado aproximadamente de 3.4 a 3.6 veces del volumen del espacio dividido para el área

de la superficie que recibe calor.

$$L = 2.2 \text{ pies}$$

$$P_C = 0.11 \qquad P_W = 0.108$$

$$P_C L = (0.11)(2.2) = 0.242 \text{ atm pie}$$

$$P_W L = (0.108)(2.2) = 0.238 \text{ atm pie}$$

Los valores obtenidos son energías radiantes no luminosas por la presencia de elementos triatómicos, que viene dada en función de las presiones parciales de  $\text{CO}_2$  y vapor de agua.

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

De la Fig. N° 8, para  $P_C L = 0.242$  y

$$T = 1621^\circ\text{F}; \quad \epsilon_0 = 0.11$$

De la Fig. N° 9, para  $P_W L = 0.238$  y

$$T = 1621^\circ\text{F}; \quad \epsilon_W = 0.10$$

De la Fig. N° 10,  $\frac{1}{2} (P + P_W) = 0.55$

$$P_W L = 0.238; \quad \eta = 1.08$$

De la Fig. N° 11,  $P_W / (P_C + P_W) = 0.108 / 0.218$   
 $= 0.5$



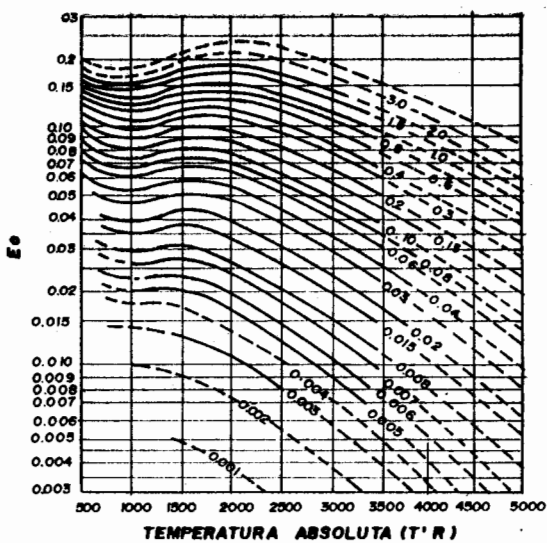


FIG. 8 EMISIVIDAD DE DIOXIDO DE CARBONO

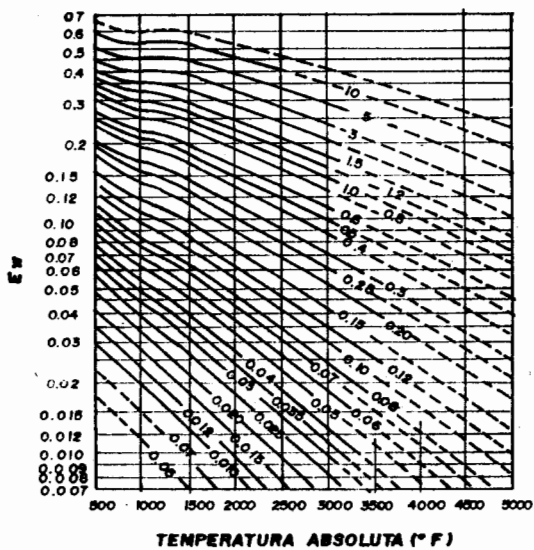


FIG. 9 EMISIVIDAD DE VAPOR DE AGUA

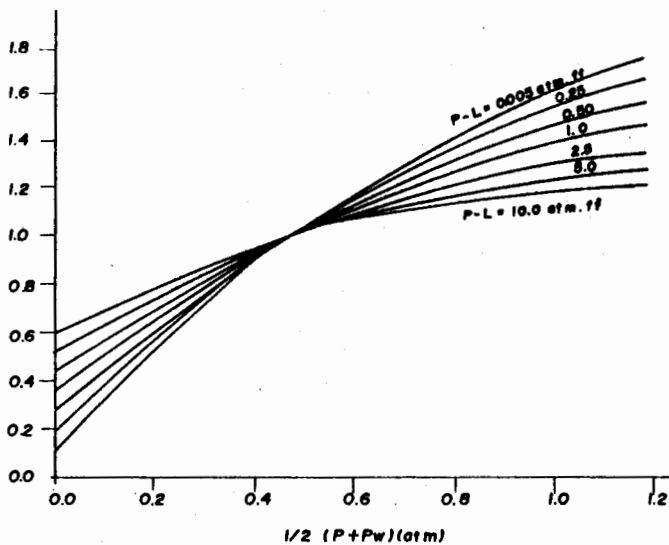


FIG. 10 FACTOR DE CORRECCION PARA EMISIVIDAD DE VAPOR DE AGUA

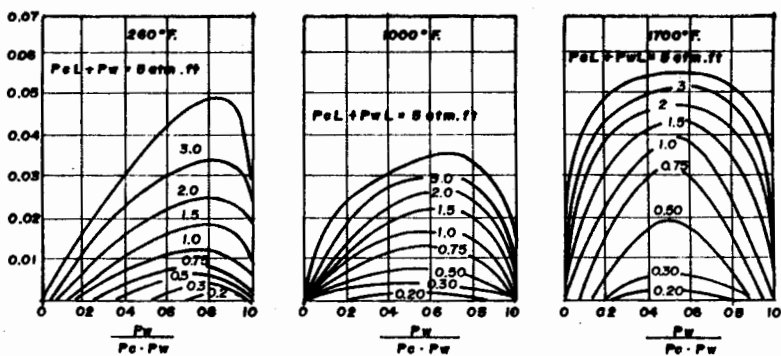


FIG. 11 TERMINO DE CORRECCION DEBIDO A LA PRESION DE VAPOR DE AGUA Y DIOXIDO DE CARBONO



$$(P_C + P_W) L = (0.11 + 0.108) 2.2 = 0.48;$$

$$\Delta\epsilon = 0.014$$

$$\epsilon_g = \epsilon_o + \eta \epsilon_w - \Delta\epsilon$$

$$\epsilon_g = 0.204$$

Reemplazando valores en la ecuación (3.3):

$$\epsilon_F = 0.524$$

Utilizando la ecuación (3.2) se tiene:

$$F = 0.495$$

$$Q_F / \alpha A_{cp} F = 40.326 \text{ Btu/pie}^2\text{hr} \quad (3.4)$$

- CALCULOS DE LA TEMPERATURA EXTERIOR  $t_o$  DE LOS TUBOS DE AGUA :

$$G_i = \dot{m} / A_n = 576 \dot{m} / \pi d^2 n$$

$$G_i = 54.066 \text{ lb/pie}^2\text{hr}$$

$$Re = G d / \mu \times 12 = 6.827$$

Para :

$$2.100 < Re < 10.000$$

$$j_h = 0.116 \left[ Re^{2/3} - 125 \right] \left[ 1 + (d_i/L)^{2/3} \right] / Re$$

$$j_h = 0.002$$

$$j_h = h_i / c_p \left[ G (\mu c_p / k)^{2/3} (\mu / \mu_w)^{0.14} \right]$$

$\mu / \mu_w = 1$ , ya que el agua no es un fluido viscoso.

$$Pr = (\mu c_p)/k$$

$$Pr^{2/3} = 2.09$$

$$h_i = 23.5 \text{ Btu/pie}^2 \text{ hr}^\circ\text{F}$$

$h_i$  : Coeficiente de transferencia de calor en el interior del tubo.

De la transferencia de calor básica, el flujo de calor promedio viene dado por :

$$Q = \frac{24 k_m (t_m - t_i)}{d_o \ln (d_o + d_i)/2d_i}$$

$Q$ , está dado también por :

$$Q = h_i d_i/d_o (t_i - t_{H_2O})$$

$$(t_m - t_{H_2O}) = \frac{Q d_o}{12 k_m} \frac{12 k_m}{h_i d_i} + \frac{\ln (d_o + d_i)/2d_i}{2}$$

$$\frac{t_o - t_m}{t_m - t_{H_2O}} = \frac{\ln (2d_o/d_o + d_i)}{(24 k_m/h_i d_i) + \ln (d_o + d_i)/2d_i}$$

Como el flujo de gases calientes no es uniforme, se considera un 35% adicional al flujo máximo de calor estimado.

$$Q = 19.961 \times 1.35 = 26.947 \text{ Btu/pie}^2 \text{ hr}$$

$t_m$  : temperatura media de pared

$t_o$  : temperatura externa de pared

$t_i$  : temperatura interna de pared

$k_m$  : conductividad del acero : 26 Btu/hr°F pie<sup>2</sup>/pie

$$t_m - t_{H_2O} = 688^\circ F$$

$$\frac{t_o - t_m}{t_m - t_{H_2O}} = 0.01$$

$$t_o = 738^\circ F \quad \rightarrow \quad t_o = 1.200^\circ R$$

Aplicando la ecuación (3.1), se tiene :

$$Q_F = 174.890 \text{ Btu/hr}$$

$$Q_F/\alpha A_{cp} \quad F = 37369.7 \text{ Btu/pie}^2\text{hr}$$

Este último valor difiere del encontrado en la ecuación (3.4) con 9.26%.

El cálculo de un horno es un proceso iterativo y la variable de asunción que debe ser modificada es la temperatura de salida del gas ( $t_g$ ). Pero antes de proceder a realizar iteraciones, se debe analizar el porqué de no tener una temperatura del gas más alta.

El mantener un exceso de aire para asegurar

una combustión completa, trae problemas secundarios, como no alcanzar una temperatura adecuada en los gases de combustión.

Bajo esta óptica, se chequeará con un exceso de aire = 20%.

$$W_{wg} = 15.12 \times 1.2 = 18.1$$

$$L_1 = (18.1) (96.02) = 1738 \text{ Btu/lbm}$$

$$E = 89.5\%$$

$$t_g = 1675^\circ\text{F} \quad \rightarrow \quad T_g = 2135^\circ\text{R}$$

Aplicando la ecuación (3.1), se tiene :

$$Q_F = 192.099,57 \text{ Btu/hr}$$

$$Q_F/\alpha A_{cp} F = 41.047 \text{ Btu/pie}^2\text{hr}$$

Considerando la energía absorbida en el horno por los tubos de agua, con el nuevo valor de eficiencia :

$$Q_F/\alpha A_{cp} F = 40.546 \text{ Btu/pie}^2\text{hr}$$

Comparando los dos valores hay una diferencia de 1.23%. Insistir en bajar este porcentaje de error no se justifica por razones prácticas.

Luego, en base a los análisis realizados se obtiene un exceso de aire del 20%, que es muy bueno.

## b) TRANSFERENCIA DE CALOR HACIA LOS TUBOS DE FUEGO

De transferencia de calor básica tenemos :

$$Q = U A \Delta T \quad ; \quad A = Q/U \Delta T$$

El coeficiente global de transferencia de calor (Fig. N° 12), viene dado por :

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_i} \frac{d_o}{d_i} + ff_i \frac{d_o}{d_i} + \frac{d_o}{24 k_m} \ln \frac{d_o}{d_i} + ff_o + \frac{1}{h_o} \quad (3.5)$$

$h_i$  es calculado de acuerdo a la Ecuación de Dittus-Boelter.

$$h_i = 2.44 \frac{w^{0.8}}{d_i^{1.8}} k^{0.6} \frac{C_p^{0.4}}{\mu^{0.4}} \quad (3.6)$$

$ff_i$  = Factor de incrustación interno

En base a experiencia operacional varía de 0.001 a 0.01 pie<sup>2</sup>/hr°F/Btu. Para gases limpios, se toma el mínimo valor; en el presente caso, se tomará 0.005 pie<sup>2</sup>hr°F/Btu, porque la

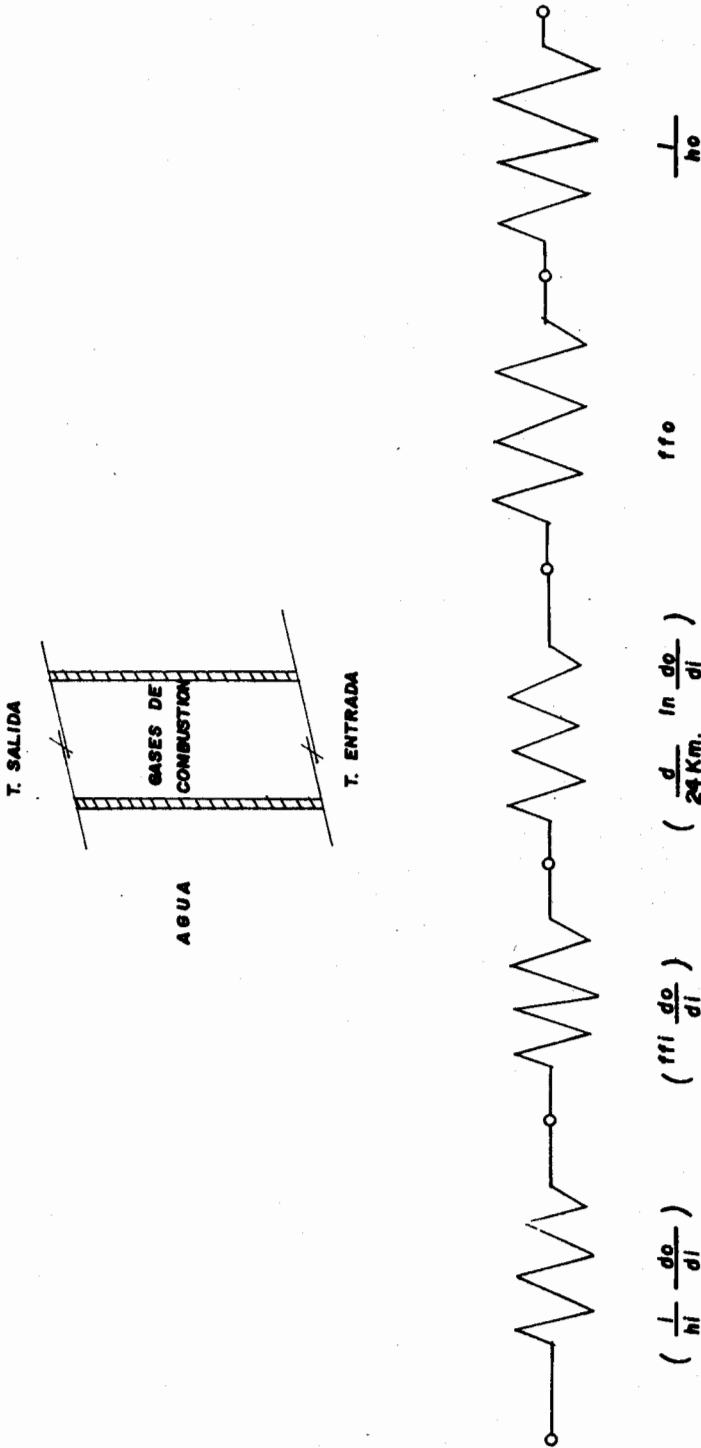


FIG. 12 RESISTENCIAS TERMICAS EN UN CALDERO PIRO - TUBULAR



combustión de Oil 2 produce gases que originan suciedad.

$ff_0$  : Factor de incrustación externo

Se toma generalmente con un valor de  $0.0005 \text{ pie}^2 \text{ hr}^\circ\text{F/Btu}$ ; esto depende del tratamiento de agua. Sobre este punto vale indicar que el agua cruda no es ablandada, porque esto implicaría una pérdida de presión a través de los filtros. Esta pérdida sería restituida si se utilizara una bomba, hecho que no ocurre por limitaciones de la instalación.

Por lo tanto, se introduce en el agua un producto químico cuya función principal es causar la precipitación de lodos, evitando así la incrustación en la tubería. De acuerdo a los análisis realizados, el agua tratada tiene 0.1 ppm de Hierro y 0.04 ppm de Cobre.

$Q$  = Calor transferido, asumiendo 2% de pérdidas por radiación.

$$Q = W_g \left[ C_{pm} t_1 - C_{pm} t_2 \right] \times 0,98$$

De acuerdo a experiencia en plantas industriales la temperatura de salida de los gases en



BIBLIOT

el horno está comprendida entre  $400^{\circ}\text{F}$  y  $100^{\circ}\text{F}$  menor que la temperatura de los mismos en la parte central del horno.

Luego:

$$t_2 = (1675 - 100)^{\circ}\text{F} = 1575^{\circ}\text{F}$$

$$W_g = 344.2 \text{ lb/hr}$$

Propiedades de gases de combustión :

$$t_1 = 1575^{\circ}\text{F} \quad t_2 = 450^{\circ}\text{F} \quad t_{\text{prom}} = 1012^{\circ}\text{F}$$

$$C_{\text{pm}} \quad 0.2775 \quad 0.2586$$

$$\mu \quad 0.083$$

$$k \quad 0.3$$

$$C_{\text{pi}} \quad 0.2838$$

$$Q = 344.2 (0.2775)(1575) - (0.2586)(450) \quad 0.98$$

$$Q = 108.175 \text{ Btu/hr}$$

Diámetro interior de tubos :

Se asume un diámetro exterior de tubos de 1.25 pulg.

Espesor de pared del tubo :  $t_w$

$$t_w = \frac{P d}{14.000} + 0.065 = \frac{40 \times 1.25}{14.000} + 0.065 = 0.069 \text{ pulg.}$$

Comercialmente se tiene tubos de

$$t_w = 0.095 \text{ pulg.}$$

$$d_i = 1.25 - (2 \times 0.095) = 1.06 \text{ pulg.}$$

Todos los tubos son apoyados debidamente a los espejos por el método de expansión.

Flujo de gases de combustión por tubo :

$$W = V_g \times \rho_g \times A$$

$$(\rho_g)_{32^\circ\text{F}} = 0.08 \text{ lb/pie}^3$$

$$(\rho_g)_{1012.5^\circ\text{F}} = \frac{0.08 (460 + 32)}{(460 + 1012.5)} = 0.2673 \text{ lb/pie}^3$$

Las velocidades de los gases de combustión en calderos pequeños son relativamente bajas. Se pueden asumir entre 1.25 y 10 pies/seg. Para este caso se asume una  $V_g = 5.83$  pies/seg.

$$W = 3.44 \text{ lb/hr}$$

Número de tubos :

$$N_t = W_g/W = 344.2/3.44 = 100$$

Arreglo de los tubos:

Se escoge un arreglo triangular con un paso

de  $2.5 d$  (Véase Fig. N° 13). En los arreglos triangulares hay mayor turbulencia debido a que el fluido que fluye entre los tubos adyacentes a elevada velocidad, golpea directamente en la hilera siguiente.

Los mayores coeficientes de transferencia se originan por un aumento de turbulencia; aproximadamente 25% mayores que los arreglos en cuadro.

Diámetro de la carcaza ( $D_C$ ) :

En primer lugar se considera el área del triángulo formado (véase Fig. N° 13).

$$A = 2.706 d_0^2$$

Aproximadamente la mitad de la sección cruzante de un tubo está contenida en esta área.

Luego :

$$2A \times N_t = (\pi/4) D_C^2$$

$$D_C = 33 \text{ pulg.}$$

Este es el diámetro mínimo de la carcaza, ya que se recomienda un espacio de 2 pulg. desde el tubo más cercano a la carcaza.

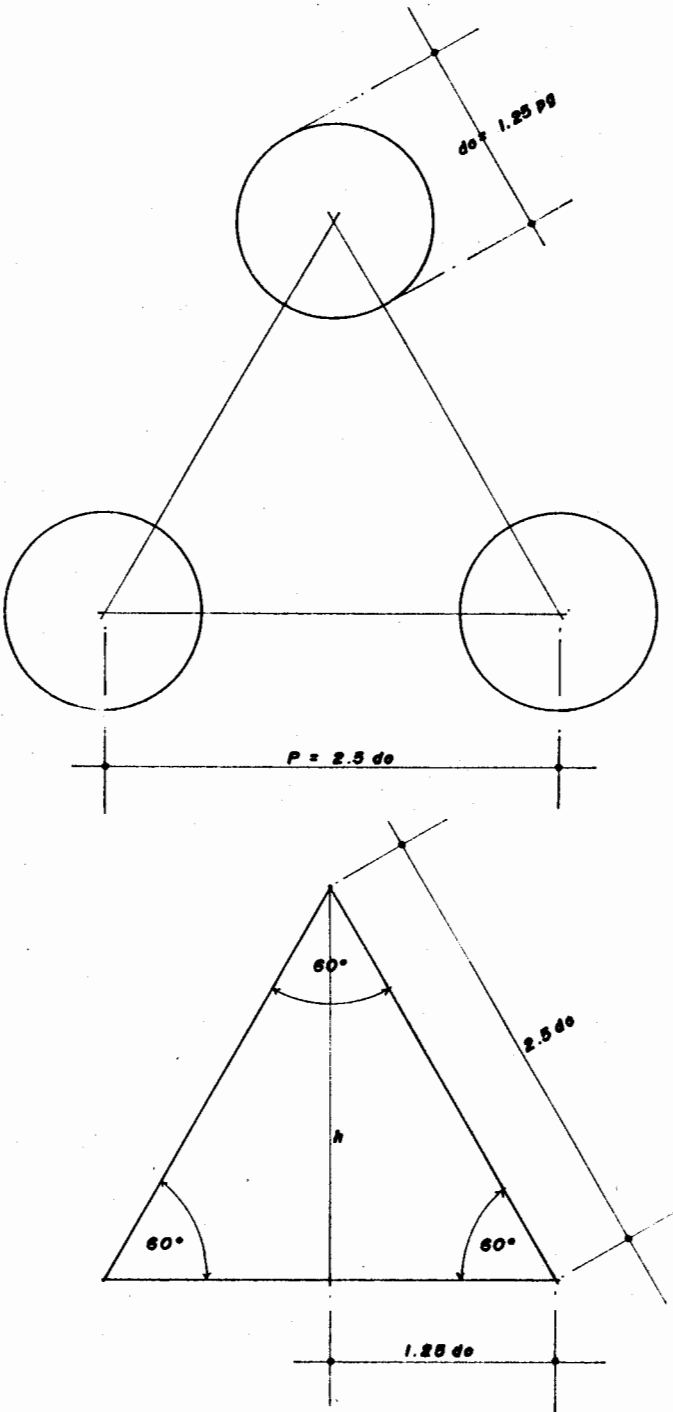


FIG. 13 ARREGLO TRIANGULAR

Por otro lado, por el espejo inferior ingresa el agua al recipiente, y como existe un arreglo circular de los tubos de agua, éstos van soldados en la periferia del espejo. De esta manera, considerando el diámetro de los tubos de agua de 1.5 pulg. el diámetro general de la carcaza se incrementa en 7 pulg.

$$D_c = 33 + 7 = 40 \text{ pulg.}$$

Coefficiente interno de transferencia de calor:

Aplicando la ecuación (3.6), se tiene :

$$h_i = 1.1 \text{ Btu/pie}^2\text{hr}^\circ\text{F}$$

Cálculo del coeficiente externo de transferencia de calor :

Para estimados rápidos de  $h_o$ , en calderos pequeños se utiliza la siguiente relación :

$$h_o = 3 q_o^{0.7} p^{0.2}$$

$$P_{\text{agua}} = 40 \text{ psi}$$

Aunque parece que el estimado de  $q_o$  es un proceso iterativo, realmente no es así. Para aproximaciones de  $U$ , se utiliza el 92% de  $h_i$ .

$$U = 0.92 (1.1) = 1.0 \text{ Btu/pie}^2\text{hr}^\circ\text{F}$$

$q_0$  = Flujo de calor promedio en el lado exterior

Temperatura promedio de gases de combustión:

$$(1575 + 450)/2 = 1012.5^\circ\text{F}$$

Temperatura promedio del agua :

$$(46 + 54)/2 = 50^\circ\text{C} \rightarrow 122^\circ\text{F}$$

$$q_0 = 1 (1012.5 - 122) = 890.5 \text{ Btu/hr pie}^2$$

$$h_0 = 728 \text{ Btu/hr pie}^2\text{ }^\circ\text{F}$$

Cálculo de  $U$  :

Utilizando la ecuación (3.5) se tiene:

$$U = 1.08$$

Cálculo de LMTD :

Es un intercambio de flujo paralelo sin cambio de fase. (Véase Fig. N° 14).

$$\text{LMTD} = \frac{\theta_{\text{MAX}} - \theta_{\text{MIN}}}{\ln \frac{\theta_{\text{MAX}}}{\theta_{\text{MIN}}}}$$

$$\theta_{\text{MAX}} = 1575 - 114.8 = 1460.2^\circ\text{F}$$

$$\theta_{\text{MIN}} = 450 - 129.2 = 320.8^\circ\text{F}$$

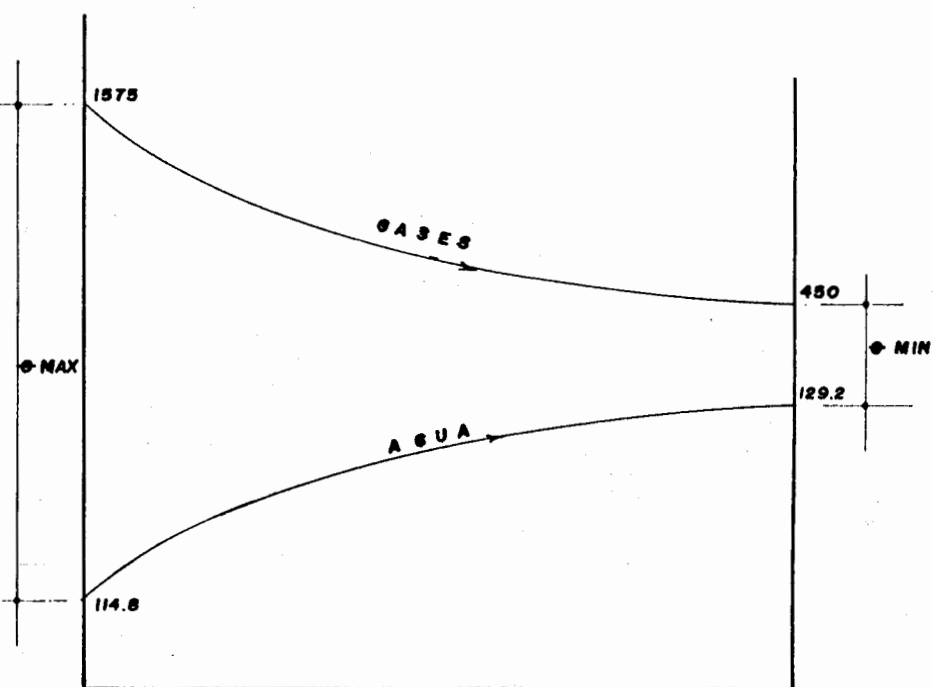


FIG. 14 INTERCAMBIO DE FLUJO PARALELO SIN CAMBIO DE FASE





$$\text{LMTD} = \frac{1460.2 - 320.8}{\ln \frac{1460.2}{320.8}} = 752^\circ\text{F}$$

Cálculo de la longitud de los tubos :

$$Q = U A (\text{LMTD})$$

$$A = Q/U (\text{LMTD}) = \pi \times d_o \times L \times N_t/12$$

$$L = \frac{12 Q}{U (\text{LMTD}) \pi d_o N_t}$$

$$L = \frac{12 \times 108.175}{1,08 \times 752 \times \pi \times 1.25 \times 100}$$

$$L = 4 \text{ pies} = 1.2 \text{ m.}$$

- BALANCE TERMICO DEL CALDERO (DIAGRAMA DE SANKEY):

(Véase Fig. N° 15).

Energía química del combustible	= Energía al fluído de trabajo (agua)	+ Pérdidas térnicas	+ Calor sensible + gases	+ Energía ineficiencia combustión
---------------------------------------	------------------------------------------------	------------------------	--------------------------------	-----------------------------------------

$$E_Q = E_F + L_2 + L_1$$

$$E = \frac{E_F}{E_Q} = \frac{E_Q - (L_1 + L_2)}{E_Q} = 1 - I$$

$$I = (L_1 + L_2)/E_Q$$

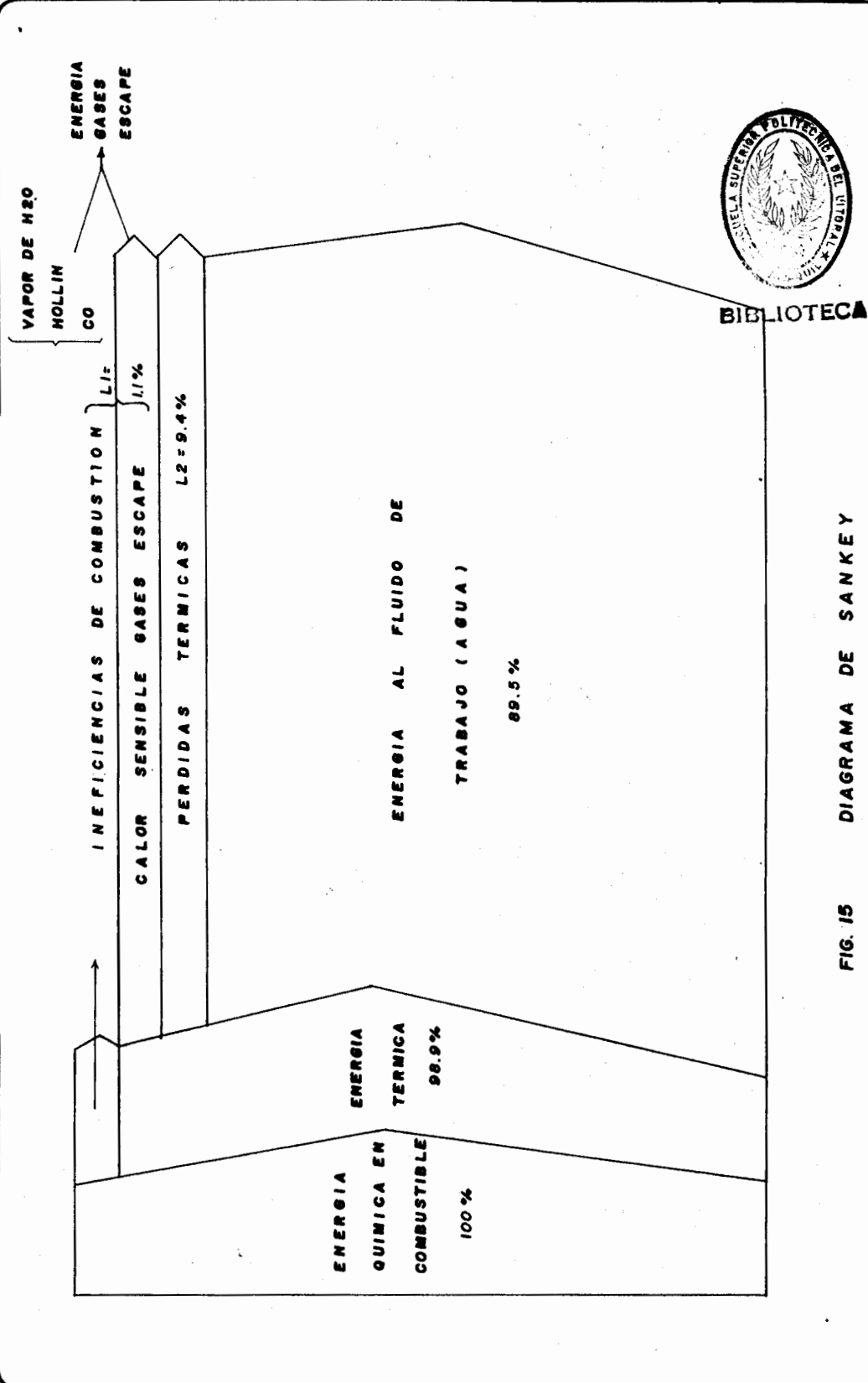


FIG. 15 DIAGRAMA DE SANKEY

$E_Q$	= 18.400 Btu/lbm	(100%)
$L_1$	= 1.738 Btu/lbm	(9.4%)
$L_2$	= 195 Btu/lbm	(1.1%)
$E_F$	= 16.467 Btu/lbm	(89.5%)
$I$	= 0.105	(10.5%)
$E$	= 0.895	(89.5%)



**BIBLIOTECA**

Esta eficiencia está basada en el valor calorífico bajo del combustible.

#### - POTENCIA DEL CALDERO

Existe un factor elaborado por los fabricantes de calderos, que por cada galón de combustible quemado se genera una potencia de 3.3 a 3.5 BHP. Este caldero quema 2.5 GPH, luego :

$$2.5 \times 3.5 = 8.75 \text{ BHP}$$

Para términos comerciales el caldero de este diseño tiene una potencia de 10 BHP.

#### 3.2.1 SELECCION DEL AISLAMIENTO

Conforme el espesor de aislamiento sobre cualquier superficie se incrementa, la tasa de

pérdida de calor desde la superficie decrece, pero el costo del aislamiento aumenta. El espesor más económico de aislamiento es aquel para el cual la suma del costo anual de la pérdida de calor más el costo anual del aislamiento es mínimo.

Para superficies cilíndricas, la tasa de aislamiento ( $r_2/r_1$ ) puede ser determinado por la Tabla V, después de calcular la cantidad  $k_1$

$$k_1 = \frac{1}{r_1} \left[ \sqrt{\frac{n c' k (t_s - t_a)}{f c \times 10^6}} - \frac{k}{h_t} \right]$$

donde:

$r_1$  : Radio interior del aislamiento en pgs.

$r_2$  : Radio exterior del aislamiento en pgs.

$n$  : El tiempo que el equipo opera (hr/año)

$c'$  : Costo de la pérdida de calor (sucres por  $10^6$ Btu)

$c$  : Costo del aislamiento (sucres por pie<sup>3</sup>)

$k$  : Conductividad térmica del aislamiento (Btu/pie<sup>2</sup> hr°F)

$h_t$  : El coeficiente combinado para convección y radiación de la superficie de aislamiento (Btu/pie<sup>2</sup>hr°F)

$t_s$  : Temperatura de la superficie a ser aislada(°F)

TABLA IV COEFICIENTE COMBINADO  $h_c$  PARA CONVECCION Y RADIACION DE SUPERFICIES

CILINDRICAS Y PLANAS EN UN CUARTO A 70° F.

TIPO DE SUPERFICIE	TEMPERATURAS DE SUPERFICIE				
	100°F.	150°F.	200°F.	250°F.	300°F.
	$h_c$ BTU/ft <sup>2</sup> . h <sub>r</sub> °F.				
<b>SUPERFICIES PLANAS:</b>					
VERTICAL . . . . .	1.68	2.07	2.38	2.67	2.95
HORIZONTAL HACIA ARRIBA	1.86	2.32	2.66	2.98	3.28
HORIZONTAL HACIA ABAJO	1.46	1.77	2.03	2.29	2.54
<b>SUPERFICIES CILINDRICAS:</b>					
VERTICAL . . . . .	1.68	2.07	2.38	2.67	2.95
HORIZONTAL, DE: 2 pg	1.98	2.40	2.73	3.03	3.32
HORIZONTAL, DE: 4 pg	1.82	2.20	2.51	2.79	3.06
HORIZONTAL, DE: 6 pg	1.75	2.10	2.40	2.66	2.93
HORIZONTAL, DE: 8 pg	1.69	2.03	2.32	2.58	2.85
HORIZONTAL, DE: 10 pg	1.66	1.99	2.27	2.53	2.79
HORIZONTAL, DE: 12 pg	1.63	1.95	2.23	2.48	2.74

TABLA V RELACION  $r_2/r_1$  MAS ECONOMICA DE AISLAMIENTO

$K_1$	$\left(\frac{r_2}{r_1}\right)_o$	$K_1$	$\left(\frac{r_2}{r_1}\right)_o$
0.00	1.000	0.24	2.799
0.02	1.218	0.26	2.916
0.04	1.407	0.28	3.031
0.06	1.578	0.30	3.144
0.08	1.737		
0.10	1.888	0.40	3.68
0.12	2.032	0.50	4.19
0.14	2.170	0.60	4.67
0.16	2.303	0.70	5.13
0.18	2.431	0.80	5.58
0.20	2.556	0.90	6.02
0.22	2.679	1.00	6.45

**TABLA VI AISLAMIENTO DE CALDERAS**

<b>MATERIAL</b>	<b>AISLAMIENTO EN %</b>
FIELTRO DE PELO	100
LANA DE VIDRIO	83.2
LANA DE VIDRIO Y ALQUITRAN	71
ASERRIN	68
CARBON VEGETAL	63.2
MADERA DE PINO EN SENTIDO NORMAL A LAS FIBRAS	55.3
ARCILLA	55
ESCORIAS VITRIFICADAS	48
AMIANTO	36.3
CENIZAS DE CARBON	34.5
POLVO DE COK	27.7
CAMARA DE AIRE (5cm. de espesor)	13.6
ARENA	9.3

$t_a$  : Temperatura del aire alrededor del aislamiento ( $^{\circ}\text{F}$ )

$f$  : Fracción del costo del aislamiento a ser amortizado por año.

El coeficiente  $h_t$  se lo obtiene de la Tabla IV.

En la Tabla VI, se ven los resultados obtenidos experimentalmente por Emery y Hamilton, sobre la conductividad de las sustancias empleadas para forro exterior de las calderas. En esta Tabla se supone que la falta completa de conductibilidad es igual a 100, expresándose la no conductibilidad de las sustancias en tanto por ciento.

Para la zona pirotubular se escoge aislamiento de lana de vidrio.

- PARAMETROS :

$$n = 4869 \text{ hr/año}$$

$$c' = s/. 1.890/10^6 \text{ Btu}$$

$$c = s/. 1.750/\text{pie}^3$$

$$k = 0.034 \text{ Btu/hr pie}^2\text{ }^{\circ}\text{F}$$

$$t_s = 122^{\circ}\text{F}$$



$$t_a = 80^\circ\text{F}$$

$$h_t = 1.88 \text{ Btu/pie}^2\text{hr}^\circ\text{F} \text{ (a } 122^\circ\text{F)}$$

Luego :

$$k_1 = 0.01$$

$$(r_2/r_1)_0 = \text{de la Tabla V}$$

$$r_2 = 22 \text{ pulg.}$$

El espesor mas económico de aislamiento es:

$$r_2 - r_1 = 2 \text{ pulg.}$$

- ZONA DEL HORNO :

En esta zona se usará como aislamiento, ce  
mento refractario :

$$k = 0.077 \text{ Btu/hr pie}^2\text{ }^\circ\text{F} \text{ (a } 1600^\circ\text{F)}$$

$$t_s = 1675 \text{ }^\circ\text{F}$$

$$t_a = 80^\circ\text{F}$$

$$h_t = 8.2 \text{ Btu/pie}^2\text{hr}^\circ\text{F}$$

$$k_1 = 0.02 \text{ ; } (r_2/r_1) = 1.218$$

$$r_2 = 24.36 \text{ pulg.}$$

El espesor más económico de aislamiento es:

$$r_2 - r_1 = 4.3 \text{ pulg.}$$

#### - MATERIAL REFRACTARIO USADO :

En el presente diseño se utilizó refractario plástico SUPERHYBOND, el mismo que fue creado para que desarrolle altos esfuerzos a través de su espesor, sin importar la temperatura de operación del horno. Este refractario puede ser considerado como ladrillos en plástico, de forma moldeable, listo para ser colocado en su lugar.

Puede ser instalado para formar un forro refractario monolítico en todos los tipos de calderos y hornos industriales.

#### 3.2.2 SELECCION DEL QUEMADOR

No es propósito de este informe, diseñar el quemador puesto que el fabricante ya lo ha hecho.

En base a la capacidad requerida, se elige el tipo y modelo con un catálogo de especificaciones, que corresponde al quemador anterior, así se tiene:

CAPACIDAD: 0.5 GPH - 3.0 GPH Kerosene, Oil 1 - 2.

**BOMBA DE COMBUSTIBLE:** Tamaño standard a 1725 RPM de 1 ó 2 etapas.

**CONTROLES:** Opcional con célula de sulfito de Cadmio y relé instalado.

**IGNICION:** Transformador de servicio constante a 1000 V. Prueba de interferencia TV-Radio Montado con dos electrodos y diseño apropiado para fácil acceso al cañón.

**MOTOR:** Standard NEMA, fase separada, 1725 RPM.

**CARCAZA DE VENTILADOR:** Una pieza de fundición de Aluminio. Internamente aleaciones de Al de altos esfuerzos que aseguran el alineamiento de partes móviles. No hay vibración asegurando operación silenciosa.

**MONTAJE:** Brida rígida, ajustable o montada en la base.

**ADAPTADOR DE BOQUIELLA:** Hecho de aleación de bronce. Previene el goteo posterior cuando se apaga la bomba de combustible. Elimina el humo y evita la formación de hollín y carbono.

**AJUSTE DE AIRE:** Damper, que está construido por

barajas metálicas para el ingreso de aire.

TUBO DE AIRE: Tubo de acero sin costura de servicio pesado.

CONO DE AIRE: Construído de hierro fundido, de fácil cambio para diferentes entradas.

PRESION ESTATICA: La presión estática (SP) dentro del cañón debe ser 0.50 pulg. H<sub>2</sub>O, a fin de lograr un funcionamiento adecuado.

SERVICIO: Fácil acceso a todas las partes. Permite rápida inspección y limpieza. Todo el quemador es desarmable sin la ayuda de herramientas especiales.

#### - REQUERIMIENTO DE AIRE

Teóricamente, alrededor de 1540 pie<sup>3</sup> de aire, se necesitan para la combustión de 1 galón de combustible, pero lo práctico es utilizar de 1900 a 2000 pie<sup>3</sup>, en el quemador, lo que significa aproximadamente un 25% de aire de exceso a las necesidades.

Se aplica la simple fórmula:

$$\frac{\text{GPH} \times 1540 \times 1.25}{60} = \text{pie}^3/\text{min de aire} = \text{CFM}$$

Este caudal es el necesario para quemar una cantidad definida de combustible por minuto.

Puesto que ya se calculó el galonaje, es factible aplicar la fórmula :

$$\text{CFM} = \frac{2.5 \times 2540 \times 1.25}{60} = 80$$

#### - EXCESO DE AIRE

Mientras la cantidad de exceso de aire que se tenga sea menor, se asegura una mejor combustión y menor desperdicio energético. El calor será radiado al caldero en lugar de ser absorbido por el nitrógeno inútil del E.A.

Aún el oxígeno que no es usado en el proceso de combustión es un enemigo para absorber también calor y ayudar al desperdicio.

Ya que las lecturas de  $\text{CO}_2$ , dan la cantidad actual de aire que es exceso, se tiene un excelente índice de cuanto calor está siendo desperdiciado debido al aire extra (Véase Tabla VII).

TABLA VII PORCENTAJE DE EXCESO DE AIRE A DIFERENTES LECTURAS DE  $\text{CO}_2$

	% $\text{CO}_2$	% E A
	3	400
	4	280
	5	200
BAJO $\text{CO}_2$	6	155
	7	120
	8	86
EQUILIBRADO $\text{CO}_2$	9	66
BUEN PUNTO DE OPERACION	10	51
	11	37
ALTO $\text{CO}_2$	12	26
	13	17
EXCELENTE PERO CRITICO	14	9
	15	0

En este diseño se utilizó un 20% E.A.; está más elevado que el punto crítico, pues más abajo de este punto se corre el riesgo de no tener una combustión completa, produciendo humo que viene indicado por la presencia de CO.

### 3.2.3 DISEÑO MECANICO

Este caldero de agua caliente trabajará a una presión de 40 psi y a una temperatura de 54°C.

En lo concerniente al diseño mecánico se analizará :

- El espesor adecuado de las planchas y de los tubos que se usaron en este trabajo.
- Consideraciones generales para el diseño básico de una cámara de combustión.
- CARCAZAS BAJO PRESION INTERNA

El espesor de carcazas cilíndricas y espesores será determinado de acuerdo con la siguiente fórmula :



BIBLIOTECA

$$t = \frac{P \times R}{SE - 0.6 P}$$

donde:

- t : Espesor de pared (mm)
- P : Máxima presión de trabajo (psi)
- R : Radio interno del cilindro (mm)
- S : Máximo esfuerzo permisible (psi)
- E : Eficiencia de juntas soldadas

$$t = \frac{(40) (500 \text{ mm})}{(9980) (0.85) - 0.6 (40)}$$

$$t = 2.36 \text{ mm}$$

Comercialmente la plancha que más se aproxima es de 3 mm, y de acuerdo a los cálculos es la que debe utilizarse. Sin embargo, no es la recomendable para este diseño particular, porque la corrosión existente en la parte interna del caldero la picará fácilmente.

Utilizando un factor de seguridad de

$N = 3.5$ , se tiene :

$$2.36 \times 3.5 = 8.26 \text{ mm}$$

Luego, la plancha comercial que se utiliza-



rá será de 9 mm, que si bien incrementa el costo inicial, prolonga la vida útil del caldero.

Los espejos nominalmente son del mismo espesor (3 mm), pero se escoge una plancha de 9 mm (3/8 pulg.), por dos razones:

- Problemas de corrosión.
- Porque sirven de asiento para los tubos, asegurando un mayor soporte de la tubería.

Anteriormente, se calculó el espesor de la tubería, que es 0.095 pulg.

#### - DISEÑO DE LA CAMARA DE COMBUSTION : CARACTERISTICAS GENERALES

En la cámara de combustión se genera la llama, llegando a temperaturas que superan los 2000°F. La consideración asumida es una temperatura promedio de 2200°F en las paredes de la cámara.

Existen dos reglas importantes que deben cumplirse :

- El combustible debe ser quemado en suspensión.
- El medio en el cual se desarrolla la combustión debe proporcionar el suficiente calor para que el combustible que se está quemando acelere la vaporización considerablemente y también mantener una temperatura promedio lo suficientemente alta para prevenir que no se quemara algo del combustible.

Quemar el combustible en suspensión significa que éste no debe tocar ninguna superficie fría. Es de mucha importancia el tamaño de la cámara y el material con el que se la construye para prevenir directamente el enfriamiento de las gotas de combustión en las partes más externas de la llama.

Siendo claros con respecto a la llama, dentro de la cámara, aquella puede tocar las paredes pero debe ser en el punto en que las partículas de combustible ya están completamente vaporizadas y en las últimas etapas de la combustión o en su

defecto las paredes de la cámara deben estar lo suficientemente calientes para que no interfiera con el proceso de combustión.

Cualquiera de estas dos circunstancias puede eliminar el depósito de hollín que puede resultar de una llama defectuosa. Las condiciones mencionadas arriba pueden ser fácilmente cumplidas si la cámara de combustión es de :

- material adecuado,
- tamaño correcto,
- diseño y construcción apropiados.

La cámara de combustión debe usar el calor de la llama rápida y eficientemente para quemar completamente el combustible.

#### - DISEÑO BASICO DE LA CAMARA DE COMBUSTION

Pudiera creerse que el diseño del caldero o del horno, sería el principal factor de la cámara. Indudablemente, que éste es así en un gran número de instalala

ciones, pero definitivamente no es el procedimiento correcto.

El factor real que gobierna la forma de la cámara a ser usada es la forma de la llama producida por el quemador.

El otro factor que debe considerarse es la localización y diseño de las superficies receptoras de calor que se encuentran justo arriba de la llama.

#### - CONSIDERACIONES SOBRE LA FORMA DE LA CÁMARA DE COMBUSTION

- Si la llama es corta y ancha, la cámara cuadrada es la mejor.

- Si la llama es larga y estrecha la cámara rectangular es la mejor.

- Si la llama es redonda, tipo bola o muestra una tendencia a ser irregular la cámara circular es la mejor.

#### - ELECCION DE LA FORMA DE LA CAMARA DE COMBUSTION

Para hacer una elección correcta se che-

queó el quemador bajo operación y se ajustó la compuerta de admisión de aire en diversas posiciones para observar como alteraba la forma de la llama, la que tendía a ser irregular. La elección fue una cámara redonda.

Las superficies redondas o curvas se prestan ellas mismas a mejorar la mezcla aire-combustible. Esto es debido al hecho que el flujo de aire sobre las superficies redondas es menos errático, más armonioso y más inclinado a seguir los contornos de la cámara.

#### - ELECCION DEL TIPO DE BOQUILLA CON SU ADECUADO ANGULO DE ATOMIZACION

El adecuado ángulo de atomización es seleccionado de tal manera que la forma de la llama pueda amoldarse tanto como sea posible a la forma de la cámara.

Para cámaras cuadradas o redondas se pueden escoger ángulos de 60°, 70°, 80° y 90°. En este diseño se eligió una boquilla de 2.5 GPH 60° PLP, es decir una bo-

quilla con un cono de atomización de  $60^\circ$  con flujo fijo. Esta boquilla es la misma del quemador anterior.

Se probó con boquillas de mayor galonaje y mayor ángulo de atomización, y el resultado fue depósitos de carbón, evidenciados por manchas negras en las paredes de la cámara. Esto muestra que hay colisión y la llama es demasiado larga, ancha o grande.

El dimensionamiento de la boquilla fue correcto, ya que en el momento de la ignición al entrar en contacto el combustible pulverizado con la chispa proveniente de los electrodos, la combustión fue limpia.

#### - DIMENSIONES DE LA CAMARA DE COMBUSTION

Una vez que ha sido seleccionada la forma de la cámara, el siguiente paso es dimensionarla, especialmente el diámetro. Para efectos del diseño del caldero, el diámetro anterior del cinturón metálico por donde ingresa el agua, tiene un diá-



BIBL

metro de 2.5 pies (Véase Fig. N° 20).

La cámara de combustión se encuentra exactamente abajo de este cinturón, por lo tanto el diámetro interior coincide. Es de anotar, que en muchos diseños se utilizan diámetros menores, con el propósito de ahorrar material. Sin embargo, este aparente ahorro incidirá en un reemplazo de la cámara cada 2 años.

La altura recomendada de las paredes de la cámara es de 2.5 veces la distancia de la boquilla al piso de la cámara y la boquilla se la ubica aproximadamente a 7.5 pgs. del piso de la cámara.

Por lo tanto :

$$H = 2.5 \times 7.5 = 18.75 \text{ pulg.}$$

La altura de la cámara elegida es 18 pulgadas (Véase Fig. N° 7).

#### 3.2.4 SELECCION DE MATERIALES

Según la ASME, las planchas metálicas son de



BIBLIOTECA

acero al carbono, tipo SAE 178 GRADO A. Su utilización se detalla en la Tabla VIII.

Los tubos utilizados son para caldero de :

$$d_0 = 1.25 \text{ pulg.} \quad \text{GAGE : } 0.095$$

Sus propiedades físicas y químicas varían con las de la tubería para vapor.

La soldadura empleada fue AGA 6011 - 1/8 pulg. que es la recomendada para soldar recipientes a presión.

### 3.2.5 SELECCION DEL SISTEMA DE CONTROL Y SEGURIDAD

En calderos pequeños, es muy común usar controles de combustión de chimenea, por lo que en este diseño se hace la elección del controlador HONEYWELL RA 116 A el que va montado en la chimenea. (Véase Fig. Nº 16 y Nº 17).

#### - GENERALIDADES

El control tiene dos funciones :

- 1) Proveer una característica de seguridad, de tal manera que el quemador se



desconecte en el caso de una falla de combustión.

- 2) Contar con una secuencia operativa, para que la acción de todos los controles pueda ser integrada.

El control primario debe prender y apagar el quemador en respuesta a bajos voltajes de los controles operativos, además proporcionar la ignición en cada arranque y proveer una desconexión del quemador en el evento que la combustión no tenga lugar.

### 3.3 CONSTRUCCION Y MONTAJE DEL CALDERO

Se construyen :

- Cámara de combustión
- Anillos refractarios
- Cinturón metálico
- Espejos
- Carcaza

En el párrafo construcción del caldero se habla sobre cada punto.

TABLA VIII MATERIALES UTILIZADOS EN LA FABRICACION DE LA CALDERA

FABRICACION DE	MATERIAL UTILIZADO	DIMENSIONES	NUMERO
CAMARA DE COMBUSTION	REFRACTARIO PLASTICO	24.2 lb/ft <sup>2</sup> En pared de 2"	90.75 lbs.
	PLANCHAS DE ACERO	3mm- 4' x 8'	0.5
ANILLOS REFRACTARIOS	REFRACTARIO PLASTICO	48.3 lb/ft <sup>2</sup> En pared de 4"	225 lbs.
	PLANCHAS DE ACERO	3mm- 4' x 8'	1
CINTURON METALICO	PLANCHAS DE ACERO	9mm- 4' x 8'	1
ESPEJOS	PLANCHAS DE ACERO	9mm- 4' x 8'	1
RECUBRIMIENTO EXTERIOR	PLANCHAS NEGRAS	0.75mm- 4' x 8'	3
CARCAZA	PLANCHAS DE ACERO	<sup>3/8</sup> " 9mm- 4' x 8'	1

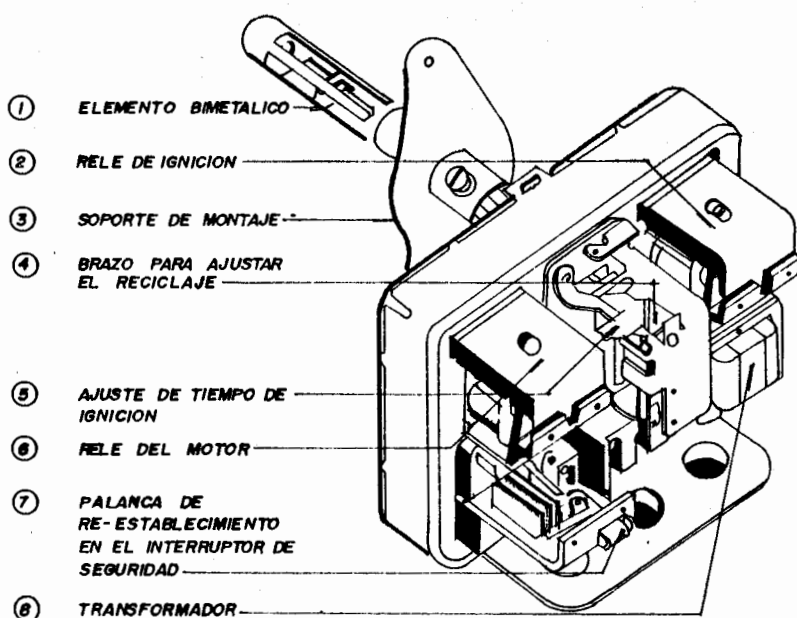


FIG. 16 CONTROL PRIMARIO



BIBLIOTECA

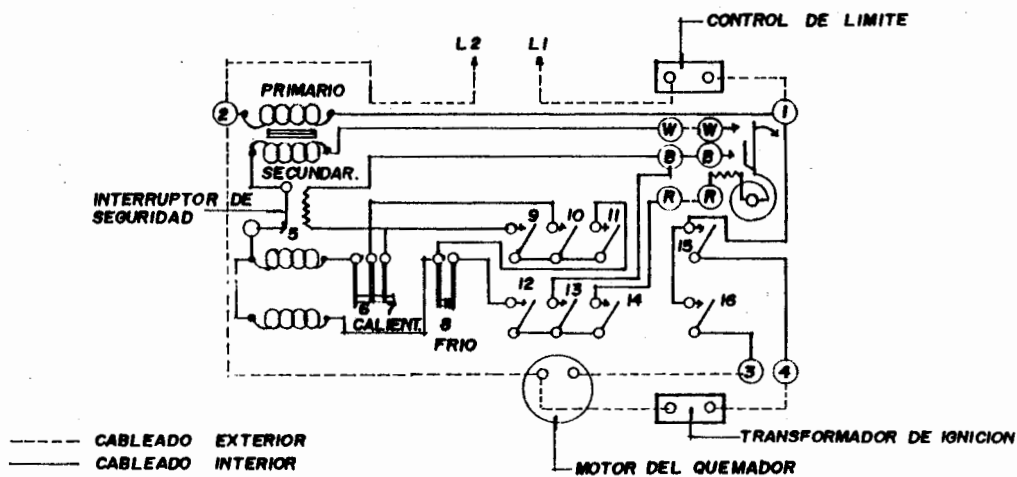


FIG. 17 CIRCUITO ESQUEMATICO DEL CONTROL PRIMARIO

## - MONTAJE DEL CALDERO

El caldero es construido por secciones, con la característica que su parte superior puede ser desacoplada para facilitar un posible traslado.

Los puntos de acople son nudos ubicados en forma alternada en los tubos de agua. Una porción de cada tubo de agua va soldada al espejo inferior y la otra al cinturón metálico.

Los espejos van soldados a la carcaza. Los tubos de fuego van expandidos en sus asientos (espejos); la expansión se la realiza una vez que se han efectuado los agujeros de salida de agua caliente, de inspección y drenaje en la carcaza.

Diametralmente opuestos van soldados dos ganchos en la carcaza, los que sirven para izar la unidad. (Ver Plano de caldero en Anexo B).

La cámara de combustión descansa sobre la cimentación de concreto. La cámara queda exactamente a 3 cm. debajo del cinturón metálico. Esta abertura es cubierta mediante tres secciones circulares que se agarran entre sí, con pequeñas bridas.

Todo el peso del caldero es sostenido por tres apoyos soldados a la parte inferior del cinturón. Los apoyos van anclados a la cimentación mediante pernos de expansión y su ubicación es simétrica, es decir a  $120^\circ$ .

Los medios nudos van soldados a cada tramo de tubo. Una vez que se han procedido a soldar, con los tubos completamente alineados se acopla la parte inferior con la parte superior. Por lo difícil del alineamiento de los 19 tubos, se puntea primeramente para corregir cualquier error; luego que se ha verificado la posición se penetra completamente con la soldadura.

Cuando ya está listo este trabajo, se realiza la prueba hidrostática. Luego se colocan los anillos refractarios, los mismos que van asentados sobre pequeños soportes soldados en la periferia del cinturón.

Posteriormente, se coloca el aislamiento de lana de vidrio sobre toda la periferia del caldero, para finalmente recubrirlo con planchas negras de 0.75 mm., las mismas que irán pintadas con pintura anticorrosiva.

## - EXPANSION DE TUBOS

Para expandir los tubos en los espejos se siguen los siguientes pasos :

- 1) Tomar diámetro del hueco en el espejo;

$$1.28 \text{ pulg.} = 32.512 \text{ mm}$$

- 2) Tomar diámetro exterior del tubo;

$$D.O. = 1.25 \text{ pulg.} = 31.75 \text{ mm}$$

- 3) Tomar el diámetro interior del tubo;

$$D.I. = 1.06 \text{ pulg.} = 26.924 \text{ mm}$$

- 4) Restar 1 - 2 :  $32.512 - 31.75 = 0.762 \text{ mm}$

Es la fuga del tubo en el hueco.

- 5) Se suma el valor obtenido en 4 al diámetro interior del tubo.

$$0.762 + 26.924 = 27.686 \text{ mm}$$

- 6) Se obtiene el 7% de la diferencia de 2 - 3

$$0.07 (31.75 - 26.924) = 0.3378 \text{ mm}$$

- 7) Se suma el valor anterior a 5 y se obtiene el diámetro correcto después de expandido.

$$27.686 + 0.3378 = 28.024 \text{ mm}$$

Es decir el tubo fue expandido;

$$28.024 - 26.924 = 1.1 \text{ mm}$$

$$\frac{1.1}{2} = 0.55 \text{ mm}$$

La pared del tubo originalmente tiene un espesor de 2.413 mm. Por la expansión de los tubos el espesor de la pared se comprimió 0.55 mm.

### 3.3.1 CRONOGRAMA DE EJECUCION DE OBRA

Toda obra tiene una secuencia de ejecución, que se programa para llevar un orden y para chequear el rendimiento una vez terminada. (Véase Fig. N° 18).

En esta obra se procedió así:

- 1) Construcción de espejos-cinturón metálico y carcaza.
- 2) Construcción de cámara de combustión y anillos refractarios.
- 3) Soldar espejos a carcaza y soldar tubos de agua a espejos y cinturón metálico.

- 4) Expansión de tubos de fuego y acople del caldero.
- 5) Pruebas hidrostáticas.
- 6) Montaje de anillos refractarios - Aislamiento - Recubrimiento Exterior.
- 7) Distribución eléctrica.
- 8) Instalación de bomba dosificadora de productos químicos.
- 9) Arranque y calibraciones.

De acuerdo al Cronograma 18 días hábiles son suficientes para ejecutar la obra.

La distribución eléctrica fue contratada independiente a la construcción, montaje y puesta en marcha del caldero. Así mismo, la instalación de la bomba dosificadora de productos químicos fue tema de otro contrato.

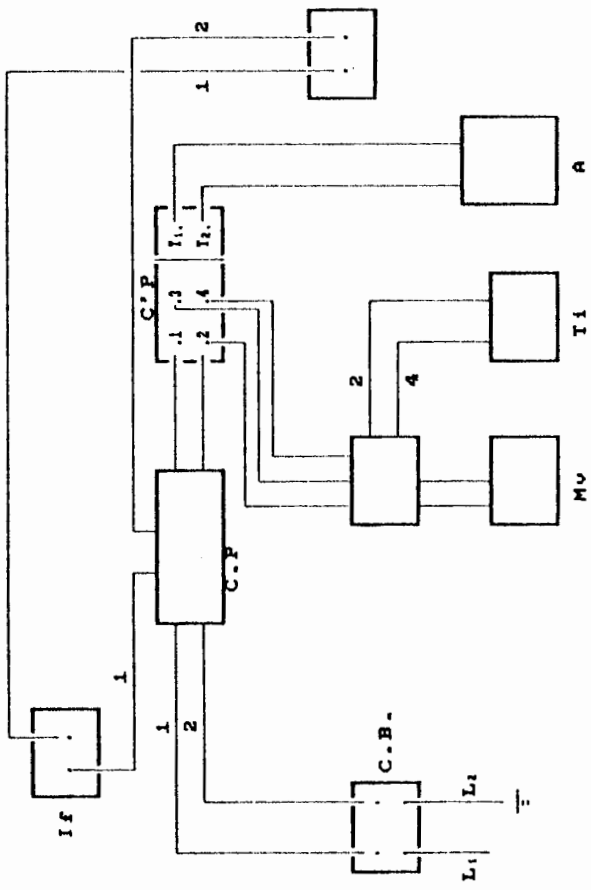
En la Fig. N° 19, se adjunta un plano esquemático de la instalación eléctrica.



**C R O N O G R Á M A D E E J E C U C I O N D E O B R A**

No.	DESCRIPCION DE TRABAJOS	HOMBRES	HORAS	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30	1	2		
1	CONSTRUCCION DE ESPEJOS-CINTURON METALICO. CARCAZA.	3	128	—————																																	
2	CONSTRUCCION DE CAMARA DE COMBUSTION- ANILLOS REFRACTARIOS.	3	72	—————																																	
3	SOLDAR ESPEJOS A CARCAZA SOLDAR TUBOS DE AGUA A ESPEJOS Y CINTURON METALICO	3	128							—————																											
4	EXPANSION DE TUBOS DE FUEGO ACOPILE DEL CALDERO	4	96																	—————																	
5	PRUEBAS HIDROSTATICAS	3	48																																		
6	MONTAJE DE ANILLOS REFRACTARIOS AISLAMIENTO RECUBRIMIENTO EXTERIOR	3	72																																		
7	DISTRIBUCION ELECTRICA	2	32																																		
8	INSTALACION DE BOMBA MOSTICADORA DE PRODUCTOS QUIMICOS	2	32																																		
9	ARMANQUE Y AJUSTES	2	32																																		

FIGURA No. 18



**Nomenclatura:**

- C.B. : Caja de Breaker.
- C.P. : Caja de Paso.
- C.P. : Control primario.
- A : Aquastato.
- Mv : Motor de ventilador.
- Ti : Transformador de ignicion
- T : Tomacorriente.
- If : Interruptor de flujo.
- ≡ : Tierra.
- L<sub>1</sub>, L<sub>2</sub>: Suministro de energia.

DISTRIBUCION ELECTRICA EN INSTALACION DEL CALDERO  
DEL HOTEL PALACE.

FIGURA No.19

### 3.3.2 CONSTRUCCION DEL CALDERO (Ver Anexo A)

#### - CAMARA DE COMBUSTION :

Equipo utilizado :

- Soldadora eléctrica
- Soldadora autógena
- Juego de herramientas de mecánico
- Roladora

Mano de obra :

- Mecánico soldador
- Ayudante
- Supervisor

En la construcción de la cámara de combustión el primer paso es cortar la plancha, que posteriormente se rolará, para finalmente ser soldada. El cilindro formado sirve como recubrimiento exterior de la cá ma ra.

En lo que respecta a la fabricación propia mente dicha de la cá ma ra, primero se forma el piso, del mismo material con el que se

construyen las paredes. El plástico refractario que se utiliza tiene una consistencia pedregosa, y un alto poder higroscópico.

Según las normas sugeridas por la A.P.Green Refractories, se sumerge el refractario en agua y se va dando la forma redonda de la cámara. A su vez es necesario martillar y aglomerarlo para evitar la presencia de poros.

Hay que tener en cuenta colocar juntas de expansión que absorban las dilataciones térmicas del material cuando éste haya alcanzado altas temperaturas.

Una junta de expansión práctica y barata, es la que se fabrica con cartón. Se colocan bandas verticales a lo largo de la pared de la cámara y se va distribuyendo simétricamente. De igual manera, se procede con el piso.

- ANILLOS REFRACTARIOS :

Estos circundan los tubos de agua. Se pro

cede igual que en la cámara de combustión, puesto que se utiliza el mismo material. En su parte externa va una plancha negra de 3 mm, la misma que servirá como sujeción y protección. En su parte interna sólo queda la superficie refractaria curva, la misma que adquiere su forma mediante un molde de Plywood.

- CINTURON METALICO :

Equipo utilizado :

- Soldadora eléctrica
- Soldadora autógena
- Roladora
- Taladro hidráulico
- Amoladora

Mano de obra :

- Mecánico soldador
- Ayudante
- Supervisor

Se le da este nombre por su forma. Se lo construye en plancha de acero al Carbono de 6 mm. Sirve como asiento a los tubos de agua.

En la fabricación del cinturón se hacen 4 agujeros adicionales: uno para la entrada del agua, dos laterales para drenajes y uno para inspección.

Las dimensiones del cinturón son:

$D_o$  : Diámetro exterior : Diámetro interior del  
horno = 40 pulg.

$D_i$  : Diámetro interior :  $D_o - 10$  pulg. =  
 $40 - 10 = 30$  pulg.

Ancho : 5 pulg.

Altura : 4 pulg.

El cinturón está compuesto de 4 piezas:  
(Véase Fig. N° 20).

- 2 carcazas cilíndricas
- 1 espejo superior
- 1 anillo concéntrico inferior

Las 4 piezas van unidas por soldadura.

- ESPEJOS :

Se utilizan los mismos equipos y personal que en la construcción del cinturón metáli

co.

Los espejos se construyen en planchas de acero de medio carbono de 9 mm. En el espejo superior se hacen 100 perforaciones de 1.28 pulg. con un arreglo triangular de  $2.5 d_0$ , es decir 3.125 pulg. entre centro y centro de cada agujero.

En el espejo inferior además de las 100 perforaciones, se practican 19 de 1.55 pulg. en su periferia. Por estos agujeros ingresa el agua precalentada al interior de la carcaza.

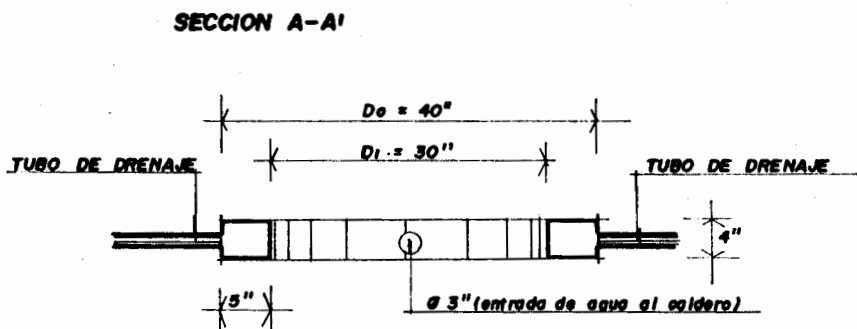
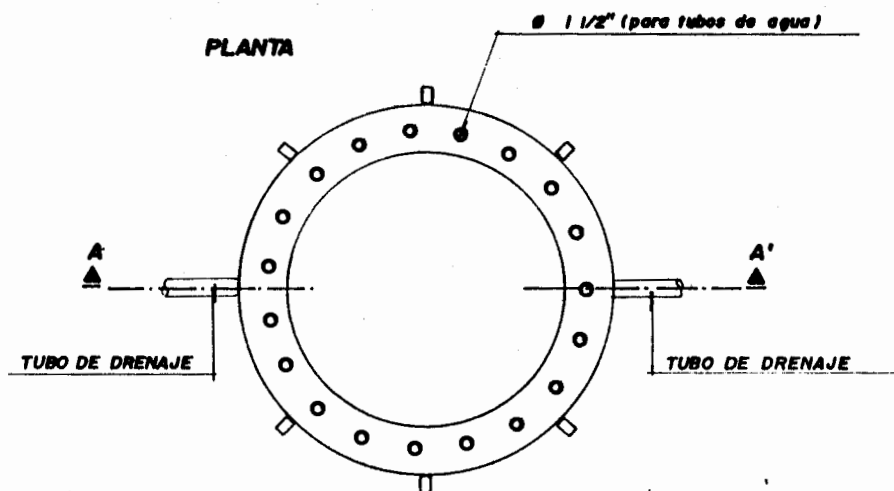
- CARCAZA :

Equipo utilizado :

- Soldadora eléctrica
- Soldadora autógena
- Roladora
- Amoladora

Mano de obra :

- Mecánico soldador
- Ayudante
- Supervisor



**FIG. 20 CINTURON METALICO**





Se la construye de planchas de acero al carbono de 9 mm. Constituye el contorno de la cámara de agua, donde ésta alcanza la temperatura deseada a través del calor que le transmiten los gases de combustión que circulan en la parte interna de los tu bos de fuego.

La plancha con que se fabrica la carcaza es rodada para obtener la forma cilíndrica y posteriormente soldada en sus dos filos para cerrar el cilindro.

Según Normas ASME, CODE IV, todas las superficies a ser soldadas deben tener un bi sel a  $45^\circ$ , para asegurar la penetración de la soldadura. Así mismo, se recomienda practicar un doble cordón de soldadura.

### 3.3.3 INSTALACION DE SISTEMA DE CONTROL Y SEGURIDAD

El control primario responde al calor de la llama, el mismo que hace actuar el elemento bimetalico; por lo tanto, la correcta ubica ción del control es sumamente importante.

El elemento bimetálico debe siempre estar en la trayectoria de los gases calientes provenientes de la llama. Estos gases deben fluir y circular libremente alrededor del elemento. La línea de flujo de gases sobre el bimetál debe ser directa y no muy turbulenta. Esto significa que el elemento debe ser colocado en un tramo recto de la chimenea y no en un codo, tee, etc.

Como debe recibir un calor razonable, se lo instala donde comienza la chimenea. El rango de temperaturas recomendadas está comprendido entre  $300^{\circ}$  y  $900^{\circ}\text{F}$ .

Antes de instalarlo definitivamente, se chequean diferentes temperaturas. Si en el fuego inicial se alcanza una temperatura de  $850^{\circ}\text{F}$  es evidente que la temperatura incrementará cuando el quemador esté en operación normal.

Con esta temperatura inicial habrá presencia de hollín, el mismo que cubrirá la superficie de los tubos y servirá como una resistencia adicional en la transmisión de calor,

produciendo un incremento acelerado de temperatura en los gases de combustión.

Todo esto repercutirá en la temperatura límite del elemento bimetálico.

Queda demostrado entonces que un punto demasiado caliente no conviene. En contraposición un punto demasiado frío no sirve, ya que no se accionará el contacto caliente.

- INSTALACION DE VALVULA DE SEGURIDAD :

De acuerdo al Código ASME, la capacidad de una válvula de seguridad se la determina de tal manera que cuando se está quemando el combustible a la máxima capacidad, la presión no puede aumentar más del 10% que la presión de trabajo permisible.

Para calderos pequeños una válvula de 1 pulg. es recomendable. La válvula se la instala en la parte superior del caldero y su descarga va conectada a un drenaje.

## CAPITULO IV

### PUESTA EN MARCHA DEL CALDERO

La puesta en marcha de cualquier máquina consiste en dejarla a punto y para ello se necesita tener bastante conocimiento sobre su operación, para evitar paradas injustificadas después de poco tiempo.

Por otro lado, se deben tener en cuenta los factores externos.

#### 4.1 PRUEBA HIDROSTATICA

Según el Código de Calderos y Recipientes a Presión de la ASME, se recomienda hacer la prueba hidrostática a 1.5 veces la presión de trabajo. En este caso será 60 psi.

Como la presión de trabajo es relativamente pequeña (40 psi) es posible que en una prueba a 60 psi todo esté normal aparentemente, como en efecto sucedió.

Lo que se quiere chequear son los errores que se cometieron en la fabricación, tanto en las uniones

soldadas como en las expansiones de los tubos. El cordón de soldadura puede resistir un esfuerzo tensil de 60.000 psi. Para garantizar el trabajo efectuado se presurizó el recipiente mediante una bomba manual a 80 psi.

A esta presión se empezaron a observar goteos por uniones soldadas y nudos. Inmediatamente se marcaron los puntos de fuga y se descompresionó el caldero. Después se esmerilaron los cordones de soldadura defectuosa y se procedió nuevamente a soldar.

En lo que corresponde a los tubos expandidos, éstos no ocasionaron problemas. En caso de inconvenientes se vuelve a expandir con el cuidado de no causar fisuras en la pared del tubo.

## 4.2 ARRANQUE Y CALIBRACIONES

• En este tipo de calderos antes de arrancar se debe tener presente :

- El quemador
- El control primario
- El control de temperaturas (termostato)



**BIBLIOTECA**

- QUEMADOR

En él están ubicados el ventilador centrífugo, la bomba de combustible, los electrodos y la boquilla.

- Primero se chequea la correcta posición de los electrodos. Deben estar  $1/2$  pulgada arriba de la línea centro de la boquilla. Las puntas de los electrodos deben estar frente a la boquilla entre  $5/16$  pulg. a  $1/2$  pulg y la distancia de separación entre puntas debe ser  $3/16$  pulg. •

Debe asegurarse la posición de los electrodos para que no se muevan por la vibración. El aislamiento de cerámica que recubre al electrodo no debe tener fisuras porque esto ocasiona pérdidas de tensión eléctrica y dificulta la ignición; de ser así, se recomienda cambiar su aislamiento.

- Se chequea que la boquilla posea un filtro, el mismo que impedirá que sustancias extrañas obturen el paso del fluido. •

- Hablando sobre la línea de combustible, se debe tener presente abrir la válvula de salida, para

que pueda fluir el Oil 2 hasta la bomba de combustible por gravedad.

Luego se purga la bomba, para eliminar todo el aire de la tubería y se la deja lista para que cuando entre a funcionar entregue una presión de 100 psi a la boquilla. Esta presión es chequeada con un manómetro.

Respecto al ventilador centrífugo, se revisa si está debidamente acoplado al mismo eje de la bomba, debiendo girar con facilidad; además no debe tener ninguna obstrucción en sus álabes.

El quemador tiene una compuerta de admisión de aire que se la gradúa cuando se prende la unidad.

#### - CONTROL PRIMARIO

El control primario montado en la chimenea consta de las siguientes partes :

- Elemento bimetálico
- Relé de ignición
- Soporte de montaje
- Brazo para ajustar el reciclaje
- Ajuste de tiempo de ignición

- Relé del motor
- Palanca del re-establecimiento en el interruptor de seguridad.
- Transformador

El elemento bimetálico una vez que recibe calor, es el encargado de enviar una señal mecánica para que se abran los contactos fríos y cierre el caliente. Mediante la palanca de ajuste de reciclaje se da la suficiente separación a los contactos para que éstos operen en los tiempos adecuados.

Por último se calibra el ajuste de tiempo de ignición, que tiene que ver con la caída de los contactos fríos. Un mecanismo interno tensiona dichos contactos (permanecen cerrados), hasta que son separados después de algunos segundos, cuando el elemento bimetálico envía la señal.

#### - TERMOSTATO

Mediante un bulbo, protegido por un recubrimiento de cobre se realiza el sensado de las temperaturas del agua. Se lo regula para que conecte el quemador a 44°C y desconecte a 54°C. Existe entonces un diferencial de 10°C. \*



Existen tres contactos en el termostato: R - B - W

R - B : Normalmente cerrados

R - W : Normalmente abiertos

Cuando la temperatura alcanza el límite deseado los contactos R - B se abren desconectando el circuito del relé del motor.

Cuando se han chequeado detalladamente todos los elementos y realizado los ajustes respectivos se conecta el breaker que deja pasar energía al control primario.

Si bien es cierto, que el control primario tiene un interruptor de seguridad y el motor tiene una protección de sobrecarga, se protege también la línea de fuerza.

Ya en operación, dependiendo de las condiciones, se puede variar el tiempo de ignición y regular el damper de admisión de aire.

#### 4.3 EQUILIBRIO DE TEMPERATURAS EN EL SISTEMA

Por dificultades en el montaje no se cumplió con la distribución de agua caliente de acuerdo a la Fig.

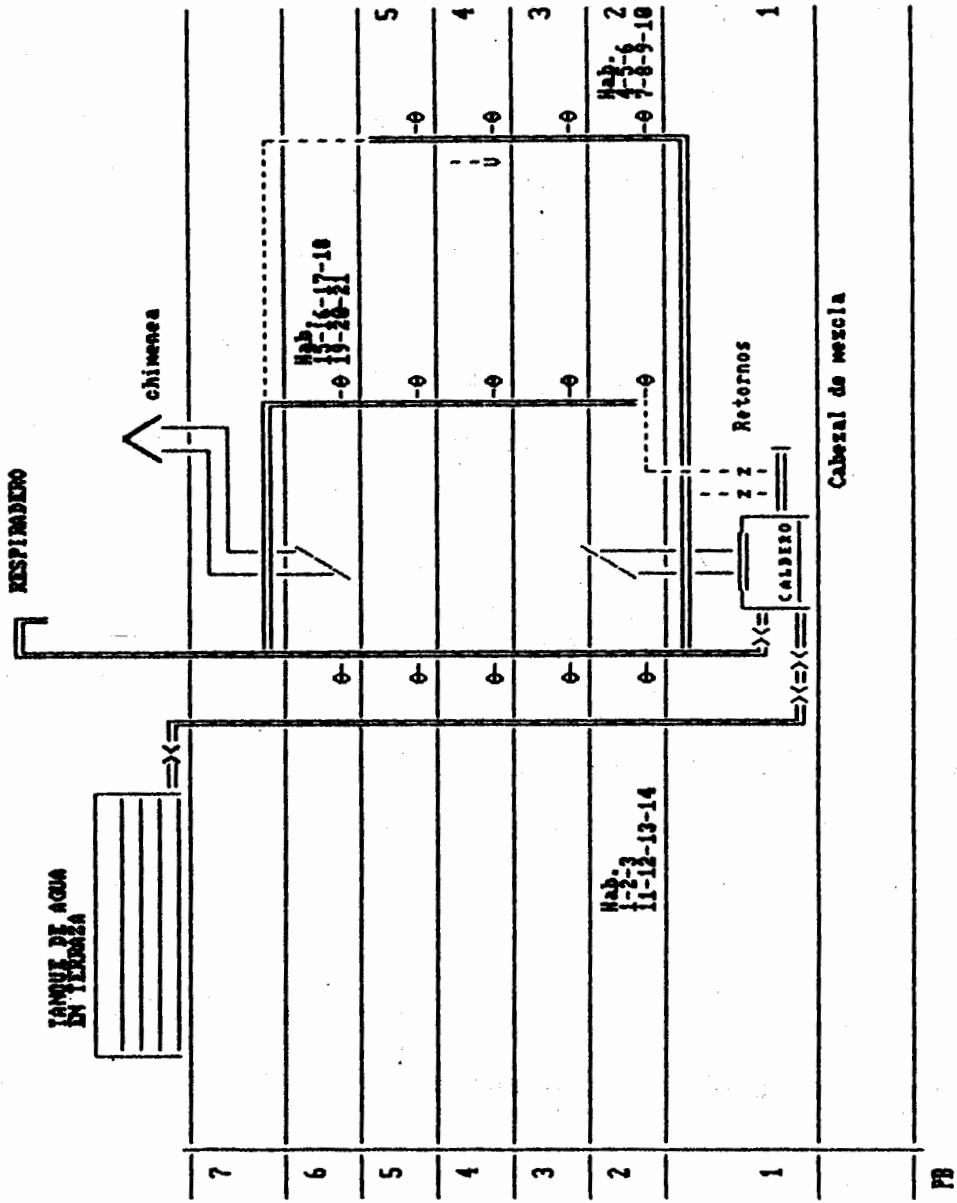
Nº 3 y se realizaron diferentes conexiones de tubería conforme a la Fig. Nº 21.

De acuerdo a los cálculos realizados en el Capítulo III, se requieren 2 horas para equilibrar las temperaturas en el sistema; sin embargo, el tiempo de calentamiento inicial es de 4 horas, por no estar cerrado completamente el circuito de la manera apropiada.

Al comparar las Fig. Nº 3 y Nº 21, se observa que la tubería ascendente (Fig. Nº 3) que lleva el agua caliente y se conecta a nivel de sexto piso, distribuye el agua uniformemente en todo el hotel. Esta tubería no existe en la distribución actual.

Esto contribuye a que el ramal izquierdo de tuberías que tiene conexión directa con la salida del caldero, se caliente más rápido que los otros 2 ramales.

Así mismo, al no tenerse una distribución uniforme se duplica el tiempo de calentamiento inicial.



Distribucion actual del sistema de agua caliente del Hotel Palace con modificaciones.

FIGURA No. 21



## CAPITULO V

### ANALISIS ECONOMICO DEL COSTO DEL CALDERO

Establecer un costeo inicial en base al tiempo, personal, máquinas y materiales utilizados es el paso principal para fijar el precio de la máquina.

Hacer esto indica la organización técnico-financiera de la empresa que construye el caldero.

#### 5.1 COSTO HORA-HOMBRE-MAQUINA

En el Cronograma de Ejecución de Obra constan 9 numerales, en los cuales se describen los trabajos a realizarse.

A continuación se desglosan sólo 7 numerales, puesto que el 7 y el 8 fueron motivo de otro contrato.

NUMERAL : 1

DESCRIPCION :

Construcción de espejos

Cinturón metálico - carcaza

MAQUINAS (x)	# UNIDAD	COSTO (hr)	HORAS	TOTAL
-Soldadora eléctrica	1	225	14	3.150
-Soldadora autógena	1	1500	14	21.000
-Roladora	1	2500	5	12.500
-Taladro hidráulico	1	3000	20	60.000
-Amoladora	1	75	3	<u>225</u>
		TOTAL	1x	s/. 96.875

MANO DE OBRA (y)	# PERSONAS	SALARIO (hr)	HORAS	TOTAL
-Mecánico soldador	1	256	40	10.240
-Ayudante	1	103	40	4.120
-Supervisor	1	511	40	<u>20.440</u>
		TOTAL	1y	s/. 34.800

TOTAL 1 = Total 1x + Total 1y

TOTAL 1 : s/. 131.675

NUMERAL : 2

DESCRIPCION :

Construcción de cámara de combustión

Anillos refractarios

MAQUINAS (x)	# UNIDAD	COSTO (hr)	HORAS	TOTAL
-Soldadora eléctrica	1	225	2	450
-Soldadora autógena	1	1500	4	6.000
-Juego de herr. mecánico	1	60	10	600
-Roladora	1	2500	2	5.000
TOTAL 2x				s/. 12.050

MANO DE OBRA (y)	# PERSONAS	SALARIO (hr)	HORAS	TOTAL
-Mecánico soldador	1	256	24	6.144
Ayudante	1	103	24	2.472
-Supervisor	1	511	24	12.264
TOTAL 2y				s/. 20.880

TOTAL 2 : Total 2 x + Total 2y

TOTAL 2 : s/. 32.930

NUMERAL : 3

DESCRIPCION :

Soldar espejos a carcaza

Soldar tubos de agua a espejos y

Cinturón metálico

MAQUINAS (x)	# UNIDAD	COSTO (hr)	HORAS	TOTAL
-Soldadora eléctrica	1	225	37	8.325
-Soldadora autógena	1	1500	3	4.500
			TOTAL 3x	s/. 12.825

MANO DE OBRA (y)	# PERSONAS	SALARIO (hr)	HORAS	TOTAL
-Mecánico soldador	1	256	40	10.240
-Ayudante	1	103	40	4.120
-Supervisor	1	511	40	20.440
			TOTAL 3y	s/. 34.880

TOTAL 3 : Total 3x + Total 3y

TOTAL 3 : s/. 47.625

NUMERAL : 4

DESCRIPCION :

Expansión de tubos de fuego  
Acople del caldero

MAQUINAS (x)	# UNIDAD	COSTO (hr)	HORAS	TOTAL
-Moto-reductor	1	500	8	4.000
-Expansor de tubos 1 1/4 "	1	175	8	1.400
-Calibrador de diáme- tros Internos	1	50	8	400
-Juegos herram. mecánico	1	60	16	960
-Tecle de 2 Ton.	1	60	16	960
			TOTAL 4x	s/. 7.720

MANO DE OBRA (y)	# PERSONAS	SALARIO (hr)	HORAS	TOTAL
-Mecánico-tubero	2	256	48	12.288
-Ayudante	1	103	24	2.472
-Supervisor	1	511	24	12.264
			TOTAL 4y	s/. 27.024

TOTAL 4 : Total 4x + Total 4y

TOTAL 4 : s/. 34.744



NUMERAL : 5

DESCRIPCION :

## Pruebas hidrostáticas

MAQUINAS (x)	# UNIDAD	COSTO (hr)	HORAS	TOTAL
-Bomba manual	1	250	12	3.000
-Soldadora eléctrica	1	225	3	675
-Amoladora	1	60	1	60
			TOTAL 5x	s/. 3.735

MANO DE OBRA (y)	# PERSONAS	SALARIO (hr)	HORAS	TOTAL
-Mecánico soldador	1	256	16	4.096
-Ayudante	1	103	16	1.648
-Supervisor	1	511	16	8.176
			TOTAL 5y	s/. 13.920

TOTAL 5 : Total 5x + Total 5y

TOTAL 5 : s/. 17.655

NUMERAL : 6

DESCRIPCION :

Montaje de anillos refractarios

Aislamiento-recubrimiento exterior

MAQUINAS (x)	# UNIDAD	COSTO (hr)	HORAS	TOTAL
-Juego herram. mecánico	1	60	24	1.440
-Tecla de 2 Ton.	1	60	24	1.440
		TOTAL	6x	s/. 2.880

MANO DE OBRA (y)	# PERSONAS	SALARIO (hr)	HORAS	TOTAL
-Mecánico	1	256	24	6.144
-Ayudante	1	103	24	2.472
-Supervisor	1	511	24	12.264
		TOTAL	6y	s/. 20.880

TOTAL 6 : Total 6x + Total 6y

TOTAL 6 : s/. 23.760

NUMERAL : 7

DESCRIPCION :

## Arranque y ajustes

MAQUINAS (x)	# UNIDAD	COSTO (hr)	HORAS	TOTAL
-Juego herram. electricista	1	60	8	480
-Multímetro	1	60	8	480
			TOTAL 7x	s/. 960

MANO DE OBRA	# PERSONAS	SALARIO (hr)	HORAS	TOTAL
-Ingeniero	1	1500	16	24.000
-Supervisor	1	511	16	8.176
			TOTAL 7y	s/. 32.176

TOTAL 7 : Total 7x + Total 7y

TOTAL 7 : s/. 33.136

$$TOTAL_A = \sum_{i=1}^7 T_i = s/. 321.525$$

TRANSPORTE :

$$T_R = 0.1 (TOTAL_A) = s/. 32.152,5$$



BIBLIOTECA

## 5.2 COSTO DE MATERIALES

Los materiales utilizados en la fabricación del caldero son los siguientes:

NUMERAL	CANTIDAD	NOM	DESCRIPCION	P.U.	TOTAL
1	3	S/N	Planchas A/C 3/8"	22.950	68.850
2	2	S/N	Planchas A/C 1/8"	7.655	15.310
3	3	S/N	Planchas negras 1/32"	2.100	3.600
4	315	S/N	Lbs refractario plástico	276	86.940
5	1	L6006A115	AquaStat Honeywell 100 - 240°F	56.000	56.000
6	6	S/N	Bridas deslizables 3" x 125 psi	4.680	28.080
7	1	S/N	Válvula Check 3" Bridada	35.500	35.500
8	1	121371A	Protector de bulbo de cobre	6.875	6.875
9	2	853-152	Empaque para agujero de inspección	1.625	3.250
10	2	317-59	Tapa (cover)	11.050	22.100
11	2	958-48	Yugo (yoke)	8.840	17.680
12	2	S/N	Termómetro 4 <sup>1</sup> / <sub>2</sub> " (0 - 150°C)	13.800	27.600
13	1	S/N	Manómetro (0 - 150 psi)	6.000	6.000



NUMERAL	CANTIDAD	NOM	DESCRIPCION	P.U.	TOTAL
14	1	S/N	Válvula de alivio de 1"	18.000	18.000
15	19	S/N	Metros de tub. Caldero 1 1/2 "	1.860	35.340
16	110	S/N	Metros de tub. Caldero 1 1/4 "	1.600	176.000
17	19	S/N	Nudos negros 1 1/2 "	1.025	19.475
18	30	S/N	Pies de lana de vidrio	1.750	52.500
19	2	S/N	Pletina 2 x 1/4"	3.850	7.700
20	12	S/N	Pernos de expan sión 1/2"	340	4.080
21	1	S/N	Galón Acrflico	7.000	7.000
22	20	S/N	Rollos de teflón	138	2.760
23	16	S/N	Pernos de acero 5/8" x 3"	120	1.920
24	50	S/N	Lbs soldadura AGA 6011 1/8 "	220	13.750
25	1	S/N	Materiales varios	32.000	32.000
				(TOTAL) <sub>MAT</sub>	s/. 748.310

COSTO DIRECTO : (CD)

$$CD = (\text{TOTAL})_A + (\text{TOTAL})_{MAT} + T_R = \text{s}/. 1'101.987,50$$

## COSTOS INDIRECTOS :

Gastos generales (GG) = (0.05) CD = s/. 55.099

Dirección técnica y diseño del proyecto =(0.35)CD =s/. 385.696

Imprevistos I : 0.05 (CD + GG + DTD) = s/. 77.139

Utilidades U : 0.35 (CD + GG + DTD + I ) = s/. 566.972,50

## - PRECIO DEL CALDERO (PC)

$$PC = CD + GG + DTD + I + U$$

$$PC = s/. 2'186.894$$

Calculando en dólares, utilizando un valor referencial promedio de s/. 450 por dólar para el año 1987 se tiene :

$$PC = \$ 4,860$$

Los propietarios del Hotel, pidieron cotizaciones de calderos importados y su valor fluctuaba entre \$10,000 y \$12,000. Las cifras son elocuentes.

NOTA: En este análisis económico no está contemplado el quemador ni el control primario. Si así fuese, en el mejor de los casos, se incrementaría el precio local en \$1,500.

Esto da un total de \$6,360, que aún sigue siendo más económico.

## CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

## - CONCLUSIONES

En lo que se refiere al consumo de combustible, las metas esperadas se cumplieron el primer año, es decir se consumieron 450 galones por mes. Durante el segundo año el consumo mensual se incrementó a 500 galones, la causa fue falta de mantenimiento periódico.

En el aspecto técnico existe bastante satisfacción por que:

- Se consiguió mejorar eficiencia
- En tres años aproximadamente de servicio, el caldero no ha sufrido interrupciones por defectos de fabricación o fallas en los ajustes.

La inversión que se hizo en el año 1987 se justifica plenamente por 2 razones que han sido provechosas para los fines económicos del Hotel; éstas son:

- Ahorro de agua
- Ahorro de combustible

Por último cabe resaltar lo que se demostró en el Capítulo V, sobre el aspecto económico. Resulta más conve

niente hacer el caldero localmente, siguiendo las normas establecidas que importarlo. Con esto se evita la fuga de divisas y se prueba que la mano de obra nacional es calificada.

#### - RECOMENDACIONES

Construir un recipiente presurizado siempre trae sus riesgos; si bien es cierto que en este caso son mínimos, ya que no hay cambio de fase, manteniéndose la presión, no se deberá descuidar la calidad del producto elaborado.

Hay que ser cuidadoso en guardar las normas emitidas por la ASME, Tomo IV, en el Código de Recipientes a Presión y Calderos.

También es relevante la regulación de la mezcla aire-combustible, de lo que depende el éxito de la combustión. Los ajustes efectuados en el control primario montado en la chimenea garantizarán la operación normal del caldero.

Finalmente, el mantenimiento periódico es indispensable para que el caldero conserve su eficiencia.

Es conveniente hacer la distribución de agua caliente



del Hotel Palace conforme a la Fig. N° 3.

Instalando la tubería ascendente individual se garantiza una recirculación constante y existirán menos pérdidas de calor en las tuberías de retorno.

A N E X O S

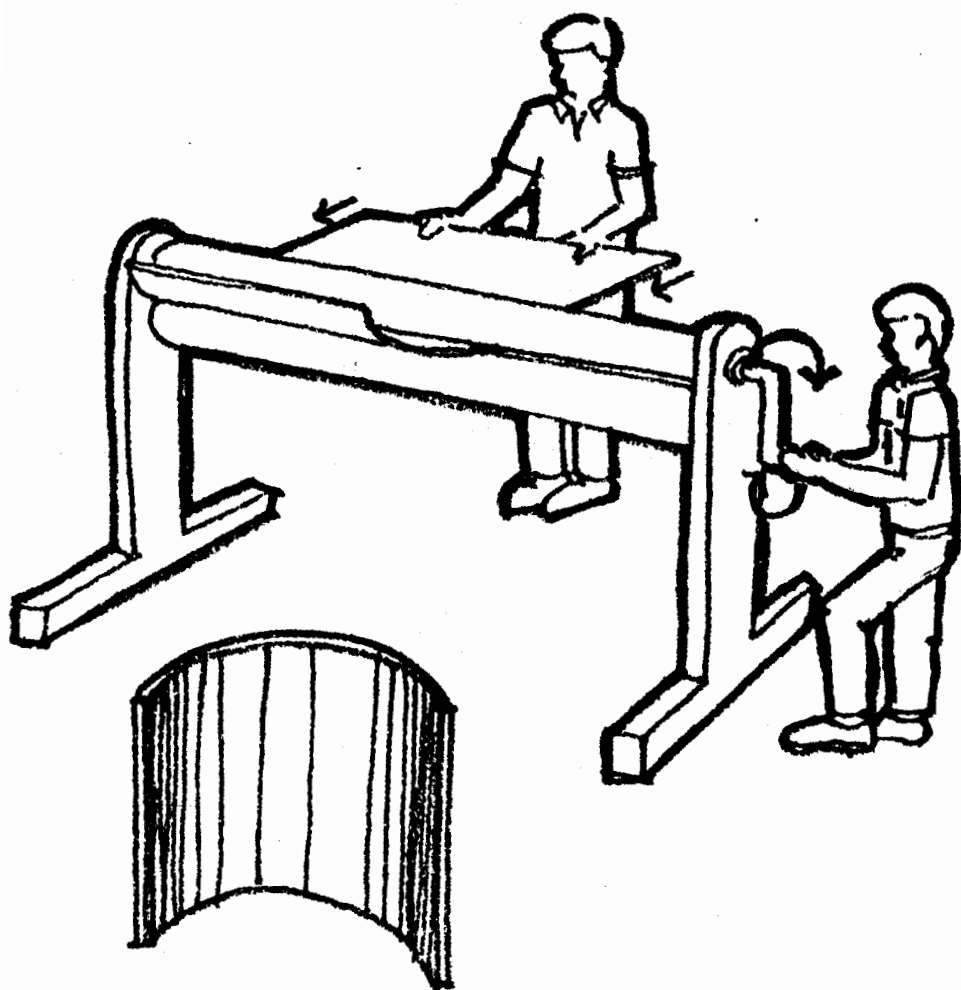


**BIBLIOTECA**

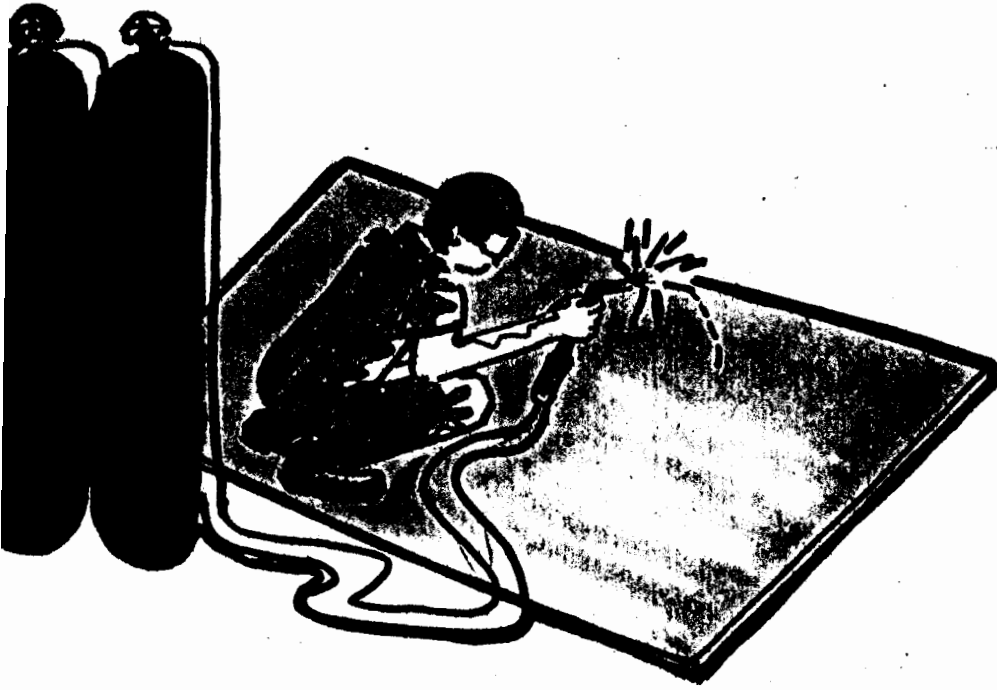
ANEXO A

## SECUENCIA GRAFICA DE CONSTRUCCION DEL CALDERO

CONSTRUCCION DEL CALDERO

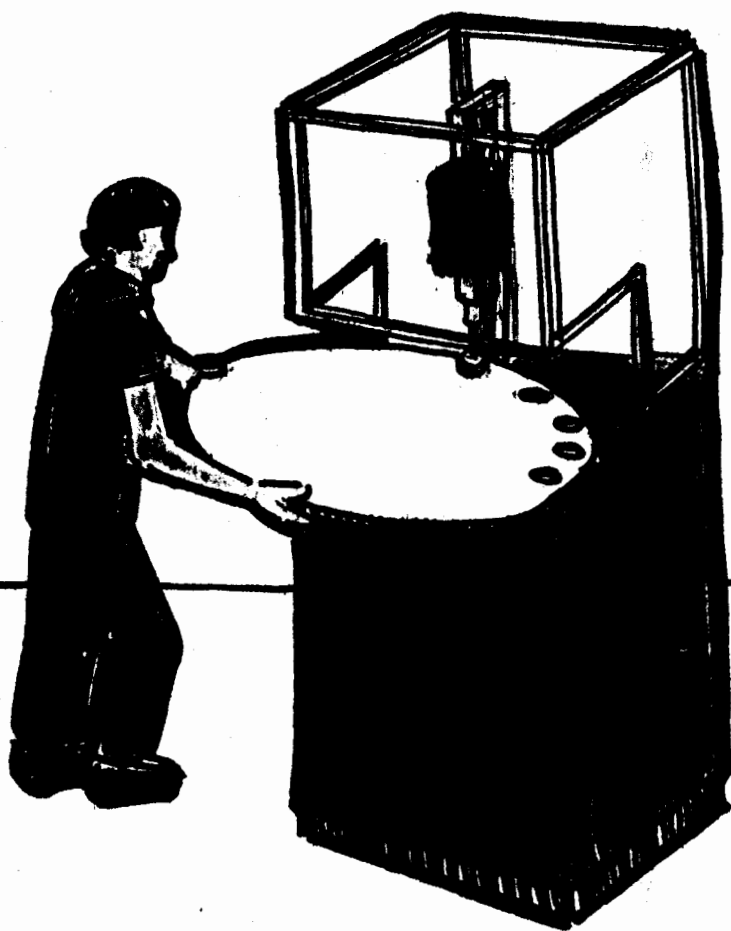


**ROLADO DE PLANCHAS**



BIBLIOTECA

**CORTADO DE PLANCHA**

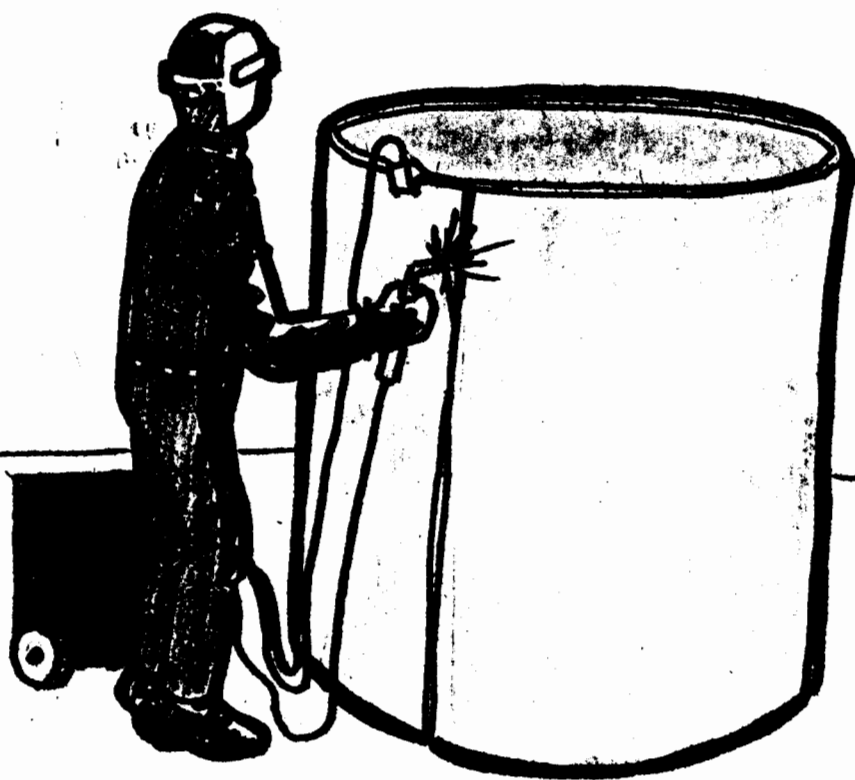


BIBLIOTECA

PERFORACION DE AGUJEROS



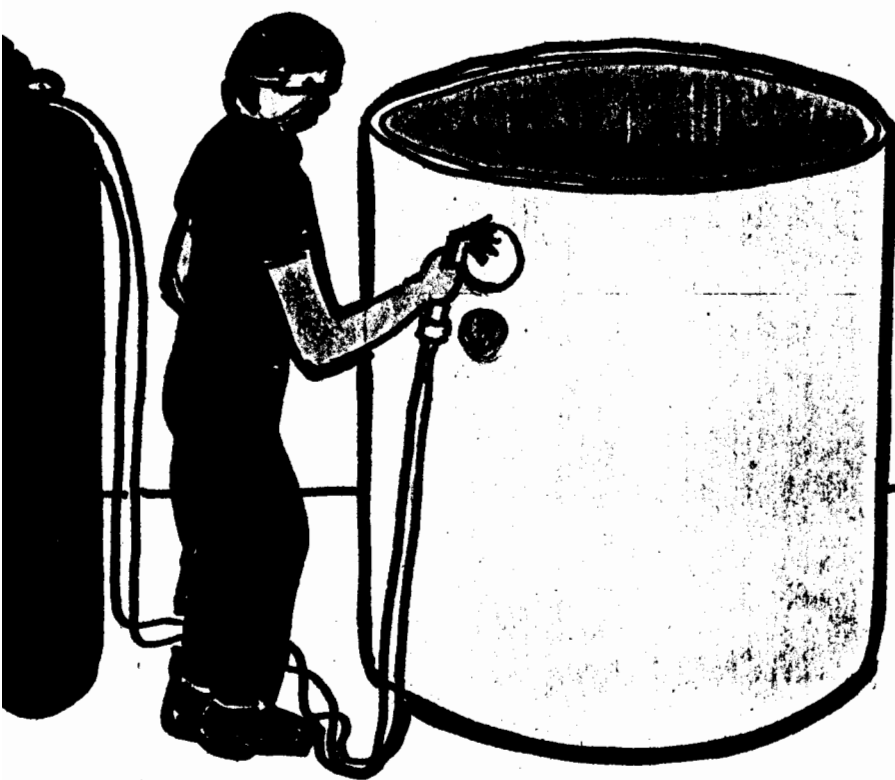
BIBLIOTECA



CONSTRUCCION DE CARCAZA



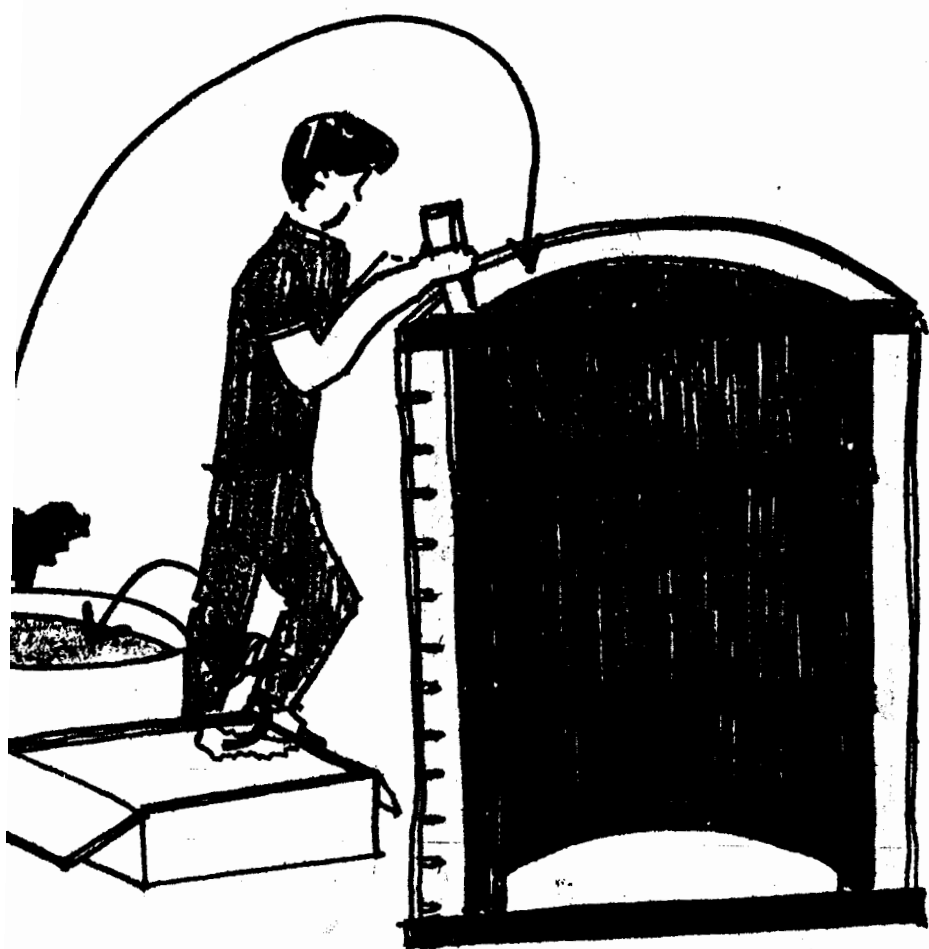
BIBLIOTECA



**BIBLIOTECA**

**PERFORACION DE AGUJEROS EN LA CARCAZA**

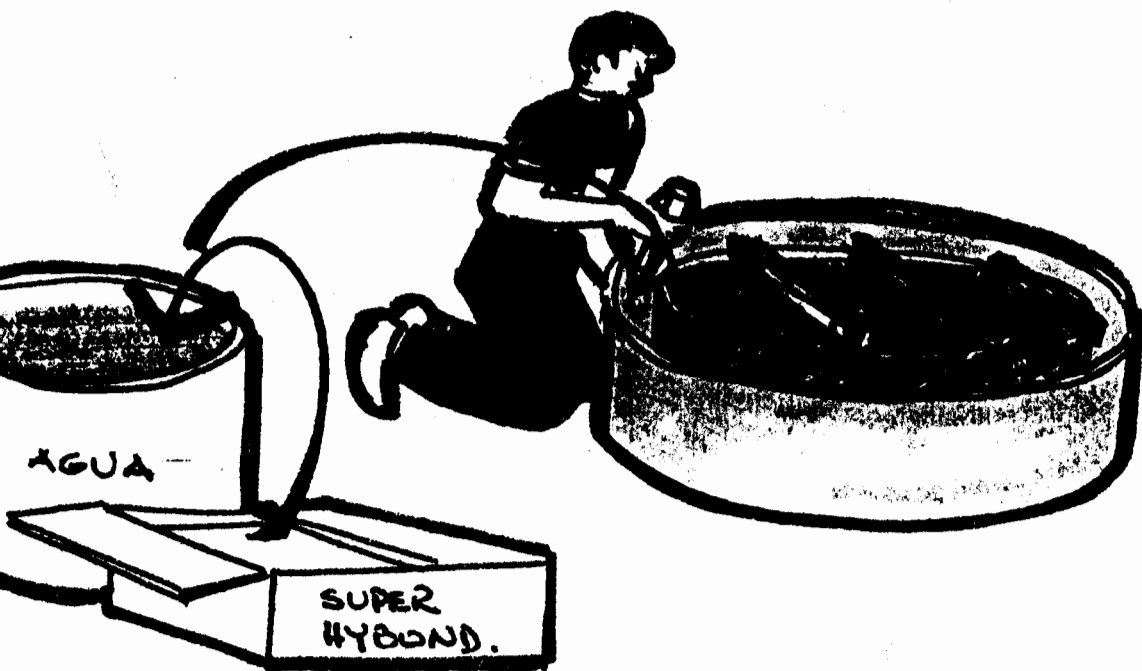




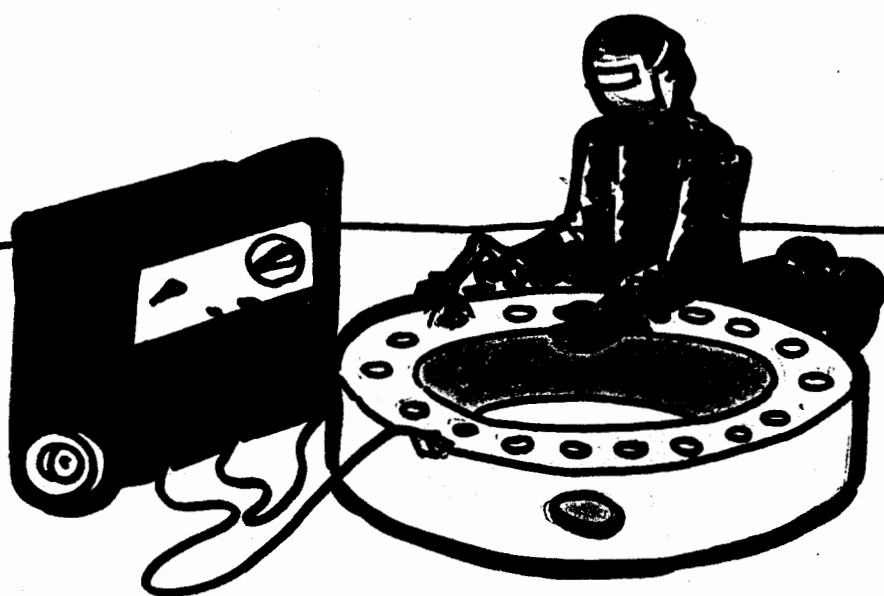
CONSTRUCCION DE ANILLOS REFRACTARIOS



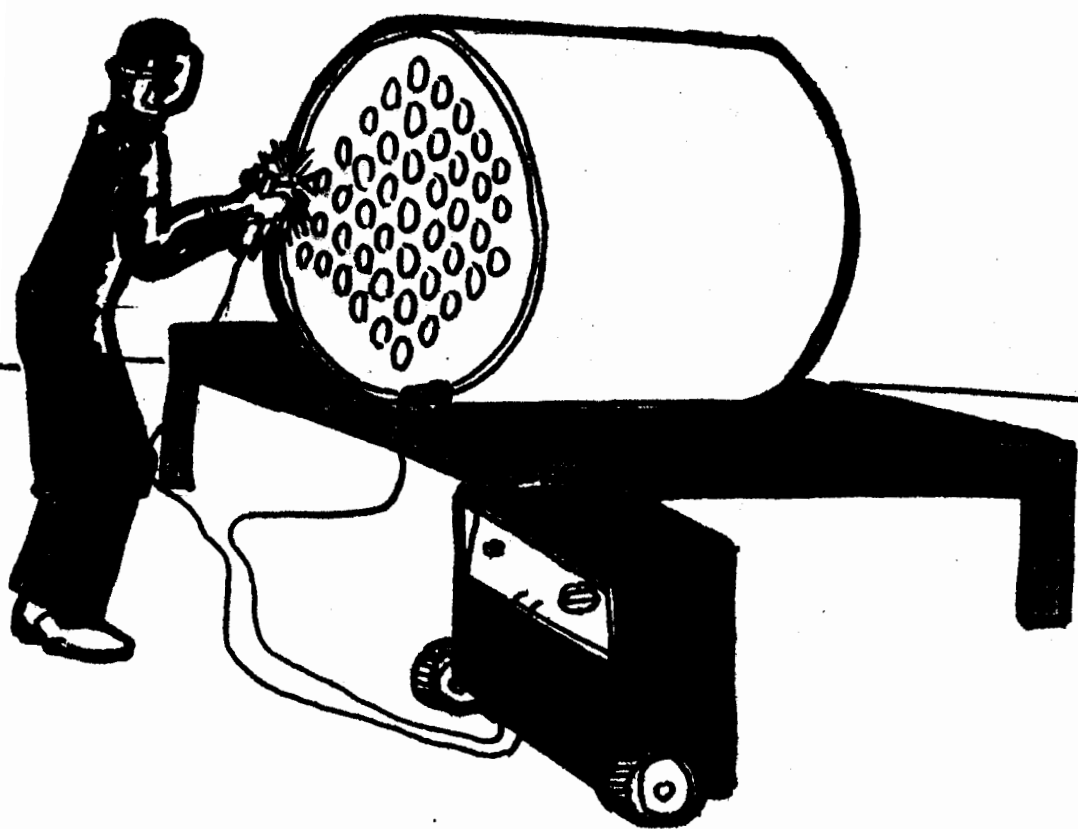
BIBLIOTECA



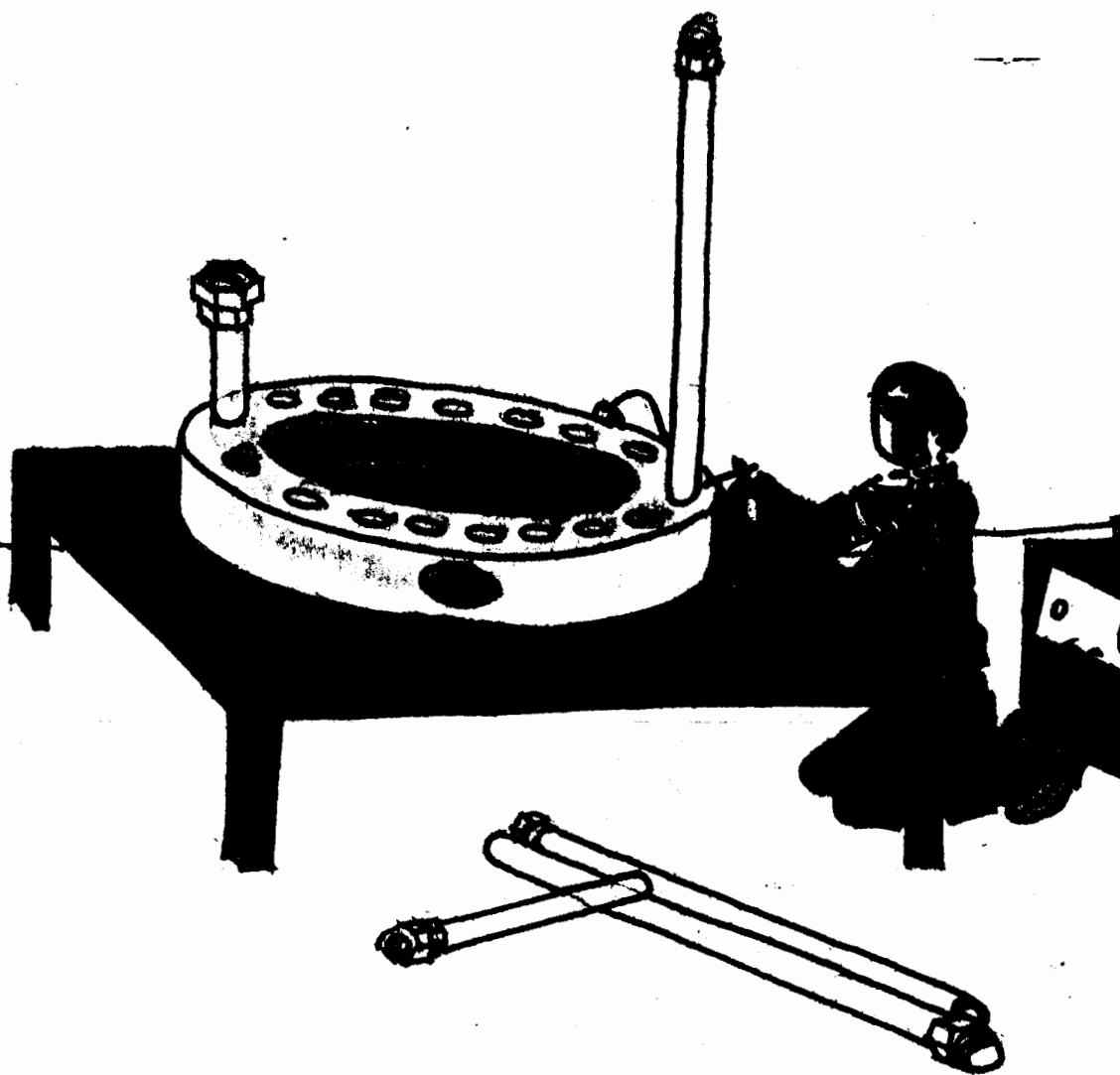
CONSTRUCCION DE CAMARA DE COMBUSTION



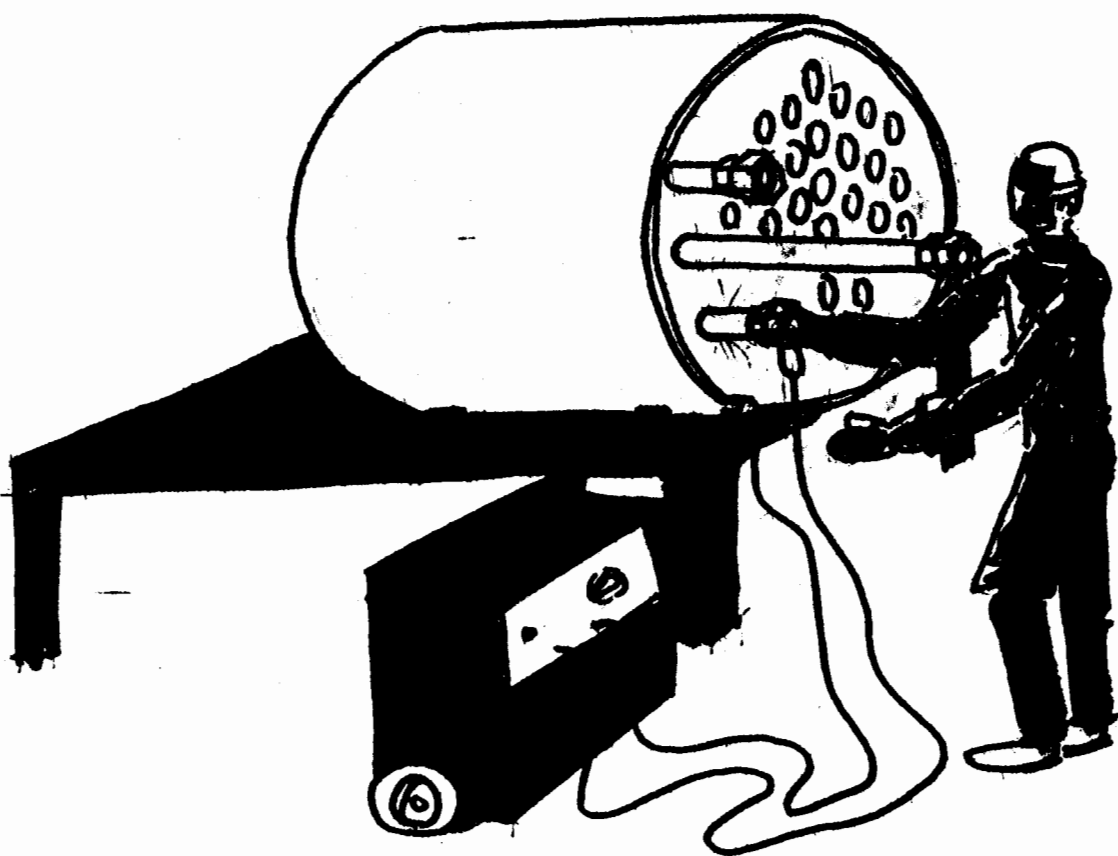
CONSTRUCCION DE CINTURON METALICO



SOLDAR ESPEJO A CARCAZA



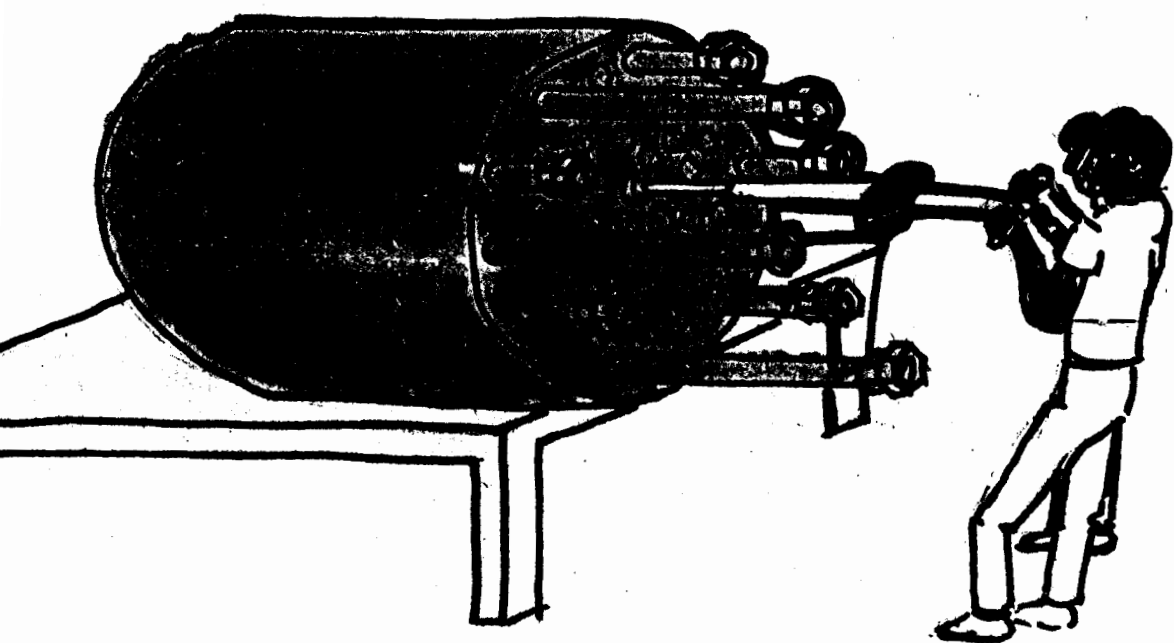
SOLDAR TUBOS DE AGUA A CINTURON METALICO



SOLDAR TUBOS DE AGUA A ESPEJO INFERIOR



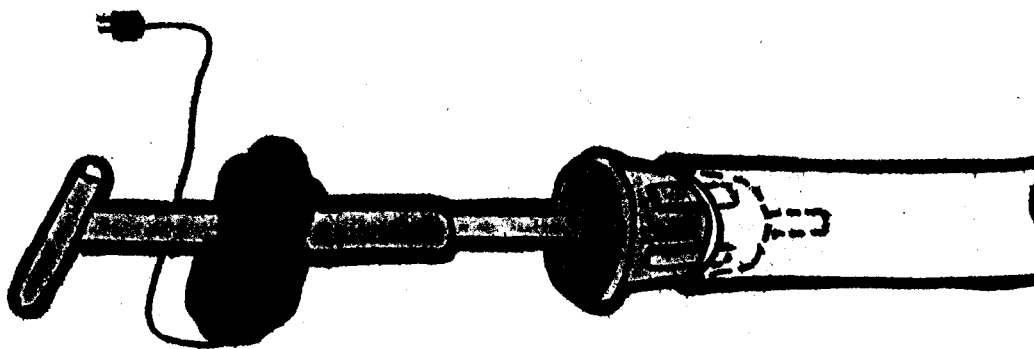
BIBLIOTECA



EXPANSION DE TUBOS DE FUEGO

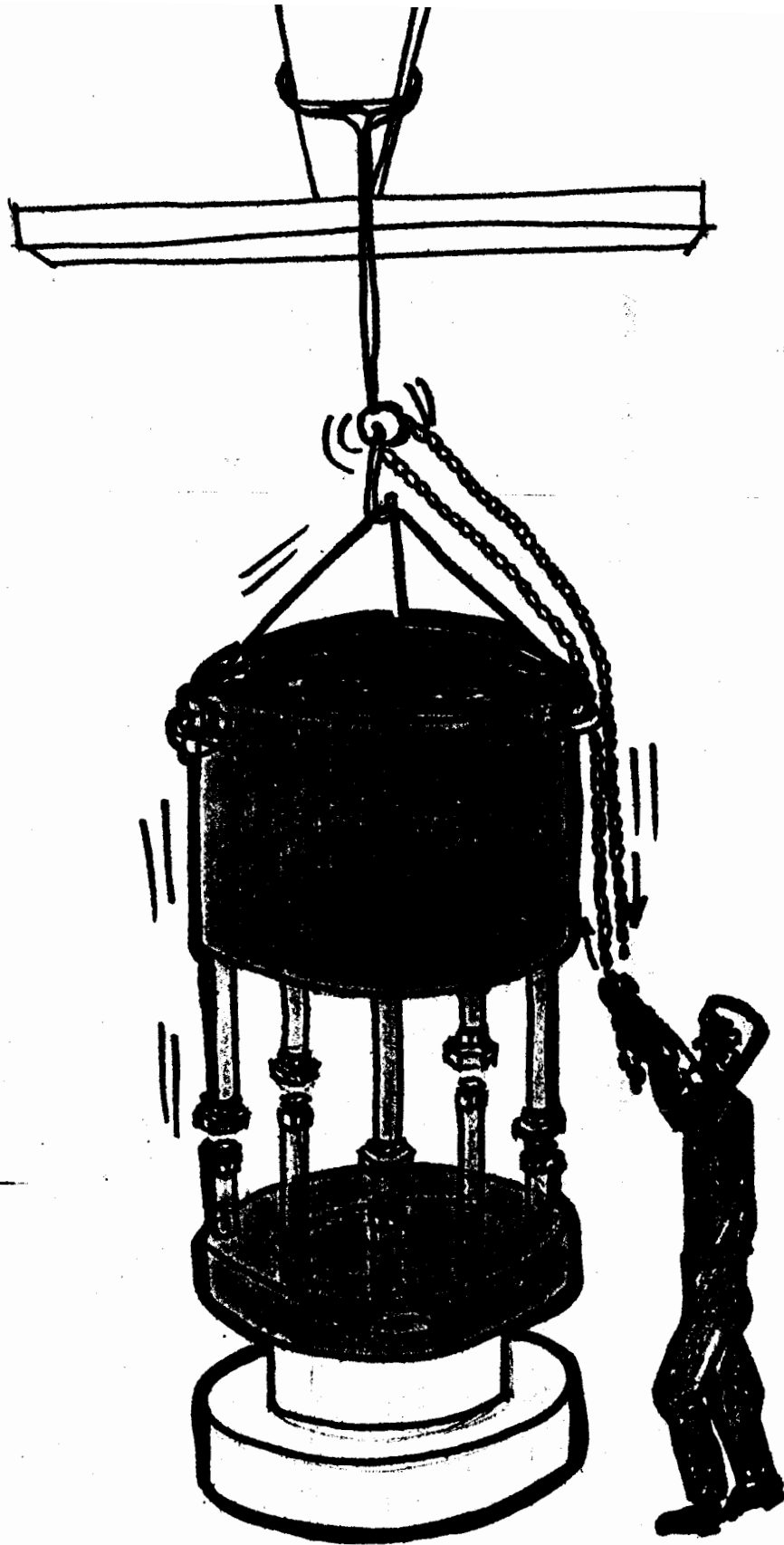


BIBLIOTECA

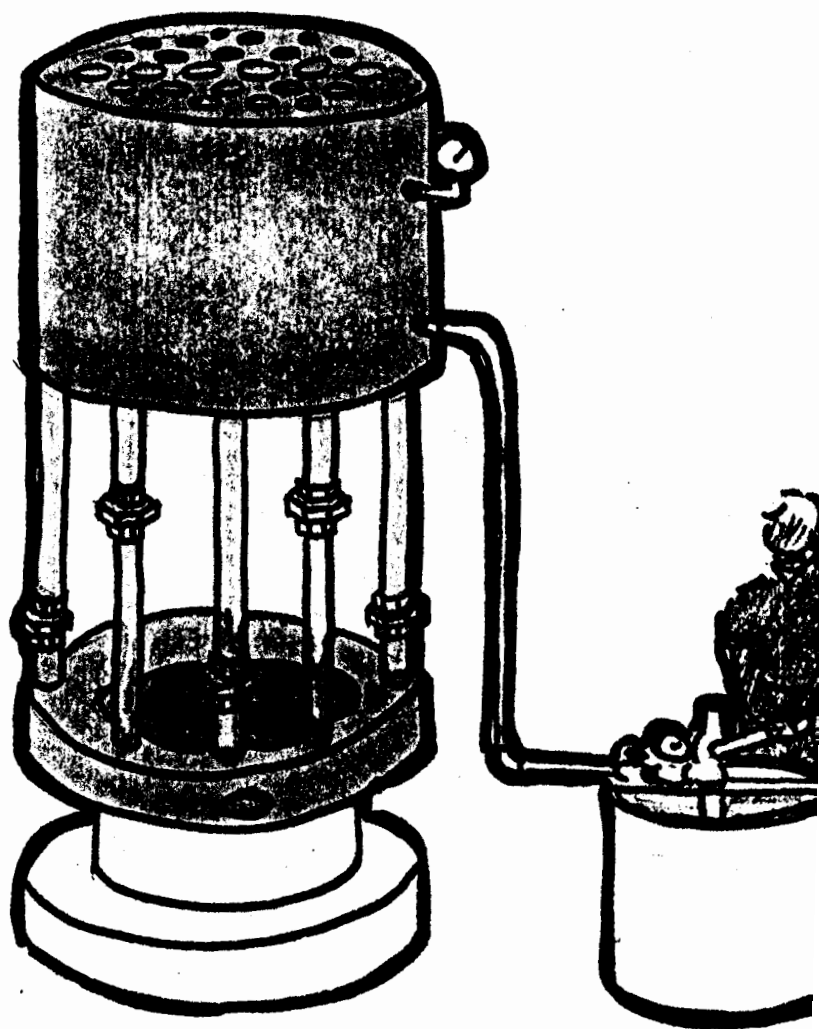


MOTO - PROPULSOR CON EXPANSOR INCORPORADO





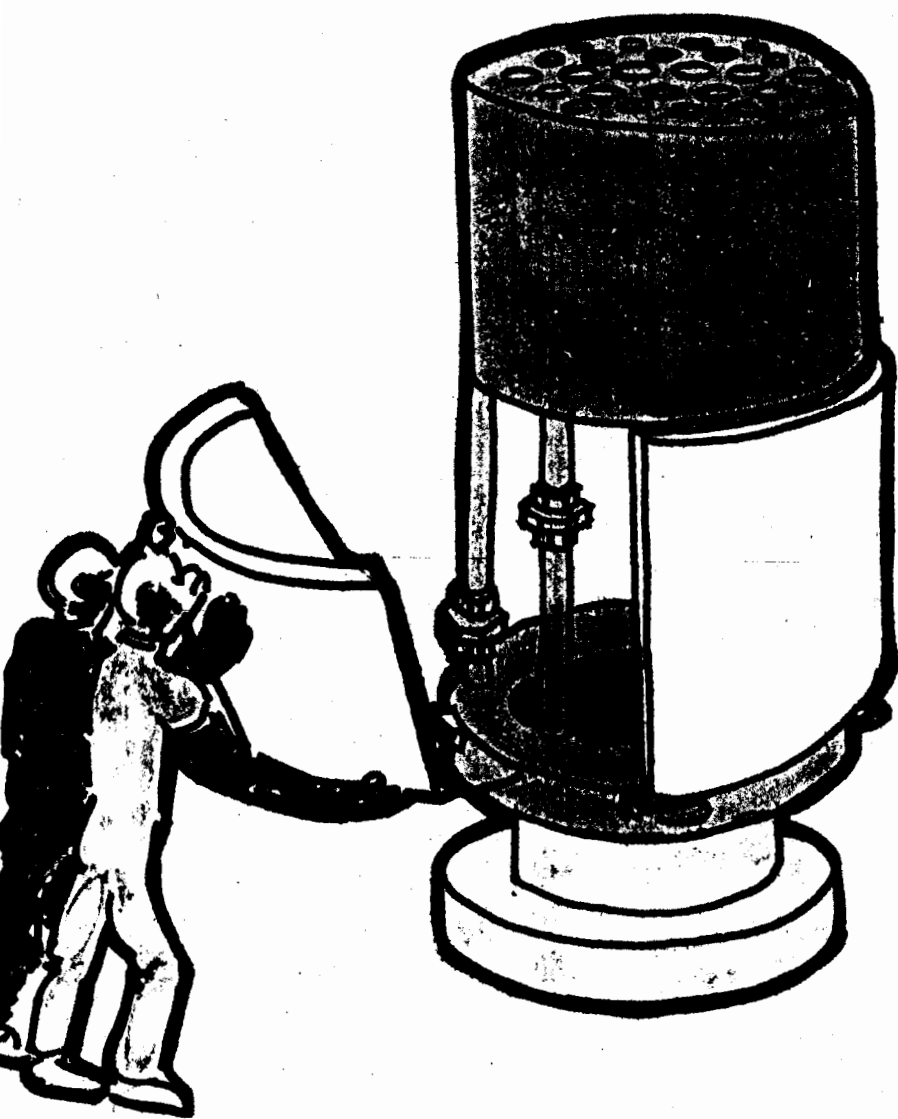
ACOPLE DEL CALDERO



PRUEBAS HIDROSTATICAS



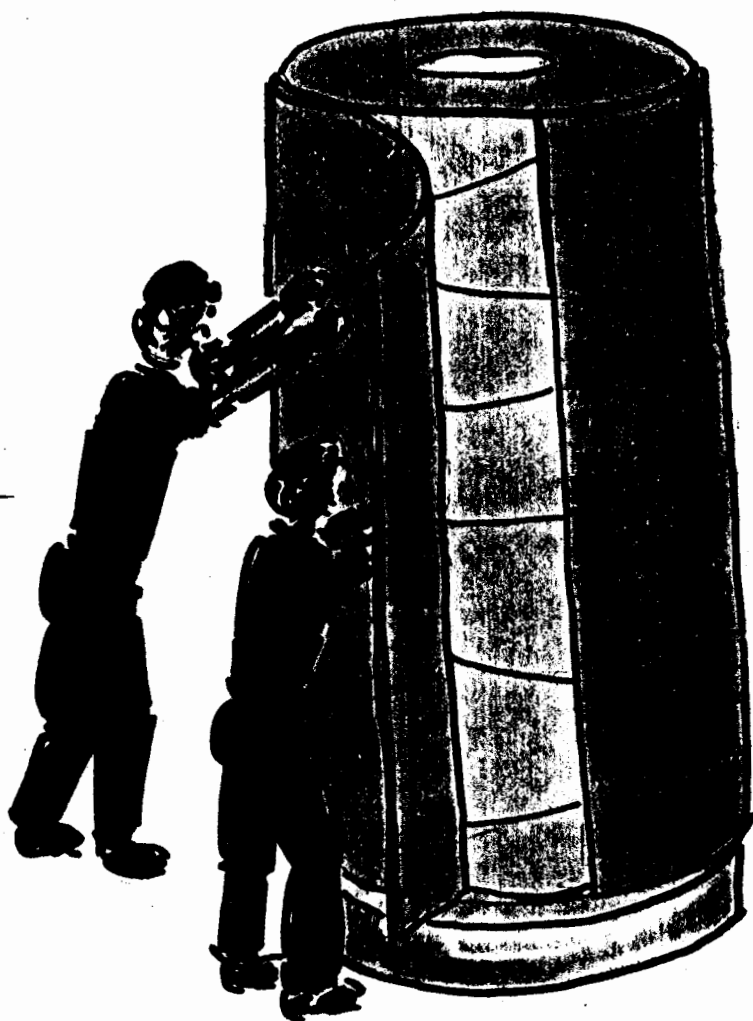
BIBLIOTECA



MONTAJE DE ANILLOS REFRACTARIOS



AISLAMIENTO TERMICO DEL CALDERO



REVESTIMIENTO DEL CALDERO



BIBLIO

REVESTIMIENTO DEL CALDERO



ARRANQUE Y AJUSTES

## BIBLIOGRAFIA

1. V. Ganapathy, Applied Heat Transfer (Penwell Publishing Company, 1982)
2. D. Q. Kern, Procesos de Transferencia de Calor (New York : McGraw-Hill, 1981)
3. F. Kreith, Principles of Heat Transfer (New York : Wiley-Interscience, 1973)
4. H. J. Stoever, Applied Heat Transmission (New York : McGraw-Hill, 1941)
5. A. S. Foust, Principios de Operaciones Unitarias (New York : John Wiley, 1984)
6. W. Trinks, Industrial Furnaces (New York : John Wiley, 1955)
7. C. A. Burkhardt, Domestic Oil Burners (New York : McGraw-Hill, 1951)
8. V. M. Faires, Thermodynamics (London : Collier Macmillan Publishers, 1970)



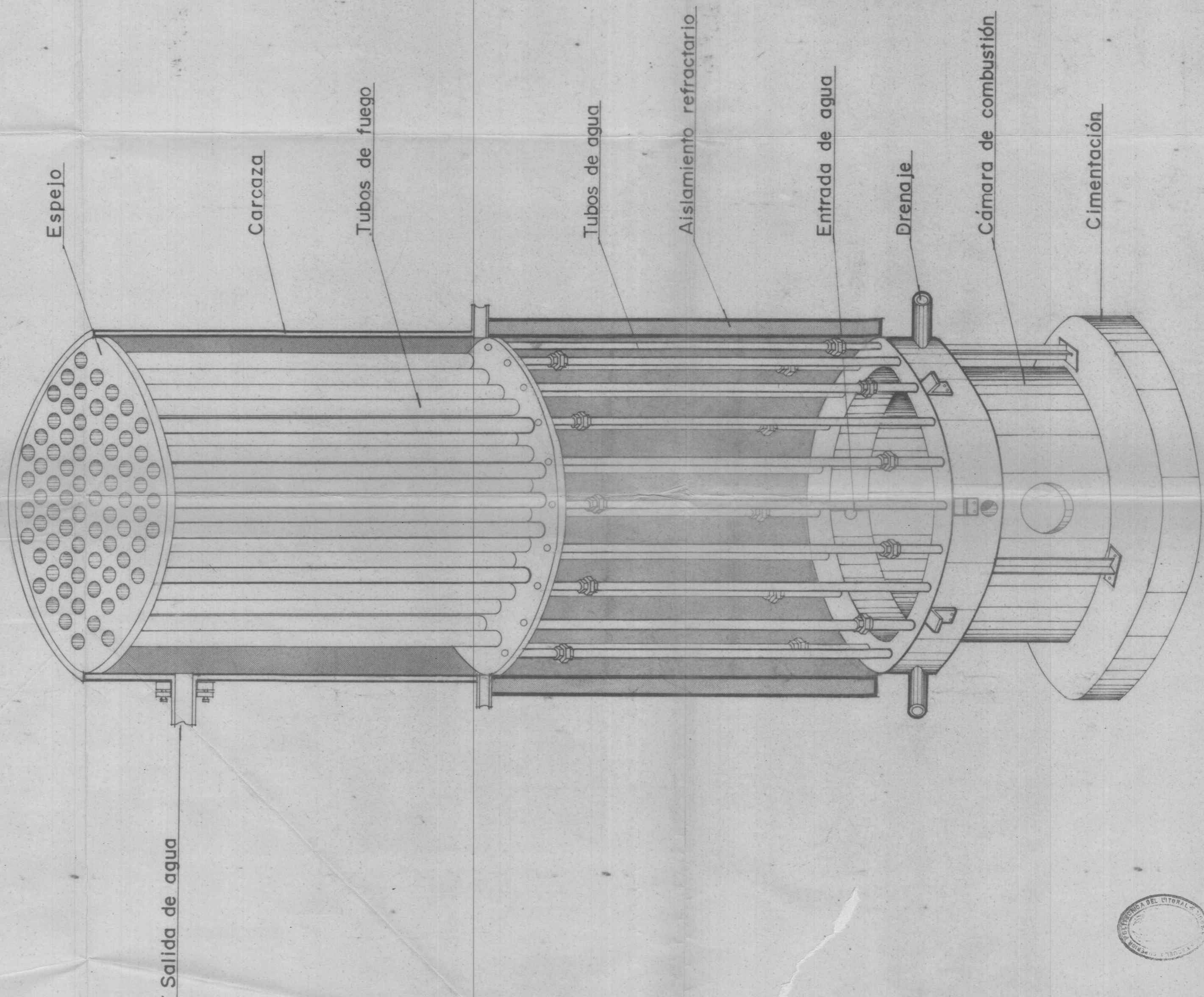
9. Rules for construction of Heating Boilers, ASME Boiler and Pressure Vessel Code an American National Standard (July 1, 1977)
10. Catálogo de Quemadores (Coltec International, Inc)
11. Catálogo de Calderos Automáticos (York Shipley, Inc)
12. Catálogo de Calderos paquete pirotubulares (Cleaver-Brooks, Division of Aque-Chem, Inc)
13. The Art of Tube Expanding (Elliot Company, 1976)
14. Hiscox-Hopkins, El Recetario Industrial (Barcelona: G. Gili, 1985)
15. J. B. Riggs, Simplified Manifold Design (Chemical Engineering, October 10, 1988)
16. Pumps Fundamentals (Goulds Pumps, Inc)
17. Refractory Pocket Catalog (A.P. Green Refractories, Co.)
18. S.M. Elonka, Operación de Instalaciones Industriales (México : McGraw-Hill, 1980)



BIBLIOTECA



BIBLIOTECA



# HOTEL "PALACE"

## CALDERO

DISEÑO

DIBUJO

FECHA

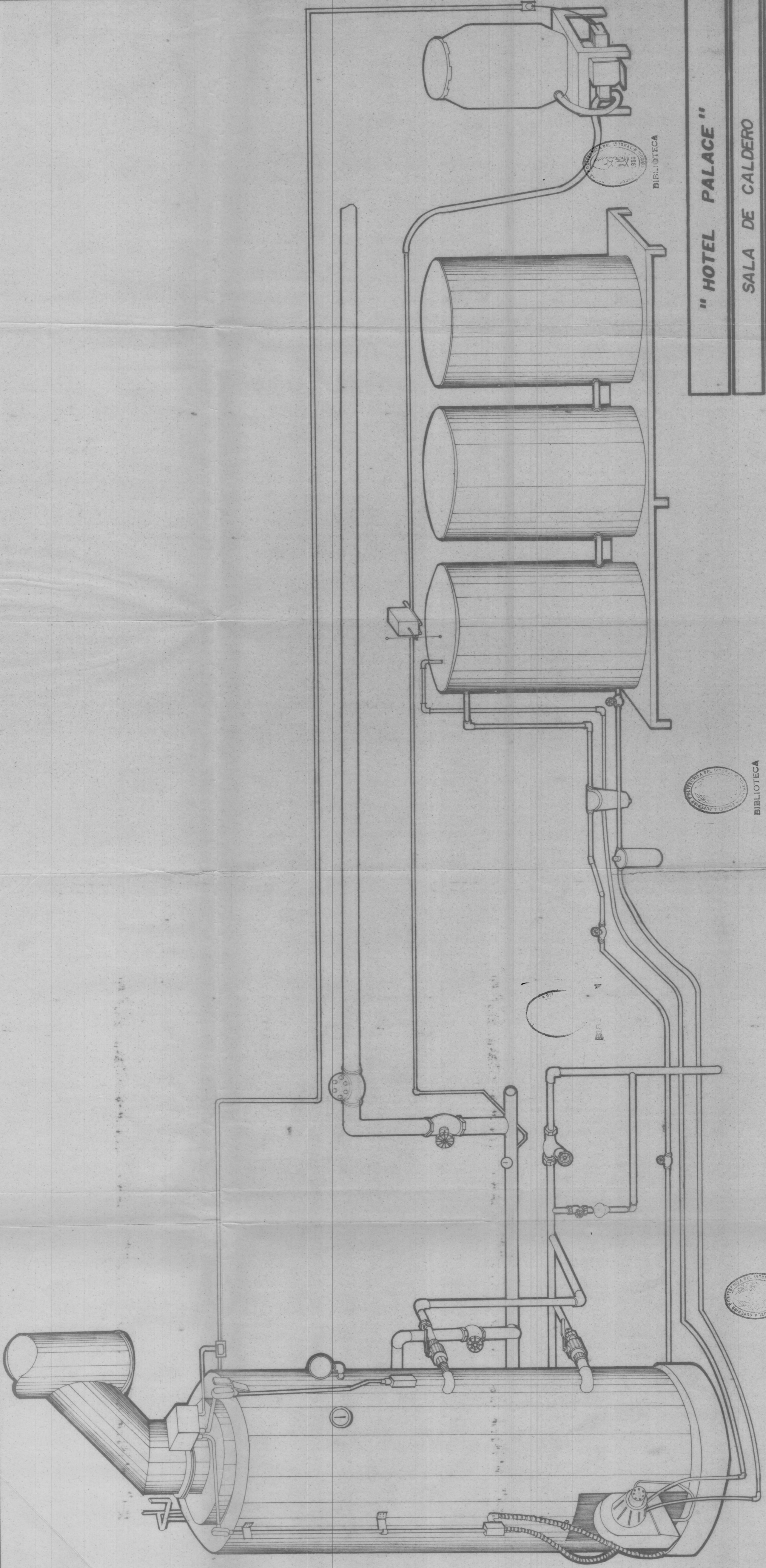
RAFAEL MENDEZ B.

XAVIER MENDEZ B.

MARZO / 90



BIBLIOTECA



BIBLIOTECA

" HOTEL PALACE "

SALA DE CALDERO

DISEÑO	DIBUJO	FECHA	ESCALA
		ABRIL / 90	

RAFAEL MENDEZ B. XAVIER MENDEZ B.



BIBLIOTECA



BIBLIOTECA



BIBLIOTECA



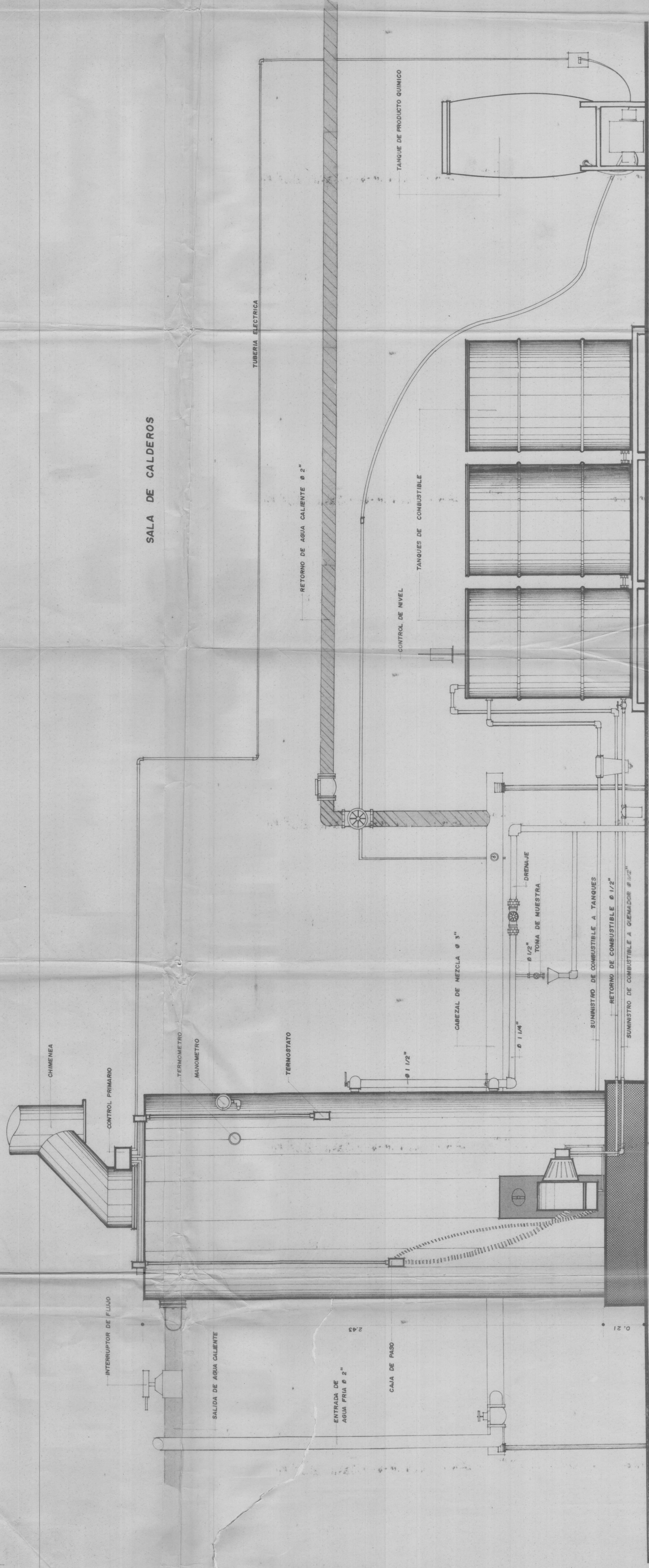
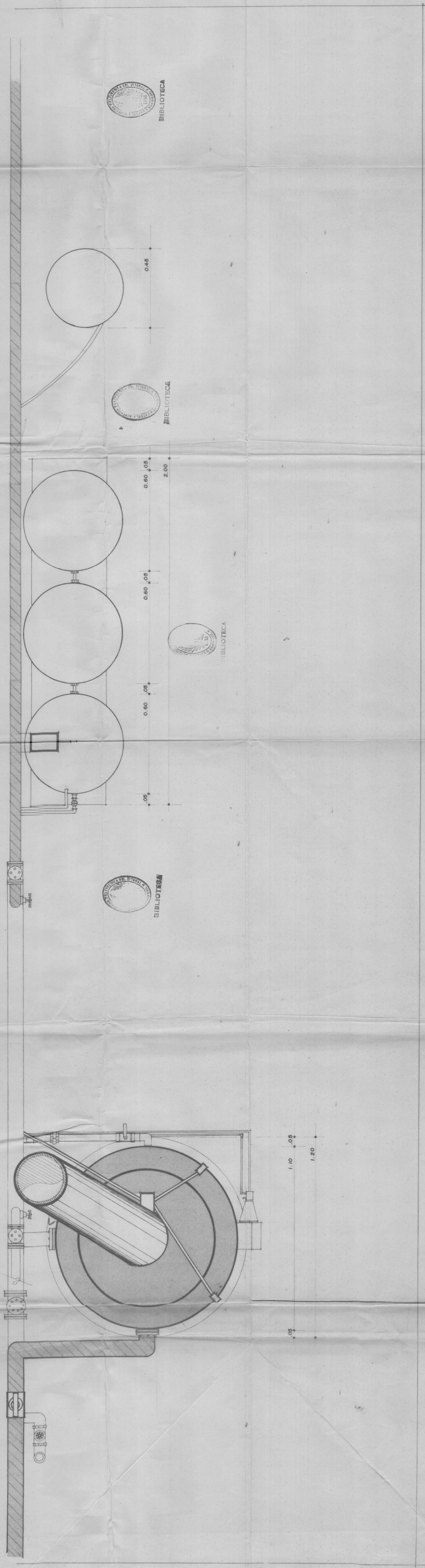
BIBLIOTECA



BIBLIOTECA



BIBLIOTECA



SALA DE CALDEROS

<b>HOTEL "PALACE"</b>			
<b>SALA DE CALDEROS</b>			
DISEÑO	DIBUJO	FECHA	ESCALA
RAFAEL MENDEZ B.	XAVIER MENDEZ B.	MARZO / 90	1 : 10