

**INSTITUTO TECNOLOGICO Y DE ESTUDIOS
SUPERIORES DE MONTERREY**

ESCUELA DE INGENIERIA

**Anteproyecto de un Generador de Vapor y Construcción
a escala de una sección del mismo, para el Laboratorio
de vapor del I. T. E. S. M.**

Tesis Profesional que en
opción al título de
INGENIERO MECANICO ELECTRICISTA
presenta

RICARDO SANCHEZ POPOCA

Monterrey, N. L., Mayo de 1956

TL
TJ290
.326
1956
c.1



1080111041

ESTADO LIBRE ASOCIADO DE PUERTO RICO
OFICINA

DO JAT 'D C *Ricardo*
Sanchez Popoca: \$5.00
18 d Junio 956

"INSTITUTO TECNOLÓGICO Y DE ESTUDIOS SUPERIORES DE MONTERREY"

ESCUELA DE INGENIERÍA

**"Anteproyecto de un Generador de Vapor y Construcción
a escala de una sección del mismo, para el Laborato-
rio de Vapor del I.T.E.S.M."**



**Tesis Profesional que en
opción al título de
Ingeniero Mecánico Electricista
presenta**

RICARDO SANCHEZ POPOCA

Monterrey N.L., Mayo de 1956.

Esta tesis se llevó a cabo en los talleres del Departamento de Ingeniería Mecánica del ITESM, bajo la dirección del Sr. Ing. José Ma. López Barañano.

Para él mi sincero agradecimiento por su valiosa y desinteresada ayuda.

I N D I C E

| | Pág. |
|--|------|
| INTRODUCCION | 3 |
| CAPITULO I: DATOS PRIMARIOS Y TIPO SELECCIONADO | 5 |
| CAPITULO II: CALCULO DEL PODER CALORIFICO DE LOS COMBUSTIBLES | 8 |
| a) P.C. del Petróleo Crudo | |
| b) P.C. del Gas Natural | |
| CAPITULO III: CAPACIDAD DE LA CALDERA | 11 |
| a) Calor de absorción | |
| b) Caballo Caldera | |
| CAPITULO IV: CALCULO DE LA CANTIDAD DE COMBUSTIBLE | 13 |
| a) Cantidad de Petróleo Crudo | |
| b) Cantidad de Gas Natural | |
| CAPITULO V: ESTUDIO DE LA COMBUSTION | 16 |
| a) Aire necesario (teórico y real) | |
| b) Productos de la Combustión. | |
| CAPITULO VI: ESTUDIO DEL HORNO PARA LA CALDERA | 25 |
| a) Elementos principales de un horno | |
| b) Pérdidas de calor del horno y ren- dimiento. | |
| c) Eficiencia de la caldera. | |
| CAPITULO VII: CALCULO DE LA TEMPERATURA DEL RE- GIMEN | 32 |

| | Pág. |
|--|-----------|
| CAPITULO VIII: VOLUMEN DEL HORNO | 34 |
| a) Cálculo Teórico | |
| b) Cálculo Práctico | |
| c) Dimensiones | |
| CAPITULO IX: SUPERFICIE DE CALIFACCION DEL HORNO | 37 |
| a) Cálculo | |
| b) Diseño y número de tubos | |
| CAPITULO X: SUPERFICIE DE CALIFACCION DE LA CALDERA | 44 |
| a) Caída de Temperatura de los humos Obtención de la ecuación general | |
| b) Cálculo de la caída de temperatura | |
| c) Diseño y número de tubos | |
| d) Dimensiones de los domos | |
| CAPITULO XI: SOBRECALENTADOR DE VAPOR | 57 |
| a) Cálculo de la superficie de calefacción. | |
| CAPITULO XII: PERDIDA DE CARGA DE LOS HUMOS EN LOS DIFERENTES PASOS DE LA CALDERA | 61 |
| CAPITULO XIII: ESTUDIO DE LOS TIROS | 64 |
| a) Selección del ventilador de tiro forzado | |
| b) Selección del ventilador de tiro inducido | |
| BIBLIOGRAFIA | 67 |

Con el fin de dar a conocer los principales lineamientos que deben tomarse en cuenta para el proyecto de un generador de vapor, se hizo este anteproyecto, considerándolo solamente desde el punto de vista termodinámico.

Para complementar este estudio se construirá una sección de dicho generador de vapor a una escala conveniente, para poder mostrar lo mejor posible las partes principales de que se compone esta caldera.

Se tomó como base un generador de vapor ya construido por la firma "COMBUSTION ENGINEERING COMPANY, INC." del tipo VU.

Este trabajo se ha dividido en dos partes:

La primera correspondiente a los cálculos termodinámicos, considerando los combustibles usados en la ciudad de Monterrey N.L., que son el gas natural y el petróleo crudo. Los cálculos tienen el objeto de determinar las dimensiones reales del generador.

La segunda parte consiste en la construcción a escala de una sección del generador de vapor mostrando las partes principales del mismo.

Señores del Jurado:

Agradezco a ustedes la autorización del uso del Sistema Inglés para el presente trabajo, - dado que las tablas y la mayoría de la bibliografía usada aparecen bajo este sistema.

Atentamente,

Ricardo Sánchez Popoca

C A P I T U L O I

DATOS FÍSICO-QUÍMICOS Y TIPO DE CALDERAS:

El tipo de generador de vapor que se recalculará será de la "Combustion Engineering Co." tipo VU de tubos de agua curvos, 2 domos colocados en un mismo plano vertical, paredes enfriadas por agua. Tendrá un sobrecalentador de vapor. Además se hará uso del tiro inducido y el tiro forzado para usarlo en la extracción de los gases de combustión y admisión de aire para la combustión, respectivamente. La capacidad será de 32,000 lbs. de vapor por hora, a una presión de 250 psi. cuya temperatura del saturado es 400.95°F.

De acuerdo por experiencias obtenidas en la práctica el porcentaje de carga para este tipo de calderas varía entre 20 y 400%. Para este caso se considerará 300%. El sobrecalentamiento del vapor se fija según el uso a que vaya a destinarse el vapor. Para este caso se fijará un sobrecalentamiento de 200°F.

COMBUSTIBLE:

Los cálculos se harán tomando como base el petróleo crudo y el gas natural usado en la ciudad de Monterrey. Se tomará como combustible principal el petróleo pues es el que más se utiliza en todo el país, para estos casos, con excepción de esta ciudad.

$$\text{Coeficientes de exceso de aire} \left\{ \begin{array}{l} \text{Gas } \epsilon = 1.10 \\ \text{Petróleo } \epsilon = 1.15 \end{array} \right.$$

T. P. PUNTAS:

| | |
|----------------------|----------|
| T. ambiente | 70°F |
| Agua de alimentacion | 185°F |
| Sobrecalentamiento | 200°F |
| Vapor saturado | 400.95°F |
| Vapor sobrecalentado | 600.95°F |

Composicion del gas natural que se consume en Monterrey.

| | | |
|--------------------------------|----------------------|----------|
| CH ₄ | (metano) | 96.3 % |
| C ₂ H ₆ | (etano) | 1.63 |
| C ₃ H ₈ | (propano) | 0.35 |
| C ₄ H ₁₀ | (isobutano) | 0.15 |
| C ₄ H ₁₀ | (butano normal) | 0.79 |
| C ₅ H ₁₂ | (pentano) | 0.09 |
| C ₇ H ₁₆ | (eptano) | 0.11 |
| N ₂ | (nitrogeno) | 0.83 |
| CO ₂ | (bióxido de carbono) | 0.40 |
| | | <hr/> |
| | | 100.00 % |

P.C.S. = 1040 Btu/pie³ a 10 onzas de presión y 15°C.

Esta composicion es el resultado de un promedio, pues la composicion del gas varia ligeramente.

Datos proporcionados por la Cía. de Luz, Fuerza y Gas de Monterrey N.L.

PETRÓLEO CRUDO:

Datos correspondientes al petróleo crudo que distribuye PEMEX. (Petróleo tipo "ferrocarriles").

Peso específico a 20°/40° 0.969
Temperatura de inflamación 72°C
Viscosidad I.P. a 50°C (Saybolt) 272 segundos.

P.C. { 10264 Cal gr/gr.
 { 18476 Btu/lb

Viscosidad API = 15.5°

La composición para los cálculos será la siguiente:

Porcientos en peso.

| | | |
|----------------|---|-----------|
| C | = | 83.10 % |
| H ₂ | = | 11.05 |
| O ₂ | = | 3.285 |
| S | = | 2.560 |
| cenizas | = | 0.005 |
| | | <hr/> |
| | | 100.000 % |

CAPITULO II

CALCULO DEL PODER CALORIFICO DE LOS COMBUSTIBLES:

a) Poder calorífico del petróleo crudo:

El poder calorífico superior del petróleo se calcula con bastante aproximación por la fórmula empírica de Sherman-Kropf. (pag. 103 de II)

$$PCS = 18650 + 40 (^{\circ}API - 10) \text{ Btu/lb} \quad (1)$$

en donde API^o es la viscosidad en grados según: el American Petroleum Institute.

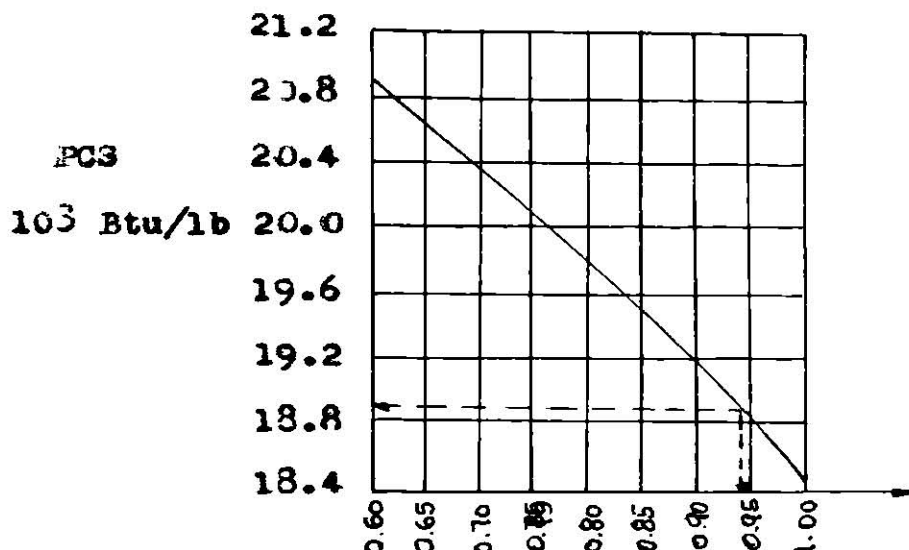
Para una viscosidad de 15.5^o API, se tiene:

$$PCS = 18650 + 40 (15.5 - 10) = 18870 \text{ Btu/lb.}$$

$$PCS = 18870 \text{ Btu/lb}$$

$$PCS = \frac{18870}{1.8} = 10483 \text{ Cal/kg}$$

se puede determinar también el PCS, usando la gráfica (1) cuyas coordenadas son la densidad del petróleo y el PCS de éste.



(Fig.46 pag.105 de II

FIG.1

La densidad del petróleo se obtiene en función de la viscosidad (pág. 103 de II)

$$\delta = \frac{141.5}{131.5 - {}^{\circ}\text{API}} \quad (2)$$

Ahora si $\text{API} = 15.5^{\circ}$

$$\delta = \frac{141.5}{131.5 - 15.5} = 0.94$$

Entrando a la gráfica con este valor se determina el PCS del petróleo. Aproximadamente = 18870 Btu/lb

b) POWER CALORIFICO DE GAS NATURAL:

El poder calorífico correspondiente al gas natural, cuya composición en volumen es la siguiente:

| | | |
|---------------------------|---|--------|
| CO_2 | = | 0.40 % |
| C_2H_6 | = | 1.68 |
| C_3H_8 | = | 0.35 |
| C_4H_{10} | = | 0.24 |
| C_5H_{12} | = | 0.09 |
| C_7H_{16} | = | 0.11 |
| N_2 | = | 0.83 |
| CH_4 | = | 96.30 |

A 15°C y 10 onzas depresión PC = 1047 Btu/pie³

Considerando los volúmenes parciales del gas. se usará la anotación siguiente:

Si un m^3 de gas tiene V_{CH_4} m^3 , $V_{\text{C}_2\text{H}_6}$ m^3 etc. y si el PCS del metano es $H_s = 9500 \text{ cal/m}^3$.

Generalmente todos los hidrocarburos distintos del metano se reúnen en un término, como hidrocarburos pesados, cuyo H_{vap} se considera como 15,500 cal/m³. Así que:

$$PCS = H_g V_{ch_4} + H_{vap} V_{chp} \quad (3)$$

Sustituyendo;

$$PCS = 9,500 \times 0.963 + 5500 \times 0.027$$

$$P.C. = 9,533.5 \frac{\text{cal}}{\text{m}^3} \text{ a condiciones normales}$$

Conversión del PC (dato) y el PC (calculado)

Si lo queremos a 15°C y 10 onzas/in². Se tiene:

$$\text{Si } 1 \text{ onza} = \frac{1}{16} \text{ lb. } P_{ABS} = 14.7 + \frac{10}{16} = 15.325 \text{ psi.}$$

La presión a 15°C y 10 onzas será en (milímetros) Hg.

$$P = \frac{760 \times 15.325}{14.7} = 790 \text{ mms. Hg.}$$

Mediante la relación:

$$PCS = PCS \frac{P \text{ mms}}{760} \frac{273}{273 + t} \quad (4)$$

Sustituyendo:

$$PCS = 9533.5 \frac{790}{760} \frac{273}{273 + 15} = 9400 \frac{\text{cal}}{\text{m}^3}$$

El PC. (dato) será:

$$PCS = \frac{1040 \times 3.28^3}{3.96} = 9360 \text{ cal/m}^3$$

Resultando aproximadamente el mismo valor.

C A P I T U L O I I I

C A L D E R A S I N T E R N A C I O N A L E S

a) Calor de absorción:

Generalmente la capacidad de las calderas está dada por la cantidad de vapor que produce por hora; la cantidad de calor absorbido a distintas presiones y temperaturas es diferente.

La ASME (American Society Mechanical Engineers) recomienda como Unidad de calor de absorción 10.0 Btu/hra o -- 1000,000 Btu/hra cuando son calderas muy grandes. (Fig.15-4-III)

Así que la capacidad de la caldera se puede obtener en Kilo Btu o Mega Btu por hora.

$$Q = \frac{W_s (h_s - h_a)}{1000} \quad K \quad \text{Btu/hra}$$

En donde:

W_s = cantidad de vapor producido por hora

h_s = entalpia del vapor al salir del sobre calentador...

h_a = entalpia del agua de alimentación al entrar a la caldera.

Sustituyendo para este caso:

$$Q = \frac{32000 (1318.5 - 153)}{1000} = 37.150 \quad \frac{K \text{ Btu}}{\text{Hra.}}$$

$$Q = 37150 \quad \frac{K \text{ Btu}}{\text{Hra.}}$$

Donde Q es la cantidad de calor máxima absorbida por la caldera.

b) Caballo caldera:

Se denomina también por la ASME la cantidad de calor absorbida por 33,475.25 Btu/hra. (970.3 x 34.5)

Así que los C.C. de la caldera serán:

$$CC = \frac{W_s (h_s - h_a)}{33475.25}$$

Esto sería si la caldera absorbiera el calor suministrado por la combustión, totalmente, pero como no puede ser, pues la eficiencia es de 80 %, sería:

$$CC = \frac{W_s (h_s - h_a)}{\eta 33475.25}$$

En donde:

h_s = Entalpia del vapor recalentado

h_a = Entalpia del agua de alimentación.

W_s = Cantidad de vapor lbs/hra.

Sustituyendo:

$$CC = \frac{32000 (1318.5 - 153)}{0.80 \cdot 33475.25} = 1400$$

$$CC = 1400$$

C A P I T U L O I V

CAICULO DE LA CANTIDAD DE COMBUSTIBLE:

El proceso que sigue el agua en un generador de vapor, es un calentamiento a presión constante, tal como lo indican los diagramas siguientes:

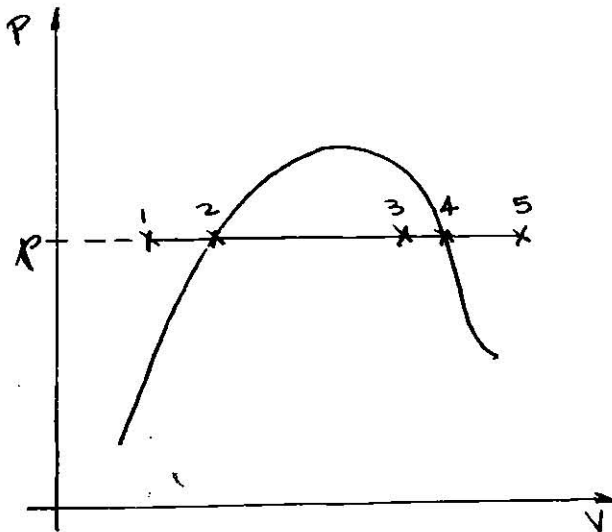


Diagrama P - V Fig.2

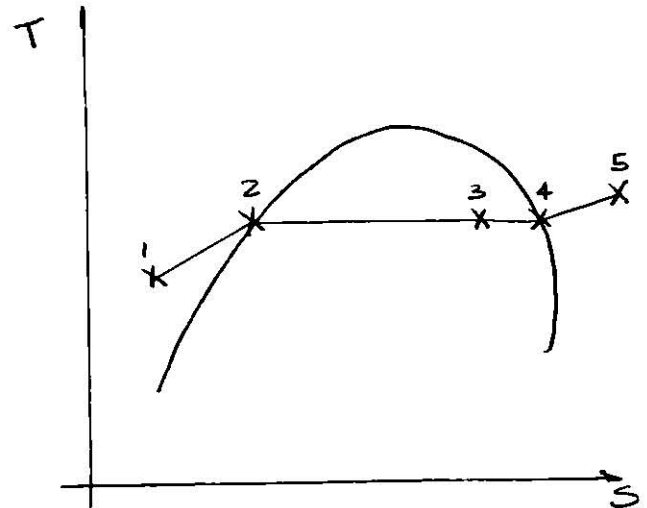


Diagrama T - S (entropia)

En el punto (1) está el agua de alimentación dentro de la caldera y a la presión (p). De (1 a 2) es el calentamiento del agua dentro de la caldera. De (2 a 4) es la vaporización en la caldera. De (4 a 5) es el sobrecalentamiento del vapor en el sobrecalentador. Si no hay sobrecalentador la parte -- (4 a 5) no existe, saliendo el vapor de la caldera saturado o ligeramente húmedo. (punto 3)

En todo proceso isobárico (presión constante) el calor comunicado al fluido entre 2 estados es la diferencia de entalpías entre dichos estados, así que $Q = W (H_5 - H_1)$.

Ahora la relación de calor obtenido entre calor suministrado determina el rendimiento de la caldera en la siguiente forma:

$$\eta = \frac{W (H_5 - H_1)}{C (PCS)}$$

En donde:

- W = lbs. de vapor por hora
- C = lbs. combustible por hora
- PCS = poder calorífico superior del combustible
- H₅ = entalpia del vapor sobrecalentado
- H₁ = entalpia del agua de alimentación al entrar a la caldera.

En este caso el método a seguir es considerar un rendimiento total, para así obtener la cantidad de combustible. Después al obtener todas las pérdidas se comprueba si el rendimiento que se supone es aproximado al obtenido.

Se considerará un rendimiento de 80% que es el especificado para este tipo de generadores de vapor.

$$H_5 = 1318.5 \text{ Btu/lb a } 250 \text{ psi y } 600.95^\circ\text{F}$$

La temperatura del agua de alimentación varía para este tipo de calderas entre 180 a 190°F. Se considerará la entalpia a 185°F.

$$H_1 = 153 \text{ Btu/lb.}$$

a) CANTIDAD DE GAS LIQUIDO CRUDO:

Considerando el PCS dado por Pemex.

$$PCS = 18476 \text{ Btu/lb}$$

$$C = \frac{3200 (1318.5 - 153)}{0.80 \times 18476} = 2500 \text{ lbs/hra.}$$

$$C = 2500 \text{ lbs/hra.}$$

$$C = 1140 \text{ kg./hra.}$$

b) CANTIDAD DE GAS LIQUIDO:

Considerando el PCS, dado por la Cía. de Luz, Fuerza y Gas de Monterrey.

$$PCS = 1060 \text{ Btu/pie}^3 \text{ a condiciones normales.}$$

$$C = \frac{3200 (1318.5 - 153)}{0.80 \times 1060} = 43700 \text{ pies}^3/\text{hra.}$$

$$C = 1240 \text{ m}^3 / \text{hra.}$$

CAPITULO V

ESTUDIO DE LA COMBUSTION:

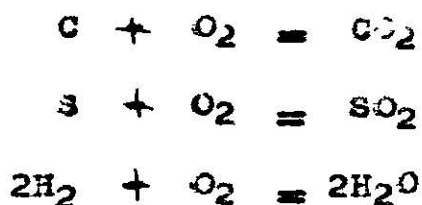
Combustible: Petróleo crudo:

El petróleo considerado tiene los siguientes componentes cuyos porcentos en peso son:

| | | |
|----------------|---|---------|
| C | = | 83.1 % |
| H ₂ | = | 11.05 % |
| S | = | 3.285 % |
| S | = | 2.56 % |
| Cenizas | = | 0.005 |

a) Cantidad de aire necesario:

Las reacciones que se llevan a cabo al combinarse el petróleo con el oxígeno son:



Es decir que por cada 12 lbs. de C se necesitan 32 lbs. de O₂, 16 lbs. de O₂ por 2 lb de H₂ y 32 lbs. de O₂ por 32 lbs. de azufre.

Si los pesos moleculares son:

| | | |
|----------------|---|----|
| C | = | 12 |
| H ₂ | = | 2 |
| S | = | 32 |

Se necesitará el oxígeno siguientes:

$$O_2 = (2.67 g_c + 8 g_{H_2O} + g_s) \text{ lbs.}$$

Pero como el combustible puede traer g_{O_2} lbs. de oxígeno, el oxígeno necesario será:

$$O_n = (2.67 g_c + 8 g_{H_2O} + g_s - g_{O_2}) \text{ lbs.}$$

Ahora como cada lb de aire tiene 0.23 lb de oxígeno el aire teórico necesario será:

$$A_t = \frac{O_n}{0.23} \text{ lb de aire/lb combustible}$$

Pero no todo este aire se combina en el combustible, debido a la rapidez con que se efectúa la combustión y por esta causa para asegurar una combustión completa, se suministra una cantidad mayor de aire. Por experiencias hechas por fabricantes de calderas se ha determinado que este exceso de aire varía según el combustible usado, llegando a los siguientes resultados:

| | |
|-----------------------|------------|
| Combustibles gaseosos | 10 % |
| Combustibles líquidos | 10 a 20 % |
| Combustibles sólidos | 50 a 100 % |

Así que el aire real necesario será:

$$A_r = \frac{(2.67 g_c + 8 g_{H_2O} + g_s - g_{O_2})}{0.23} \times E \quad (6)$$

Substituyendo y si $\xi = 1.15$

$$Ar = \frac{(2.67 \times 0.831 + 8 \times 0.1105 + 0.0256 - 0.03285) 1.15}{0.23} = 15.4$$

$$Ar = \frac{15.4 \text{ lbs. de aire}}{\text{lb. de comb.}}$$

Y si el volumen específico del aire a condiciones normales es:

$$v = \frac{359}{M} \quad (17)$$

Donde M es el peso molecular del aire, igual a 28.95 (pág 23 - de V)

$$v = \frac{359}{28.95} = 12.4 \text{ pies}^3$$

Substituyendo:

$$Ar = 15.4 \times 12.4 = 190 \text{ pies}^3/\text{lb}$$

$$Ar = 190 \text{ pies}^3/\text{lb}$$

b) Productos de la combustión:

Considerando que la combustión del petróleo es completa, es decir que se quema totalmente todo el carbón, todo el H_2 se transforma en agua y por las ecuaciones de la combustión se ve que por cada mol. de C dan 1 mol = 359 pies³ de CO_2 a condiciones normales. Por cada mol. de H_2 da 1 mol. de H_2O etc.

Si ξ es el coeficiente de exceso de aire y α_1 el

oxígeno mínimo para la combustión en pies³, como solo se emplea en este caso y el oxígeno total es ξQ_m^i quedará en los humos un volumen de oxígeno

$$V_{O_2} = \xi Q_m^i - Q_m^i = (\xi - 1) Q_m^i \quad (8)$$

El valor Q_m^i se determina en función de Q_m (teórico en la forma siguiente:

$$Q_m^i = \frac{359}{32} Q_m = \frac{359}{32} (2.67 g_c + 8 g_{H_2} + g_s - g_{O_2})$$

quedando:

$$V_{O_2} = (\xi - 1) \frac{359}{32} \left(\frac{g_c}{12} + \frac{g_{H_2}}{4} + \frac{g_s}{32} - \frac{g_{O_2}}{32} \right) \quad (9)$$

El volumen V_{N_2} se deduce teniendo en cuenta que está con el oxígeno del aire real de combustión en la relación $\frac{79}{21}$

Así que:

$$V_{N_2} = \frac{79}{21} \xi Q_m^i \quad (10)$$

El volumen total de los humos (32°F y 29.9" Hg) por libra de combustible seco será:

$$V_t = V_{CO_2} + V_{H_2O} + V_{SO_2} + V_{O_2} + V_{N_2} = \quad (11)$$

$$\frac{359 g_c}{12} + \frac{359 g_{H_2}}{2} + \frac{359 g_s}{32} + (\xi - 1) Q_m^i + \frac{79}{21} \xi Q_m^i$$

Finalmente:

$$V_t = 359 \left[\frac{g_{H_2}}{4} + \xi \left(\frac{g_c}{0.21 \cdot 12} + \frac{g_{H_2}}{4} + \frac{g_s}{32} - \frac{g_{O_2}}{32} \right) - \frac{g_{O_2}}{32} \right] \quad (12)$$

Sustituiremos valores:

$$V_t = 359 \left[\frac{0.1105}{4} + \frac{1.15}{1.21} \left(\frac{0.831}{12} + \frac{0.1103}{4} + \frac{0.256}{32} - \frac{0.0328}{32} \right) - \frac{0.0328}{32} \right]$$

$$V_t = 359 \times 1.7^2 [2.75 + 5.5 (6.9 + 2.75 + 0.68 - 1.02) - 1.02]$$

$$V_t = 180 \text{ pies}^3/\text{lb}$$

si el peso molecular de los gases es

$$M = 30.5$$

$$V = \frac{359}{30.5} = 11.8 \text{ p}^3/\text{lb}$$

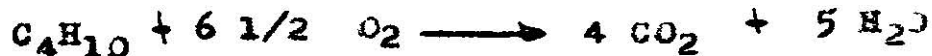
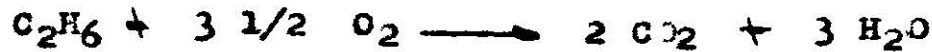
$$V_t = \frac{180}{11.8} = 15.28 \frac{\text{lb}}{\text{lb comb.}}$$

GASES:

Tomando en cuenta la composición de gas natural usado cuyo porcentaje de volumen es:

| | | |
|-------------|---|----------|
| C_1H_4 | - | 96.3 % |
| C_2H_6 | - | 1.68 % |
| C_3H_8 | - | 0.35 % |
| C_4H_{10} | - | 0.24 % |
| C_5H_{12} | - | 0.09 % |
| C_7H_{16} | - | 0.11 % |
| N_2 | - | 0.83 % |
| CO_2 | - | 0.40 % |
| | | <hr/> |
| | | 100.00 % |

Las reacciones principales que se llevan a cabo en la combustión son las siguientes:



Basándose en la ecuación general de los hidrocarburos:



a) CANTIDAD DE AIRE NECESARIO:

El oxígeno necesario teórico, es decir el oxígeno mínimo será:

$$V_{O_2} \text{ teórico} = 3 \frac{1}{2} V_{C_2H_6} + 5 V_{C_3H_8} + 6 \frac{1}{2} V_{C_4H_{10}} + \quad (14)$$

$$+ 8 V_{C_5H_{12}} + 11 V_{C_7H_{16}} + 2 V_{CH_4}$$

Ahora si en 1 pie³ de aire hay 0.21 pies³ de oxígeno

$$A_t = \frac{V_{O_2} \text{ teórico}}{0.21}$$

$$V_{O_2} t = 10^{-2} (3.5 \times 1.68 + 5 \times 0.35 + 8 \times 0.09 + 11 \times 0.11$$

$$+ 2 \times 96.3) = V_{O_2} t = 2.04 \text{ p}^3/\text{p}^3 \text{ de combustible}$$

la cantidad de aire será

$$A_t = \frac{2.04}{0.21} = 9.75 \text{ p}^3/\text{p}^3 \text{ combustible}$$

Y si:

$$\xi = 1.1$$

$$A_{\text{real}} = 1.1 \times 9.75 = 10.70 \text{ p}^3/\text{p}^3 \text{ combustible}$$

b) PRODUCTOS DE LA COMBUSTIÓN:

El volumen de CO₂ se calcula de las ecuaciones de la combustión

$$V_{CO_2} = 2 V_{C_2H_6} + 3 V_{C_3H_8} + 4 V_{C_4H_{10}} + 5 V_{C_5H_{12}} + 1 V_{CH_4} + V'_{CO_2} \quad (15)$$

En donde V'_{CO_2} es el vol. del CO₂ que trae el combustible.

El volumen del agua que se obtiene de la combustión es obtenida de las ecuaciones.

$$V_{H_2O} = 3 V_{C_2H_6} + 4 V_{C_3H_8} + 5 V_{C_4H_{10}} + 6 V_{C_5H_{12}} + 8 V_{C_7H_{16}} + 2 V_{CH_4} \quad (16)$$

Volumen de O₂ debido al exceso de aire:

$$V_{O_2} = (\epsilon - 1) V_{O_2} \text{ teórico}$$

El volumen total de oxígeno será el teóricamente necesario más el oxígeno debido al exceso de éste.

$$V_{O_2} = V_{O_2t} - V'_{O_2} \quad (\text{exceso})$$

real

El volumen de nitrógeno está dado por la ecuación:

$$V_{N_2} = \frac{79}{21} \epsilon V_{O_2} \text{ quim.} \quad (17)$$

Ahora si a este volumen se le suma el que trae consigo el combustible se obtendrá:

$$V_{N_2} = \frac{79}{21} \epsilon V_{O_2} + N_2 \quad (18)$$

real

Con todos estos volúmenes se obtiene el volumen total de los gases de combustión simplemente sumando todos los volúmenes obtenidos. Obteniendo el % de CO₂ gases secos o húmedos según se le agregue o no la cantidad de agua que se produce.

Sustituyendo los valores se obtiene lo siguientes:

$$V_{CO_2} = 10^{-2} (2 \times 1.68 + 3 \times 0.35 + 4 \times 0.24 + 5 \times 0.09 + 7 \times 0.11 + 4 \times 96.30 \times 1 + 0.40) = 1.03 \text{ p}^3/\text{p}^3 \text{ comb.}$$

$$V_{CO_2} = 1.03 \frac{\text{p}^3}{\text{p}^3} \text{ combustible}$$

$$V_{H_2O} = 10^{-2} (3 \times 1.68 + 4 \times 0.35 + 5 \times 0.24 + 6 \times 0.09 + 8 \times 0.11 + 2 \times 96.30) = 2.01 \text{ p}^3/\text{p}^3 \text{ combustible}$$

$$V_{O_2}' \text{ debido al exceso de aires: si } \xi = 1.1$$

$$V_{O_2}' = (1.1 - 1) \times 2.04 = 0.204 \text{ p}^3/\text{p}^3 \text{ combustible}$$

El volumen del N_2 que se obtiene (total) será:

$$V_{N_2} = \frac{79}{21} 1.1 \times 2.04 + 0.83 = 9.48 \text{ p}^3/\text{p}^3 \text{ combustible}$$

El volumen total de los gases de combustión será:

$$V_T \text{ Gases} = V_{CO_2} + V_{H_2O} + V_{N_2} + V_{O_2}' \text{ (exceso)}$$

$$V_T \text{ Gases} = 1.03 + 2.01 + 9.48 + 0.204 = 12.724 \text{ p}^3/\text{p}^3$$

Con ésto, el % de CO_2 ya sea seco o húmedo será:

$$\% CO_2 = \frac{V_{CO_2} \times 100}{\text{Gases secos } V_t \text{ gases} - V_{H_2O}} = \frac{1.03 \times 100}{10.714} = 9.7 \%$$

$$\% CO_2 = \frac{V_{CO_2} \times 100}{\text{Gases húmed. } V_t \text{ gases}} = \frac{1.03 \times 100}{12.724} = 8.4 \%$$

Composición volumétrica de los gases:

$$V_{CO_2} = \frac{V_{CO_2}}{V_{TG}} = \frac{1.03}{12.724} = 0.084$$

$$V_{H_2O} = \frac{V_{H_2O}}{V_{TG}} = \frac{2.1}{12.724} = 0.168$$

$$V_{N_2} = \frac{V_{N_2}}{V_{TG}} = \frac{9.48}{12.724} = 0.748$$

Obteniendo los % siguientes:

$$V_{CO_2} = 8.4 \%$$

$$V_{H_2O} = 16.8 \%$$

$$V_{N_2} = \frac{74.8}{100.0} \%$$

C A P I T U L O VI

ESTUDIO DEL HORNO PARA LA CALDERA:

a) ELEMENTOS PRINCIPALES DE UN HORNO: (pag. 153. de I)

Los principales elementos de un horno son: Cámara de combustión: u hogar, es donde se ponen en primer contacto el combustible y el comburente. El laboratorio es la parte esencial del horno. Es una cámara propiamente dicha donde se producen los gases de combustión. Los conductos de humos y y chimenea: Los conductos de humos son cuerpos calefactores, es decir son los que transmiten directamente el calor a los cuerpos que se han de calentar como en este caso el agua de la caldera. De una manera secundaria se usan para calentar el agua en el economizador y en el precalentador de aire de la caldera. Al final los gases pasan por la chimenea, hasta que los comunico al exterior.

Pero no todo el calor cedido por el combustible se utiliza para calentar el agua de la caldera, pues hay pérdidas. Si U es la cantidad de calor utilizado por el horno para evaporar el agua y Q el calor que ha sido preciso gastar en el mismo para conseguir el calor U , entonces a la relación $\frac{U}{Q}$ será el rendimiento del horno. (pág. 201 de I).

Del calor Q se pierde por consiguiente en la práctica una cantidad de calor P correspondiente a las pérdidas que existen, que según el principio de la conservación de la energía:

$$Q = U + P \quad \text{de donde} \quad U = Q - P$$

Sustituyendo en la relación del rendimiento se tiene:

$$\eta = 1 - \frac{P}{Q}$$

Para determinar este rendimiento hay que calcular siempre el calor Q además de U o en su defecto las pérdidas P .

El calor Q es el calor latente del combustible y si el rendimiento se calcula tomando como base la unidad de peso de éste, se tiene que Q será igual al Poder Calorífico del combustible.

Se calculará el calor debido a las pérdidas pues es de suma importancia conocerlas para tener una idea más clara del funcionamiento y rendimiento del horno.

b) PÉRDIDAS DE CALOR DEL HORNO:

Las pérdidas principales de un horno y las que interesan en este caso según el combustible que se considera son las siguientes:

- 1.- Pérdidas por el calor sensible de los humos.
- 2.- Pérdidas por el calor latente de los humos, es decir debido al combustible que no se quemó.
- 3.- Pérdidas por radiación y conducción del calor a través de los muros y puertas del horno.

- 1.- Cálculo de las pérdidas por calor sensible de los humos.

Como cada libra de combustible produce V_{hp} pies³ de humos puros y $V_{hp} + (\epsilon - 1) A \frac{1}{2}$ pies³ de humos reales y si C_{pmh} es el calor específico medio de los humos puros y C_{pma} el del aire, las pérdidas por calor sensible serán:

$$P_s = \left[V_{hp} C_{pmh} + (\epsilon - 1) A_m C_{mas} \right] (t - t_0) \quad \text{(pág. 208-1)} \\ (19)$$

Siendo t la temperatura de los humos y t_0 la temperatura a que está el aire en el horno. Simplificando esta fórmula, tomando los calores específicos iguales a 0.34 que difieren muy poco de los valores reales y arreglando los términos se tiene:

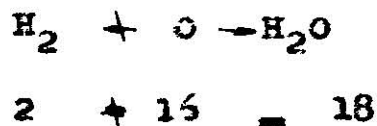
$$P_s = \frac{34 (t - t_0)}{PCI / Vg} \left[1 + (\epsilon - 1) \frac{A_m}{Vg} \right] \quad \text{en } \%$$

Cálculo del PCI del petróleo

El PCI es igual PCS del combustible menos el calor utilizado para la formación del agua (en forma de vapor) en la combustión.

$$\text{Entonces: } PCI = PCS - 9a\lambda$$

de la composición del combustible, el agua que se forma está dada por el % de hidrógeno existente.



Entonces: por cada H_2 se forma $\frac{1}{2} H_2O$

$$\text{Si } H_2 = 0.1105$$

$$W \text{ agua} = 0.1105 \times 9 = 0.9945 \frac{\text{lbs.}}{\text{lbs.}} \text{ combustible}$$

$$\text{Si } \lambda = 1800 \text{ Btu/lb.}$$

$$PCI = 18870 - 9945 \times 1800 = 17800 \frac{\text{Btu}}{\text{lb}}$$

$$PCI = 17800 \text{ Btu/lb}$$

Ahora sustituyendo los valores para este caso:

$$t = 400^{\circ}\text{F} \quad t_0 = 70^{\circ}\text{F} \quad V_g = 180 \text{ p}^3/\text{lb} \quad \xi = 1.15$$

Se tiene:

$$P_s' = \frac{34 (400 - 70)}{178 \times 0/180} \left[1 + (1.15 - 1) \frac{190}{180} \right] = 1.32\%$$

$$P_s' = 1.32\%$$

2.- Cálculo de la pérdida por calor latente de los humos; y rendimiento del horno:

Estas pérdidas son las debidas al combustible que no se quemó en la combustión. La determinación sería muy sencilla si se conociese el análisis de los humos, ya que con éstos se determina su poder calorífico y las pérdidas serían:

$P_2 = V_t \times (\text{PCI})$ en donde V_t es el volumen total de los humos producidos.

Como en este caso no se conocen estos valores dados en la práctica, se harán unas consideraciones relativas a la combustión incompleta, tomando en cuenta la experiencia práctica para determinar el rendimiento que en este estudio sería aproximado.

La combustión es incompleta cuando en los productos de ésta se encuentran también gases combustibles, siendo el más importante el óxido de carbono CO, debido a que no se logró oxidar para formar CO_2 , ya sea por falta de aire, o bien que la combinación química de éstos sea defectuosa. Puede haber además de CO, H_2 , CH_4 u otros hidrocarburos.

Considerando que el combustible tiene W_c lb de carbono por lb. Se lleva a cabo una combustión incompleta cuando sólo se quema xW_c lbs., formándose CO_2 y $(1 - x) W_c$ lbs., quedará nada más como CO . Así que los volúmenes serán:

$$V_{CO_2} = \frac{x W_c}{12} \times \frac{359}{x} \quad (20)$$

$$V_{CO} = (1 - x) \frac{W_c}{12} \times \frac{359}{x} \quad (\text{pág. 131-I}) \quad (21)$$

Ya que cada mol de carbono da 1 mol de CO_2 y también cada mol de C da 1 mol de CO . Si sumáramos estos dos volúmenes, nos dará el volumen de CO_2 que se formaría si ésta fuera completa:

$$V_{CO_2} + V_{CO} = \frac{W_c}{12} \times 359$$

Hay que tomar en cuenta también que a temperaturas muy grandes ($2000^\circ C$) la combustión es menos eficiente, pues las moléculas de CO_2 se descomponen parcialmente en CO , y como ésta es una reacción que absorbe calor (endotérmica) hace que la temperatura de la combustión disminuya.

En este caso se utilizarán los datos de % de CO_2 que fueron obtenidos teóricamente, además de los datos obtenidos en la práctica, dados por experiencia de fabricantes.

En la combustión del petróleo crudo tenemos % CO_2 teórico es de 13.8%, y en la práctica este valor se logra de 11 a 12 %; Se considerará 12% de CO_2 . Así que el rendimiento será:

$$\eta_h = \frac{\% \text{ CO}_2 \text{ práctico} \times 100}{\% \text{ CO}_2 \text{ teórico}}$$

$$\eta_h = \frac{12.0 \times 100}{13.8} = 87\%$$

Y las pérdidas por calor latente sería de 13%.

Estas pérdidas determinan el rendimiento del horno.

Así que:

$$\eta_h = 87\%$$

3.- Pérdidas por conducción y radiación del calor por los muros y puertas del horno.

Todos los métodos que se usan para la determinación de estas pérdidas son bastante inseguros. En la mayor parte de los casos no se hace su determinación directa sino que se obtiene por diferencia entre el calor útil y las demás pérdidas.

Para determinar estas pérdidas de los datos que da R. Mariño, de los ensayos que se han hecho para la determinación de estas pérdidas, varían con la superficie de calefacción y tipo de caldera. Para este caso las pérdidas son del orden de 6%

(pág. 212 de I)

e) Rendimiento de la caldera

Conociendo las pérdidas principales se puede llegar a conocer el rendimiento de la caldera en la forma siguiente:

$$\eta_c = (100 - P_r) \% \quad (21)$$

Si las pérdidas obtenidas son

| | |
|---|---------|
| Pérdidas por calor sensible de los humos: | 1.32 % |
| Pérdidas por calor latente de los humos: | 13.0 % |
| Pérdidas por radiación y conducción: | 6.0 % |
| | <hr/> |
| | 20.32 % |

La eficiencia total será:

$$\eta_c = 100 - 20.32 = 79.68 \%$$

Es razonable este valor, pues está dentro de las especificaciones para este tipo de calderas y combustible, además está muy aproximado al que se busca de 80%.

C A P I T U L O VII

CLASIFICACIÓN DE LA TEMPERATURA DE LOS GASES

Se llama temperatura total de combustión a la temperatura a que saldrían los gases o productos de la combustión en el caso de no haber pérdidas. Ahora bien, como en la práctica si hay pérdidas, la temperatura a que salen los humos del laboratorio, es menor que la total de combustión. A esta temperatura se le conoce como Temperatura de salida y es aproximadamente igual en todos los puntos del horno.

(pág. 163 - I)

El cálculo de la temperatura de régimen es muy complicado debido a que intervienen muchas variables, sin embargo por los métodos dados por Hottel y Wohlenberg se obtienen resultados bastante aproximados, cuando se trata de hornos para calderas de vapor, que es lo que se trata en este estudio.

El peso de los productos de la combustión por cada unidad de peso de combustible será aproximadamente:

$$W_g = 1 + \xi A_m$$

En donde

ξ = coef. de exceso de aire y

A_m = aire real necesario para la combustión.

El calor cedido por el combustible está afectado por un factor η debido a que solamente (ηPCI) es lo que se aprovecha realmente en la calefacción de la caldera. El calor que realmente se aprovecha, una parte ηPCI se transmitirá por

radiación y solo $(1 - \sigma) \eta_{PCI}$ se empleará en elevar la temperatura de los gases de combustión. el coeficiente σ se conoce por experiencias de calderas ya construídas.

Si C_{pnh} es el calor específico medio de los humos por unidad de peso. Se debe verificar:

$$(1 - \sigma) \eta_{PCI} = (1 - \epsilon_{Am}) C_{pnh} (t - t_1) \quad (22)$$

Siendo t la temperatura de régimen, y t_1 la del aire. Si consideramos para C_{pnh} un valor medio de 0.24 por unidad de peso (pág. 164 - I) quedará.

$$t = t_1 + \frac{\eta (1 - \sigma) PCI}{(1 - \epsilon_{Am}) 0.24} \quad (23)$$

El valor σ para calderas de hogar interior (basándose en el R. Mariño) varía de 0.25 a 0.30 (pág. 164 de I)

Para este caso se tienen los siguientes valores:

$$PCI = 17800 \text{ Btu/lb} \quad \eta_h = 87\%$$

$$\sigma = 0.28 \quad \epsilon = 1.15$$

$$Am = 15.40 \text{ lb/lb comb.} \quad t_1 = 70^\circ$$

$$t = 70^\circ + \frac{0.87 (1 - 0.28) 17800}{(1 - 1.15 \times 15.4) 0.24} =$$

$$T_R = 2550^\circ F$$

$$T_R = 1380^\circ C$$

C A P I T U L O VIII

VOLUMENES DE FLENO:

a) Cálculo teórico:

Se calculará primeramente la cantidad de combustible por segundo.

Tenemos la cantidad de petróleo:

$$C = 2500 \text{ lb/hra.}$$

Así que:

$$C' = \frac{2500}{60 \times 60} = 0.697 \text{ lbs/seg.}$$

Si se toma por C' a las lbs. de petróleo crudo que se queman por segundo y V'_g el volumen total de gases producidos, haciendo la corrección a la temperatura del hogar.

Si A es el área media del laboratorio, l la longitud de la llama y v la velocidad de la misma.

Se tiene: (pág. 228 - I) (24)

$$AV = C' V'_g$$

El tiempo t que el combustible emplea en quemarse es:

$$t = \frac{l}{v} \text{ seg y llamando al tiempo necesario}$$

para que el combustible se quemara por completo, se debe tener:

$$\frac{l}{v} \geq t_0 \quad \text{ó} \quad v \leq \frac{l}{t_0}$$

Substituyendo v en la ecuación (24) tendremos:

$$AV = t_0 C' V'_g$$

Carga del hogar se llama al número de Btu producidos por hora y pies³ de llama, es decir:

$$w = \frac{3600 (\text{PCI}) \times A_1}{A_1}$$

Sustituyendo el valor de A₁:

$$w = \frac{3600 \times (\text{PCI})}{t_0 \times V_g^t}$$

El tiempo necesario para que haya combustión completa se ha visto que es alrededor de 0.16 seg. (pág 229 de I)

si PCI del petróleo es = 17800 Btu/lb (ya calculado)

$$\text{Y si } V_g = 180 \text{ p}^3/\text{lb}$$

Corrigiendo V_g^t para T = 2580°_F

$$V_g^t = \frac{V_g (460 + T)}{460} = \frac{180 (460 + 318)}{460} = 1420 \text{ p}^3/\text{lb}$$

Sustituyendo en A₁

$$A_1 = 0.16 \times 0.697 \times 1420 = 158 \text{ ft}^3$$

$$V_h = 158 \text{ ft}^3$$

Y la carga del hogar valdrá:

$$w = \frac{3600 \times 17800}{0.16 \times 1420} = 282,000 \frac{\text{Btu}}{\text{p}^3/\text{hr.}}$$

b) QUINTO EJEMPLO

En la práctica se hace de una manera diferente, es decir: según el tipo de caldera y el combustible usado, determinando la liberación de calor del horno por hora y por pie³, y que para el efecto, del "Mechanical Engineers Handbook" pag 1396 se obtiene para petróleo crudo una liberación de calor de

$$q' = 45000 \text{ ta/pie}^3/\text{hra.}$$

Entonces el volumen del horno será

$$V_h = \frac{\text{Calor absorbido por el agua}}{\sqrt{\text{x liberación de calor horno}}} \quad (25)$$

$$V = \frac{32,000 (1318.5 - 153)}{0.80 \times 45,000} = 1080 \text{ pies}^3$$

$$\text{Volumen del horno} = 1080 \text{ pies}^3$$

Cuando se usa gas natural como combustible, el volumen del horno necesario, es más pequeño que el obtenido, así que el caso que se trata es el más crítico, es decir cuando se usa petróleo crudo.

c) Dimensiones: Las dimensiones del horno se harán tomando como base el volumen del horno obtenido (prácticamente), dando las siguientes medidas:

Si se toma que el quemador para el hogar, no estará enfrente de los tubos sino a un lado de éstos, y tomando como diámetro máximo del quemador (para cuando se use gas) 3 pies; las dimensiones son: 6' de ancho x 12' de alto y 15' pies de profundidad, viéndolo desde el quemador.

$$V = 6' \times 12' \times 15' = 1080 \text{ pies}^3$$

C A P I T U L O IX

a) QUANTIDAD DE CALOR RADIADO EN EL HORNO

Al calcular la temperatura del régimen, se calculó la cantidad de calor radiado en el horno, cuya ecuación es la siguiente:

$$Q_r = \sigma \eta \dot{V}_c \text{ (PCI)} \quad (26)$$

En donde:

σ = parte de calor total que es radiado

$\sigma = 0.28$ ya obtenido

η = rendimiento del horno

\dot{V}_c = cantidad de combustible en lb/hra.

PCI = poder calorífico inf. del combustible. $\frac{\text{Btu}}{\text{lb}}$

si que sustituyendo valores para este caso, se tiene:

$$Q_r = 0.28 \times 0.87 \times 2500 \times 17800 = 11 \times 10^5 \text{ Btu/hra.}$$

$$Q_r = 11 \times 10^6 \text{ Btu/hra.}$$

Ahora si se conoce la cantidad de calor absorbido por el agua por unidad de área y en una hora, se puede conocer el área de calefacción para las paredes del horno.

Considerando la fórmula de transmisión de calor por

contacto:

$$q = \alpha S h (t_1 - t_2)$$

en donde:

- α = coef. de transmisión por radiación
- s = sup. de calefacción
- T_1 = temperatura del fluido
- t_a = temperatura de la pared
- h = tiempo en horas.

El problema para este cálculo estriba en la determinación del coeficiente de transmisión, sin embargo, considerando que los humos o productos de la combustión están constituidos esencialmente por vapor de agua y CO_2 , se pueden calcular los coeficientes para estos compuestos, mediante las fórmulas simplificadas de H. Schwiedessen y que nos dan una aproximación muy buena. (pág. 325 - de I)

$$q_{CO_2} = \sqrt[3]{p s} [6180 - 30.25t + 0.0513 t^2] \frac{\text{cal}}{\text{m}^2 \text{hra.}} \quad (28)$$

$$q_{H_2O} = a p^{0.8} s^{0.6} [11320 - 46.5 t + 0.177 t^2] \frac{\text{cal}}{\text{m}^2 \text{hra.}} \quad (29)$$

Y considerando que la transmisión por radiación se podría determinar como una transmisión por contacto equivalente, ya que el calor radiado en el horno puede transmitirse por contacto suponiendo un coeficiente de transmisión equivalente. Este coeficiente sería ficticio.

Tomando en cuenta esto, la transmisión del calor se po-

drá considerar como transmisión por contacto, cuyo coeficiente de transmisión será:

$$\alpha_R = \alpha_{CO_2} + \alpha_{H_2O}$$

H. Schwiedessen determina estos coeficientes por las fórmulas siguientes:

$$\alpha_{CO_2} = a \sqrt[3]{ps} \left[0.0513 (t_h + t_p) + 30.25 \right] \frac{cal}{m^2 h ^\circ C} \quad (30)$$

$$\alpha_{H_2O} = a p^{0.8} \times R^{0.6} \left[0.107 (t_h + t_p) + 40.5 \right] \frac{cal}{m^2 h ^\circ C} \quad (31)$$

En donde:

- a = grado de negrura de la superficie sobre la cual radia el gas.
- p = presión parcial en atmósferas.
- R = espesor de la flama en mts.
- t_h = temperatura de los gases de combustión.
- t_p = temperatura de la pared.

entonces calculando el coeficiente ya se puede obtener un valor unitario.

El factor "a" se determina por similitud en ejemplo que trata el artículo, variando en 0.6-0.8.

La presión parcial en atmósferas será en valor numérico igual al % de CO₂ o de H₂O que se obtenga al hacer el análisis de los humos. Será igual al % pues el horno está comunicado con la atmósfera por medio de la chimenea. En la práctica se obtiene más o menos 12% CO₂ y 17.5% H₂O en los humos para el combustible usado.

Se harán estos cálculos utilizando el sistema métrico por no disponer de datos en el sistema inglés.

Para determinar el espesor de la llaña de la tabla VIII (pág 318 de I) da un coeficiente de reducción del horno para la forma de paralelepípedo de 6' x 12' x 15' de 0.6

Así que:

$$S = 0.6 \times \frac{6'}{3.28} = 1.1 \text{ mts.}$$

La temperatura t_h será la t. teórica del horno ya obtenida y que resultó de 1380°C.

La temperatura de la pared no podrá ser mayor que la temperatura de saturación pues en estos tubos siempre habrá líquido saturado. Esta temperatura es de 470.95° o 205°C.

Sustituymos valores:

$$\alpha_{CO_2} = 0.6 \sqrt[3]{0.12 \times 1.1} \left[0.0513 (1380 + 205) - 30.25 \right]$$

$$\alpha_{CO_2} = 15.3 \text{ cal/m}^2\text{°C} \text{ hra.}$$

$$\alpha_{H_2O} = 0.6 \times 0.175^{0.8} \times 1.1^{0.6} \left[0.107 (1380 + 205) - 46.5 \right]$$

$$\alpha_{H_2O} = 22.3 \text{ cal/m}^2\text{°C} \text{ hra.}$$

$$\alpha_R = 15.3 + 22.3 = 38.6 \frac{\text{cal}}{\text{m}^2\text{°C} \text{ hra.}}$$

Convirtiendo el valor calculado al sistema inglés se tendrá:

$$\alpha_e = \frac{38.6 \times 3.968}{3.28^2 \times 1.8} = 7.8 \frac{\text{Btu}}{\text{pie}^2\text{°F} \text{ hra.}}$$

Ahora si, calculando el calor unitario considerando una transmisión por contacto equivalente:

$$\alpha_r = 7.8 \frac{\text{Btu}}{\text{pie}^2 \text{ } ^\circ\text{F} \text{ hora.}} \quad s = 1 \text{ pie}^2$$

$$h = 1 \text{ hora} \quad t_i = 2385^\circ\text{F}$$
$$t_a = 410^\circ$$

Sustituyendo:

$$q = 7.8 \times 1 \times 1 (2385 - 410^\circ\text{F})$$

$$q = 16,900 \frac{\text{Btu}}{\text{pie}^2 \text{ hora.}}$$

Si el calor radiado en el horno ya obtenido es

$$Q_R = 11 \times 10^6 \text{ Btu/ hora.}$$

La superficie de calefacción para las paredes será:

$$s_p = \frac{11 \times 10^6}{16,900} = 650 \text{ pies}^2$$

b) CALCULO DEL NUMERO DE TUBOS

Considerando para esta superficie tubos de 3" de diámetro, propios para este caso, se hará el diseño propiamente quedando el número de tubos y la longitud de ellos, como sigue:

Ver dibujo No (D - 1) para mayor claridad.

| No del tubo | Long pies | Cantidad de tubos | Sup. de Calefac. pies ² |
|--------------------|--------------|-------------------------|--|
| 1 - A | 8 | 21 | 132 |
| 1 - B | 12 | 21 | 198 |
| 1 - C | 8 | 21 | 132 |
| Q - 1 | 25'5" | 1 | 20.0 |
| Q - 2 | 23'5" | 1 | 18.5 |
| Q - 3 | 19'7" | 1 | 15.5 |
| C - 4 | 16' | 1 | 12.5 |
| Q - 5 | 15'6" | 1 | 12.0 |
| Q - 6 | 14 | 1 | 11.0 |
| F - 1 | 25'5" | 1 | 20.0 |
| F - 2 | 24'5" | 1 | 19.5 |
| F - 3 | 21'7" | 1 | 17.05 |
| F - 4 | 19' | 1 | 15.0 |
| F - 5 | 16 | 1 | 12.5 |
| F - 6 | 14 | 1 | 11.0 |
| T O T A L : | | | 644 pies² |

Como es lógico, en el diseño para estos casos, se obtiene un error el cual se permite siempre y cuando no sea muy grande.

Los tubos (1 - A) son los que salen del domo superior y están separados en centros 10" así que hay un espacio libre entre ellos de 7". Como se usan tubos rectos la unión entre el tubo (1-A y el (1 - C) se hará por medio de un cabezal de sección cuadrada, teniendo 9" por lado.

Iguales para

la unión del (1 - C) y (1 - B) se utilizará cabezal de 9" x 9" teniendo una pendiente de 5° en sentido longitudinal para poder purgar cuando sea necesario.

Ver dibujo D - 1 para mayor claridad.

C A P I T U L O X

SUPERFICIE DE CALFACCION EN LA CALDERA:

Para resolver este problema hay 2 criterios principales a seguir:

1o.- Suponiendo conocidas las superficies de calefacción, utilizando el método de similitud. (Dato que se puede obtener por la experiencia práctica de las casas constructoras) y comprobando si las temperaturas de los gases de combustión salen de la caldera a una temperatura conveniente según la práctica. Estos cálculos deberán hacerse en forma de tanteos pues si la temperatura de salida sale muy grande o muy pequeña habrá que aumentar o reducir la superficie de calefacción.

2o.- Suponiendo el diseño de temperaturas de los gases de combustión (datos que pueden obtenerse de la práctica) calcular la superficie de calefacción, teniendo conocidas las dimensiones de los tubos y su colocación en cada paso.

En este trabajo se calculará según el primer criterio, es decir, teniendo conocida la superficie de calefacción se procederá a calcular la caída de temperatura de los gases de combustión.

CAIDA DE TEMPERATURA DE LOS GASES DE COMBUSTION.

a) Obtención de la ecuación (pág. 332 de I)

La temperatura del agua y del vapor en el interior de una caldera, permanece constante en cualquier punto de la misma. En cambio los gases de combustión tienen una temperatura elevada al entrar a los espacios entre los tubos de la caldera

y conforme van avanzando los gases en su trayectoria van cediendo calor al agua y vapor y van bajado su temperatura.

Si se representa la temperatura de los gases y del agua como ordenada en un sistema de 2 ejes rectangulares y como abcisas la superficie de calefacción de la caldera en donde t_1 es la temperatura de los gases más calientes, t_2 la temperatura de los gases más fríos y t_a la temperatura de saturación del vapor, se tendrá la gráfica siguiente:

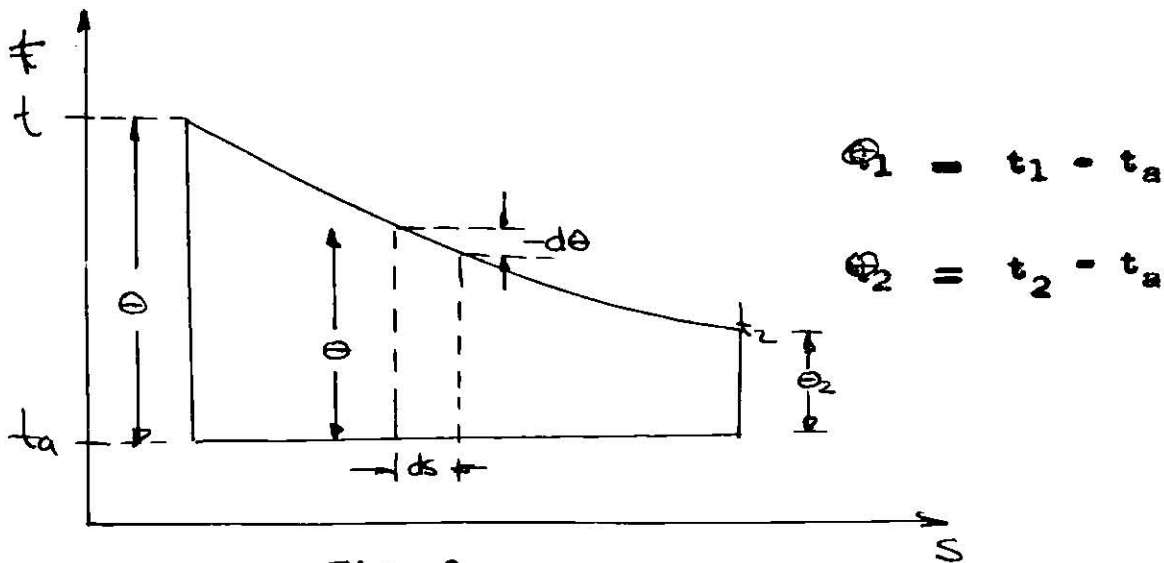


Fig. 3

En un punto intermedio se considera una superficie elemental de calefacción ds . Para esta superficie de calefacción la diferencia de temperatura entre los gases y el agua es θ y la caída de temperatura que sufren los gases al pasar por esta superficie es $-d\theta$ (el signo se debe a que al aumentar S disminuye θ)

Llamando d_q a la cantidad de calor que pasa a través de la superficie ds por hora, se tendrá:

$$d_q = \alpha \Theta ds \quad (32)$$

En donde:

α es el coeficiente de transmisión de la caldera.

Este calor deberá ser proporcionado por el calor de los gases de combustión dado por

$$d_q = W_g C_g d\Theta \quad (33)$$

En donde:

W_g = cantidad de gases de combustión por hora.

C_g = calor específico a presión constante de los gases a la correspondiente temperatura.

Igualando:

$$\alpha \Theta ds = - W_g C_g d\Theta$$

Separando variables e integrando, nos queda:

$$\ln \Theta \Big|_{\Theta_1}^{\Theta_2} = - \frac{\alpha S}{W_g C_g} \Big|_0^S$$

En donde

$$\ln \Theta_2 = \ln \Theta_1 - \frac{\alpha S}{W_g C_g} \quad (34)$$

b) CALCULO DE LA CAIDA EN EL PRESENTE CASO:

Como esta caldera tiene sobrecalentador, éste también le va a quitar temperatura a los gases, así que se aplicará la ecuación obtenida en la forma siguiente:

El proceso que seguirán los gases, se puede mostrar en el diagrama siguiente:

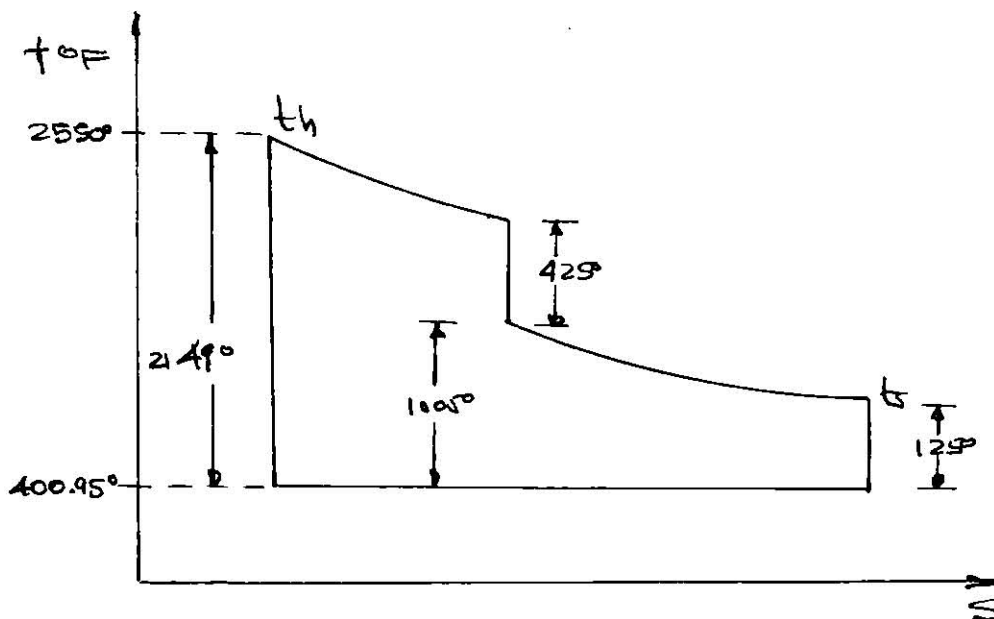


Fig. 4

Para calcular la caída de temperatura del horno hasta antes de entrar al sobrecalentador se considerará el coeficiente de transmisión el mismo que se obtuvo mediante las fórmulas de H. Schwiedessen y que se utilizó para calcular la superficie del horno. Se considerará el mismo coeficiente pues las condiciones son idénticas.

Así que aplicando la ecuación (34)

$$2.3 \log \theta_2 = 2.3 \log \theta_1 - \frac{\Delta S}{W_g C_g}$$

La superficie de calefacción en este paso es igual a 1570 pies². Más adelante se presentará el diseño y colocación de los tubos.

Si $W'g = 15.28$ lbs/lb comb. y si se queman realmente 2500 lbs. de combustible por hora los gases de combustión serán:

$$Wg = 15.28 \times 2500 = 38200 \frac{\text{lbs.}}{\text{hra.}}$$

De la (pág 464 de VIII) se obtiene el calor específico de estos gases a la temperatura de 2550^oF. Este calor específico es el resultado de la suma de los calores específicos de cada constituyente obtenidos proporcionalmente al porcentaje que se encuentran en los gases de combustión, resultando igual a 0.305 Btu/lb^oF.

$$\text{Y si } \alpha = 7.8 \text{ Btu/pie}^2 \text{ }^{\circ}\text{F hora. (ya calculado)}$$

Así que sustituyendo en la ecuación (34)

$$2.3 \log \theta_2 = 2.3 \log (2550 - 401) - \frac{7.8 \times 1570}{38200 \times 0.305}$$

$$2.3 \log \theta_2 = 7.661 - 0.427 = 7.234$$

$$\theta_2 = 1430^{\circ}\text{F}$$

Ahora para calcular la caída de temperatura de los gases de combustión al pasar por el sobrecalentador se determinará el calor que necesitará el vapor para elevar su temperatura 200^oF y que deberá ser proporcionada por los mismos gases o humos.

El calor necesario se obtendrá aplicando la ecuación:

$$Q = \frac{W (h_v - h_s)}{\eta} \quad (35)$$

En donde:

h_v = entalpia del vapor a las condic. de
250 psi y 600.95°F

h_s = entalpia del vapor saturado a 250

η = rendimiento de la caldera.

W = cantidad de vapor por hora.

Así que sustituymos:

$$Q = \frac{32000 (1318.5 - 1201.1)}{0.80} = 4700 \times 10^3 \frac{\text{Btu}}{\text{hra.}}$$

Conociendo este calor, el descenso de temperatura que sufrirán los gases para proporcionar este calor será.

$$\Delta T = \frac{Q}{C_g \times W_g} \quad (36)$$

En donde:

Q = calor cedido por los gases.

C_g = calor específico de los gases a la temperatura de 1430°F obtenido de la (pág. 464 de VIII)

W_g = cantidad de gases de combustión

Sustituyendo:

$$\Delta T = \frac{4700 \times 10^3}{38200 \times 0.29} = 425^\circ\text{F}$$

$$\Delta T = 425^\circ\text{F}$$

Así que según diagrama (Fig. 4)

Se tendrá:

$$\theta_3 = \theta_2 - \Delta T = 1430 - 425 = 1005^\circ F$$

Ahora falta calcular la caída de temperatura que sufrarán los gases al pasar por el último paso de tubos hervidores.

Para esto hay la necesidad de calcular el coeficiente de transmisión de esta superficie compuesto por un coeficiente de radiación α_r equivalente a conducción y que se calculará según las es (30 y 31) (fórmulas de H. Schwiedessen), por un coeficiente de transmisión por contacto α_c de los humos, al haz de tubos y por un coeficiente α_p de transmisión de la pared del tubo al agua.

Así que el coeficiente de transmisión total será:

$$\alpha = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_r + \alpha_c} + \frac{1}{\alpha_p}} \quad (37)$$

(Este cálculo se hará en el sistema métrico por carecer de datos en el sistema usado).

Para el espesor S , de las tablas de la pág. (318 de I) da un factor de corrección para colocación de los tubos en forma rectangular y separación de los tubos igual a su diámetro.

$$f = 3.4 \quad d = 2" = 0.0508 \text{ ms.}$$

Así que:

$$S = f \times d = 3.4 \times 0.0508 = 0.172 \text{ mt.}$$

El % de CO_2 es de 12% y el % del agua es de 17.5%

La temperatura t_g será igual a (800°C) y t_p será la temperatura de la pared de los tubos la cual se toma 19°C más alta que la temperatura del agua: (224°C) (pág. 364 - I)

Y si el factor de emisividad se considera de 0.6 luego:

$$\alpha_{\text{CO}_2} = 0.6^3 \sqrt{0.12 \times 0.172} [0.0513 (1024) - 30.25]$$

$$\alpha_{\text{CO}_2} = 3.75 \frac{\text{cal}}{\text{m}^2\text{h}^\circ\text{C}}$$

$$\alpha_{\text{H}_2\text{O}} = 0.6 \times \frac{0.175^{0.8}}{0.172^{0.6}} [0.107 (1024) - 46.5]$$

$$\alpha_{\text{H}_2\text{O}} = 3.5 \frac{\text{cal}}{\text{m}^2\text{h}^\circ\text{C}}$$

Así que:

$$\alpha_R = \alpha_{\text{CO}_2} + \alpha_{\text{H}_2\text{O}} \quad (38)$$

$$\alpha_R = 7.25 \frac{\text{cal}}{\text{m}^2\text{h}^\circ\text{C}}$$

Del gráfico No 4 (a) Lámina XIII de(I)

se obtiene el coeficiente por contacto, para haces de tubos en alineación rectangular, para una velocidad de 12 m/seg propia para estos casos de un valor de

$$\alpha_c = 42.75 \text{ cal/m}^2\text{h}^\circ\text{C}$$

El coeficiente α_p de transmisión de la pared interior del tubo al agua se determina mediante el gráfico #2 Lámina XIII, en función de la carga específica de la caldera y que para este caso es:

$$C E = \frac{32000 (1318.5 - 153)}{7.87 \times 420} = 11,100 \frac{\text{Ptu}}{\text{pie}^2 \text{ hora.}}$$

$$C E = 55,000 \text{ cal/m}^2\text{hora.}$$

Con este valor se obtiene $d_p = 4,000 \frac{\text{cal}}{\text{m}^2\text{h}^\circ\text{C}}$

Se sustituye en la ecuación (37)

$$K = \frac{1}{\frac{1}{50} + \frac{1}{4,000}} = \frac{1}{0.02 + 0.00025}$$

$$K = 50 \frac{\text{cal}}{\text{m}^2\text{h}^\circ\text{C}} = 10 \frac{\text{Btu}}{\text{pie}^2\text{ }^\circ\text{F hora}}$$

La superficie de calefacción en estos haces de tubos es igual a 3260 pies². El calor específico de los gases a la temperatura de 1055°F es 0.32 obtenido de la pág (464 de VIII)

Sustituyendo en la ecuación: (34)

$$\text{Se tendrá: } 2.3 \log \theta_4 = 2.3 \log 1055^\circ\text{F} - \frac{10 \times 1690}{3260 \times 0.32}$$

$$2.3 \log \theta_4 = 6.310 - 1.49 = 4.82$$

$$\log \theta_4 = 2.096$$

$$\theta_4 = 125^\circ\text{F}$$

Entonces la temperatura de salida de los gases será de:

$$t_2 = 471 + 125 = 526^\circ\text{F}$$

Temperatura que está dentro de lo normal para este tipo de calderas.

c) DISEÑO Y NÚMERO DE TUBOS PARA LA CALDERA

Si la superficie total de caldeo considerado es del 4200 pies² y al diseñar las paredes del horno se obtienen -- 644 pies². Tenemos en total 3556 pies² y que hay que distribuirlos para la evaporación del agua.

Por especificaciones para este tipo de caldera se considera que tanto las hileras que están antes e inmediatamente después del sobrecalentador deberán tener los tubos en diámetro de 3" y los restantes pueden ser de 2" a 2.5" de diámetro. Tomando en cuenta esto, se hizo la distribución y diseño de los tubos obteniendo en resumen lo siguiente:

Ver dibujo No (D - 1)

Como referencia

| No. del tubo | Long. en pies | Diámetro del tubo en " | Cantidad | Area Calificación pies ² |
|--------------|---------------|------------------------|----------|-------------------------------------|
| 2 - A | 12 | 3 | 5 | 38 |
| 2 - B | 11 | 3 | 5 | 43 |
| 2 | 13 | 3 | 21 | 215 |
| 2 - H | 10 | 3 | 32 | 250 |
| 3 | 7'6" | 3 | 32 | 190 |
| 4 | 8 | 2 | 50 | 210 |
| 5 | 9 | 2 | 50 | 235 |
| 6 | 9 | 2 | 50 | 235 |
| 7 | 9'6" | 2 | 50 | 245 |
| 8 | 10 | 2 | 50 | 260 |
| 9 | 10'6" | 2 | 50 | 275 |
| 10 | 12 | 2 | 50 | 310 |
| 11 | 12'6" | 2 | 50 | 325 |
| 12 | 13 | 2 | 50 | 335 |
| 13 | 15 | 2 | 50 | 390 |

Los tubos Nos 2, 2-H y 3 están separados en sus filas respectivas, 6 pulgadas entre centros, así que entre caras tendrán 3" repartidas a lo largo del domo, 32 tubos.

Los demás tubos están separados en sus filas respectivas 4" entre centros, habiendo un espacio entre ellos de 2" 5 tubos a lo largo del domo.

d) DIAMETROS DE LOS DOMOS SUPERIOR E INTERIOR

Para obtener las dimensiones de los domos el método que se utilizará será por similitud a generadores de vapor ya contruidos para la capacidad más o menos como la calculada.

Del texto "Calderas de Vapor" de H. Böh pág. 95, se tiene una tabla que da el diámetro de los domos en función de la superficie de calefacción. Para este caso se obtiene un diámetro de 4' para el superior y 3' para el domo inferior. Considerando la longitud del horno necesario y distribución de los tubos obtenemos una longitud de los domos igual a 18.5 pies. El espesor se obtendría teniendo en cuenta el código de Calderas de Vapor de la ASME y que recomienda la fórmula siguientes:

$$t = \frac{P \times D_m}{2S} + C \quad (38-a)$$

En donde:

P = Presión máxima permisible en lb/in²

D_m = Diámetro medio en pulgadas medido antes de hacer la corrección para corrosión.

S = esfuerzo máximo de trabajo a la temperatura de trabajo en lb/in².

C = Adición en pulgadas para tomar en cuenta el efecto de corrosión.

Igualmente la ASME recomienda usar la fórmula siguiente para determinar el espesor de los cabezales o fondos esféricos del domo.

$$t = \frac{P D_m}{4 S} + C \quad (38 - B)$$

cuyos factores están ya definidos anteriormente.

Calculando estos espesores:

Según el código de la ASME para acero usado en calderas de vapor, el esfuerzo último a la tensión de variar entre 55,000 a 70,000 psi, según el espesor.

Considerando un esfuerzo último a la tensión para este caso de 60,000 psi y si F.S. igual 5, el St será 12,000 psi.

Tomando como adición para la corrosión de $C = \frac{1}{4}$ "

Para el domo superior: de la ecuación (38-A)

$$t = \frac{250 \times (48 + t)}{2 \times 12,000} + 0.25 = 0.755"$$

Así que el espesor será de $\frac{3}{4}$ "

Para los casquetes esféricos: de la ecuación (38-B)

$$t = \frac{250 \times (48 + t)}{4 \times 12,000} + 0.25 = 0.505"$$

El espesor será de $\frac{1}{2}$ "

Para el domo inferior: (ecuación 33-A)

$$t = \frac{250 \times (36 + t)}{2 \times 12,000} + 0.25 = 0.62"$$

El espesor será de $\frac{5}{8}$ "

Para los casquetes esféricos: de la ecuación (38-B)

$$t = \frac{250 \times (36 + t) + 0.25}{4 \times 12,000} = 0.45"$$

El espesor será de $\frac{1}{2}$ "

Los diámetros de los domos, se comprobarán según (pág 15-28 de III) que para una caldera de este tipo da los rangos.

| | |
|---------------|----------------------------|
| Lomo Superior | 42 a 66 pulgadas de ϕ |
| Lomo Inferior | 36 pulgadas de ϕ |

C A P I T U L O X I

CÁLCULO AL PUNTO DE ELEVACIÓN DEL VAPOR:

El calor total que absorbe el vapor según la ecuación (35), es de 4700×10^3 Btu/hra. Este calor es el necesario para elevar 200°F el vapor saturado a 250 lbs/pulg².

Si las temperaturas de los gases a la entrada y salida del sobrecalentador obtenidas en cálculos anteriores son:

$$t_{\text{entrada}} = 1830^{\circ}\text{F} \quad t_{\text{salida}} = 1405^{\circ}\text{F}$$

La superficie de calefacción se obtendrá por la ecuación siguiente:

$$Q_s = K S D_m \quad (39)$$

En donde:

Q_s = calor absorbido por el vapor

K = coeficiente total de transmisión

D_m = Diferencia media de temperaturas entre el agua de la caldera y los gases de combustión.

S = Superficie de calefacción.

La diferencia media de temperaturas se obtiene mediante la fórmula:

$$D_m = \frac{D_1 - D_2}{\ln \frac{D_1}{D_2}} \quad (40)$$

En donde:

D_1 = Diferencia de temperaturas entre los gases más calientes y el vapor saturado

D_2 = Diferencia de temperaturas entre los gases más fríos y el vapor sobrecalentado.

Sustituyendo para este caso:

$$D_1 = 1831 - 401 = 1430^{\circ}\text{F}$$

$$D_2 = 1406 - 601 = 805^{\circ}\text{F}$$

Así que:

$$D_m = \frac{1430 - 805}{2.3 \log \frac{1430}{805}} = 1080^{\circ}\text{F}$$

El coeficiente de transmisión se calculará por las ecuaciones (30 y 31) fórmulas de H. Schwiedessen. Si los tubos son de 1" = 0.0254 mt. El espesor medio de los gases será:

$$S = 3.5 \times 0.0254 = 0.089 \text{ mt.}$$

Considerando un factor de emisividad de 0.6 y una temperatura media de las paredes de los tubos de 300°C . La temperatura media de los gases es:

$$t_m = \frac{1831 + 1406}{2} = 1618^{\circ}\text{F}$$

$$t_m = 875^{\circ}\text{C}$$

Sustituyendo en las ecuaciones (30 y 31)

$$\begin{aligned} \alpha_{\text{CO}_2} &= 0.63 \sqrt{0.105 \times 0.089} [0.0513 (1175) - 30.25] \\ \alpha_{\text{CO}_2} &= 6.8 \text{ cal/m}^2\text{h}^{\circ}\text{C} \end{aligned}$$

$$\alpha_{H_2O} = 0.6 \times 0.175^{0.8} \times 0.089^{2.6} [0.107 (1175) - 46.5]$$

$$\alpha_{H_2O} = 9.5 \text{ cal/m}^2\text{h}^\circ\text{C}$$

$$\alpha = 6.8 + 9.5 = 16.3 \text{ cal/m}^2\text{h}^\circ\text{C}$$

El coeficiente de transmisión por contacto entre la pared de los tubos y los gases de combustión se obtienen del gráfico 4 a (lámina XIII de I) para una velocidad de 12 m/seg es:

$$\alpha_c = 47 \text{ cal/m}^2\text{h}^\circ\text{C}$$

Y el coeficiente de transmisión entre la pared interior del tubo y el vapor sobrecalentado se puede obtener del gráfico 4b (lámina XIV de I) si la velocidad del vapor es de 20 mts/seg. longitud media de los tubos de 20 mts. (65 pies) y temperatura media del vapor de 300°C.

$$\alpha_p = 600 \text{ cal/m}^2\text{h}^\circ\text{C}$$

Sustituyendo en la ecuación (37)

$$K = \frac{1}{\frac{1}{16.3 + 47} + \frac{1}{600}} = 57 \frac{\text{cal}}{\text{m}^2\text{h}^\circ\text{C}}$$

Convirtiendo al sistema inglés

$$K = 11.5 \frac{\text{Btu}}{\text{pie}^2\text{h}^\circ\text{F}}$$

Así que la superficie de calefacción será:

$$S = \frac{4700 \times 10^3}{1080 \times 11.5} = 380 \text{ pies}^2$$

Ahora bien, como el volumen específico del vapor en estas condiciones es de 2.427 pies³/lb, la sección necesaria del sobrecalentador para una velocidad de 20 m/seg, 65 pies/seg será:

$$\frac{2.427 \times 32000}{3600 \times 65} = 0.33 \text{ pies}^2$$

Y si el diámetro de los tubos es de 1" cuya sección equivale a 0.00542 pies².

Así que se necesitarán:

$$\frac{0.33}{0.00542} = 60 \text{ serpentines}$$

La superficie de cada serpentín deberá ser:

$$S = \frac{A \text{ total}}{\text{No. Serpent.}} = \frac{380}{60} = 6.35 \text{ pies}^2$$

La longitud de cada serpentín será:

$$l = \frac{6.35}{\times \frac{1}{12}} = 25 \text{ pies.}$$

La forma y colocación de éstos se ve claramente en los dibujos correspondientes. (D - 3)

Si se colocan haces de 3 serpentines por cada 7", ocuparán 20 espacios y la longitud necesaria de los domos del sobrecalentador será 18.5 pies cuyos diámetros son: 12" para el inferior y 6" para el superior. Obtenidos por similitud para calderas de este tipo y casa fabricante.

C A P I T U L O VII

PERDIDAS DE CARGA DE LOS HUMOS EN LOS TUBOS Y CONDUCTOS DE LA CALDERA:

La transmisión del calor de los gases de combustión a las superficies de caldeo es tanto mejor cuanto mayor sea su velocidad. El paso de los humos a través de los tubos o conductos estrechos cuando la velocidad es considerable hace aumentar mucho la pérdida de presión de los humos, debido al fuerte rozamiento en las superficies de caldeo.

Además del rozamiento son causa de pérdidas de carga, los cambios de dirección de los humos, el cambio brusco de velocidad y el movimiento en descenso de los humos contra su tendencia natural a elevarse.

En la mayoría de las instalaciones industriales se toma como velocidad normal de los humos 10 mts/seg (32.8 pies/seg
(pág. 232 de I)

El Ing. Rafael Mariño cita varias fórmulas para determinar las correspondientes pérdidas de que se ha hablado (pág. 233 - I) pero para fines prácticos de cálculo se hará basándose en el gráfico No 17, Lámina X (Mariño) en el cual quedan reunidas todas las fórmulas de cálculo según M. Unzinger.

Los resultados de este gráfico se deben corregir, multiplicándolos por $D/0.04$ siendo D el diámetro de los tubos en mts. Además para velocidades mayores de 10 m/seg se aplica otro factor de corrección y que se obtiene del gráfico auxiliar I. La pérdida de carga está dada en mms. de columna de agua.

Determinando estas pérdidas de carga para los distintos pasos de la caldera se tendrá:

Antes del sobrecalentador

$$V = 12 \text{ m/seg.}$$

$$t = \frac{1380 + 990}{2} = 1185^{\circ}\text{C} \quad (2162^{\circ}\text{F})$$

$$D = 76.2 \text{ mms. } (3^{\circ} \phi)$$

Del gráfico se obtiene una pérdida de carga h por fila de tubos de:

$$h = 0.25 \times 0.0762 \times 1.2 = 0.57 \text{ mm de agua/fila}$$

Como hay 2 filas:

$$h = 0.57 \times 2 = 1.14 \text{ mms. de columna de agua}$$

En el sobrecalentador se tendrá:

$$V = 12 \text{ m/seg.}$$

$$t = \frac{990 + 760}{2} = 875^{\circ}\text{C}$$

$$D = 25.4 \text{ mms } (1^{\circ} \phi)$$

Del gráfico:

$$h = 1 \times 0.0254/0.04 \times 1.2 = 0.77 \text{ mm de agua}$$

Como hay 4 filas:

$$h = 0.77 \times 4 = 3.08 \text{ mms. de columna de agua}$$

Después del sobrecalentador se tiene:

$$V = 12 \text{ m/seg.}$$

$$t = \frac{760 + 275}{2} = 515^{\circ}\text{C}$$

$$D = 50.8 \text{ mms.}$$

Del gráfico:

$$h = 0.80 \times \frac{0.0508}{0.04} \times 1.2 = 1.22 \text{ mms. de columna de agua.}$$

Y como son 10 filas en 3 pasos: serán 30 filas

$$h = 1.22 \times 30 = 36.6 \text{ mms. de columna de agua.}$$

Así pues la pérdida total de carga de los gases de combustión de la caldera desde el hogar hasta la salida a la atmósfera será:

$$h_T = 1.14 + 3.08 + 36.6 = 40.8 \text{ mms. de columna de agua.}$$

$$h_T = 1.64 \text{ pulgadas de columna de agua.}$$

CAPITULO XIII

ESTUDIO DE LOS TIPOS:

En la mayoría de los generadores de vapor se hace necesario el uso de ventiladores para inyectar el aire de combustión al horno y para extraer los gases de la combustión pues la chimenea no es suficiente para vencer las pérdidas de carga que tienen lugar en el quemador y al pasar los gases por los diferentes pasos de la caldera.

El criterio a seguir para determinar el uso del tiro forzado (inyección de aire) o del tiro inducido - (extracción de los gases) depende del tipo y condiciones de operación de la caldera.

Cuando se quiere lograr que la presión en el hogar sea aproximadamente igual a la atmosférica aún en condiciones muy diversas de carga, se hace uso de los 2 tiros obteniéndose un tiro equilibrado o compensado.

En este estudio se hará el uso de los 2 tiros seleccionando el ventilador apropiado para cada uno de ellos.

a) Selección del ventilador de tiro forzado.

Las pérdidas principales de carga que tiene que vencer el ventilador, en este caso son: Las debidas al - paso del aire por el ducto que comunica al ventilador con el quemador. En el hogar también hay pérdidas y en este caso se considerarán de $1/4$ de columna de agua.

Las pérdidas debidas al quemador. En este caso se considerará un quemador para petróleo crudo y gas natural cuyas pérdidas son aproximadamente de 3" de columna de agua.

Las pérdidas debidas al paso del aire por el ducto -- del ventilador al quemador se calculan según las condiciones con que se cuente; en este caso se considerarán de 1/4" columna de agua.

Así que la carga total será:

$$h_{\pi} = 1/4 + 1/4 + 3 = 3.5" \text{ col. de agua}$$

Cantidad de aire a (32°F y 29.9" Hg)

$$V = 190 \times 2500 = 7950 \text{ pies}^3 / \text{min}$$

Si la presión en Monterrey N.L. es 28.2" Hg y la temperatura del aire de 70°F.

Corrigiendo por presión y temperatura:

$$\frac{P_s V_s}{T_s} = \frac{P_a V_a}{T_a}$$

$$V_a = \frac{P_s V_s T_a}{P_a T_s} = \frac{29.9 \times 7950 (460 + 70)}{28.2 \times (460 + 32)} =$$

$$V_a = 9100 \text{ pies}^3 \text{ min.}$$

Del Catálogo "The Sirocco Fan" se selecciona el ventilador cuyas características son:

No. 3 1/2

SP = 4" de agua

Diámetro del Rotor = 21 pulgadas.

RM = 1044

BHP = 10.94

si la eficiencia del motor se considera de 80% la potencia necesaria será:

$$HP = \frac{10.94}{0.8} = 13.7$$

Se usará un motor de 15 HP.

b) Selección del ventilador de tiro inducido.

Las pérdidas principales de carga que tiene que vencer el ventilador son las debidas al paso de los humos por los diferentes pasos de la caldera, además de la pérdida debido a la chimenea y pérdidas que tiene el hogar. Las primeras ya se calcularon y fueron igual a 1.64" de agua.

En la chimenea se considerará 0.5" de agua y las debidas al hogar igual a 1/4" de agua.

Así que la carga total será:

$$h_T = 1.64 + 0.50 + 0.25 = 2.39" \text{ agua.}$$

Volumen de los gases (a 32°F y 29.9" Hg)

$$V = \frac{180 \times 2500}{60} = 7500 \text{ pies}^3/\text{min.}$$

Si la presión en Monterrey N.L. es de 28.2" Hg y la temperatura de los gases de 526°F corrigiendo por presión temperatura:

$$V = \frac{29.9 \times 7500 (460 + 526)}{28.2 \times (460 + 32)} = 16000 \frac{\text{pies}^3}{\text{min.}}$$

Del Catálogo "The Sirocco Fan" se selecciona el ventilador cuyas características son:

No. 4 1/2

SP = 2 1/2" agua

Diámetro del Rotor = 27 pulgadas

RPM = 695

BHP = 14.51

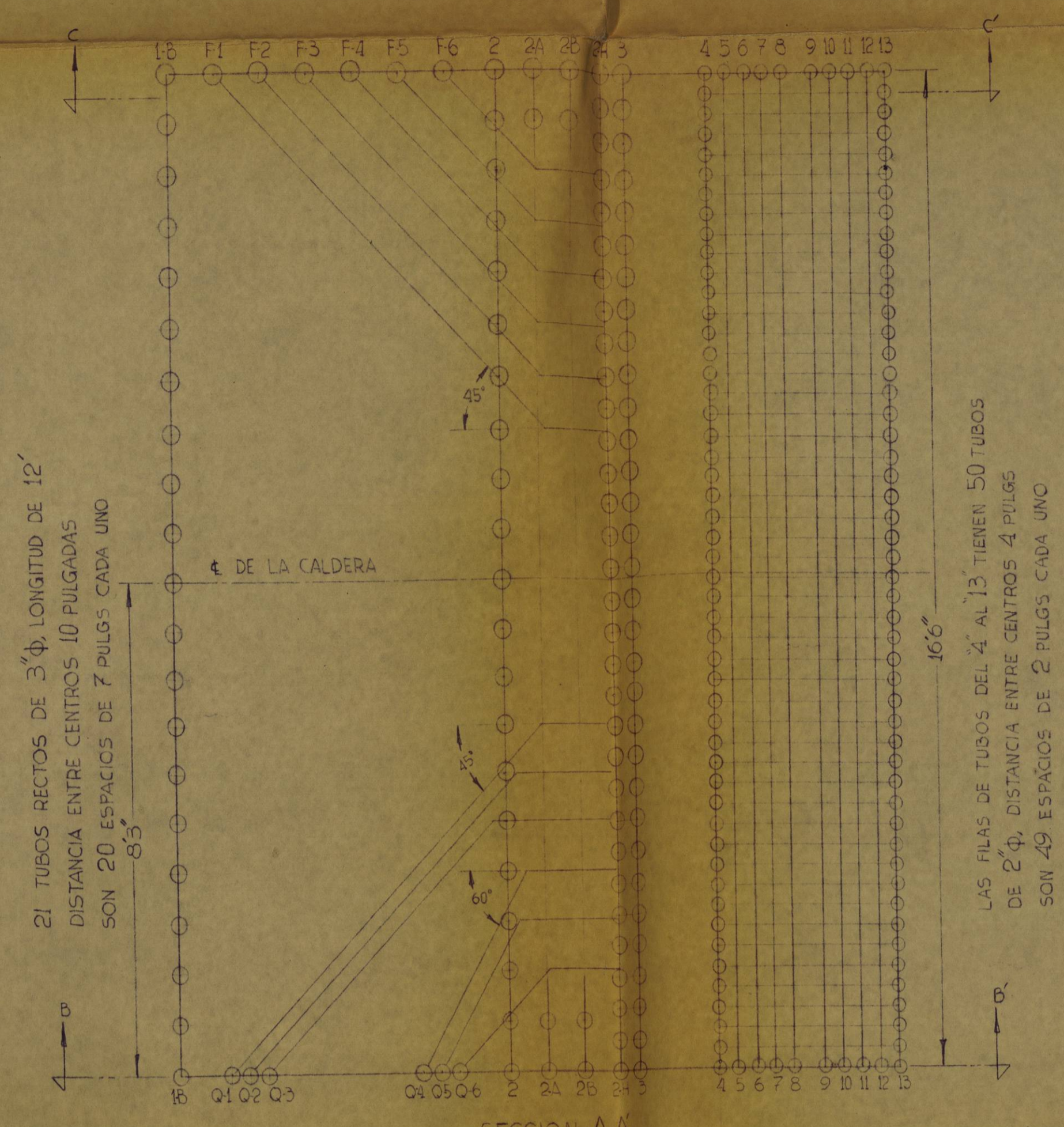
Si la eficiencia del motor se considera de 80% la potencia necesaria será:

$$HP = \frac{14.51}{0.8} = 18.2$$

Se usará un motor de 20 HP.

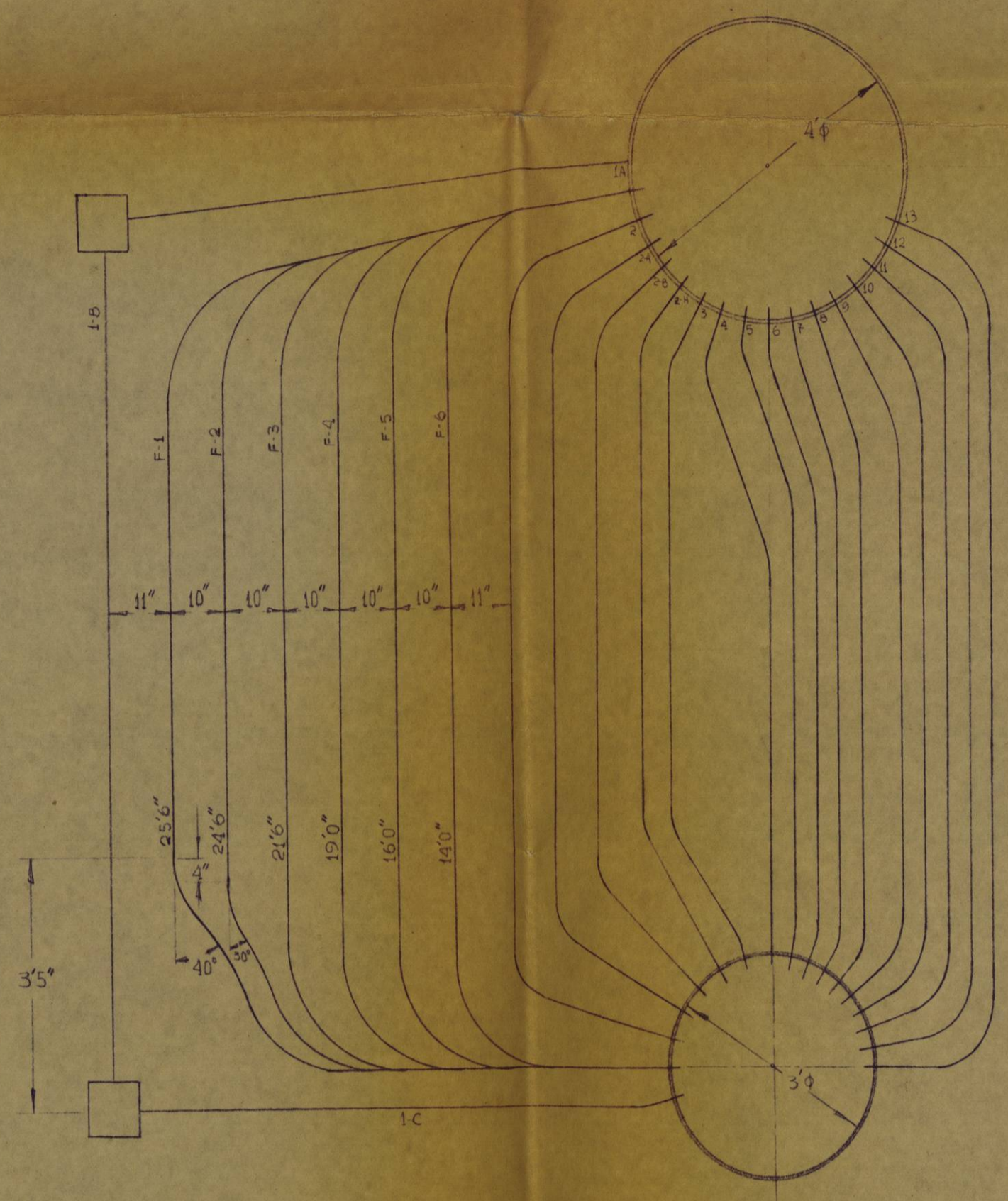
B I B L I O G R A F I A

- I.- Producción y Transmisión Industrial del Calor. 2a. Edición. Dossat S.A. 1947 Rafael Mariño S.J.
- II.- Steam Air And Gas Power 5a. Edición, John Wiley & Sons Inc. 1954 Severns, Degler & Miles
- III.- Combustion Engineering . 1a. Edición, Otto de Lorenzi M.E. 1953 C - E
- IV.- Generadores de Vapor Esime 1941 Ing. León Avalos y Vex
- V.- Internal Combustion Engines 2a. Edición Mc. Graw - Hill Book Company 1945 V.L. Maleev. ME. Dr. AM.
- VI.- Código para calderas de Vapor A.S.M.E.
- VII.- Calderas de Vapor Ia Escuela del Técnico Mecánico. Vol VI H Bähr
- VIII.- Heat Transmission 3a. Edición Mc Graw-Hill Book Company 1954 W.H. Mc Adams
- IX.- Thermodynamic Properties Of Steam, 1a. Edición, John Wiley & Sons 1954 Keenan And Keyes
- X.- Catálogo "The Sirocco Fan" Bulletin No A-701

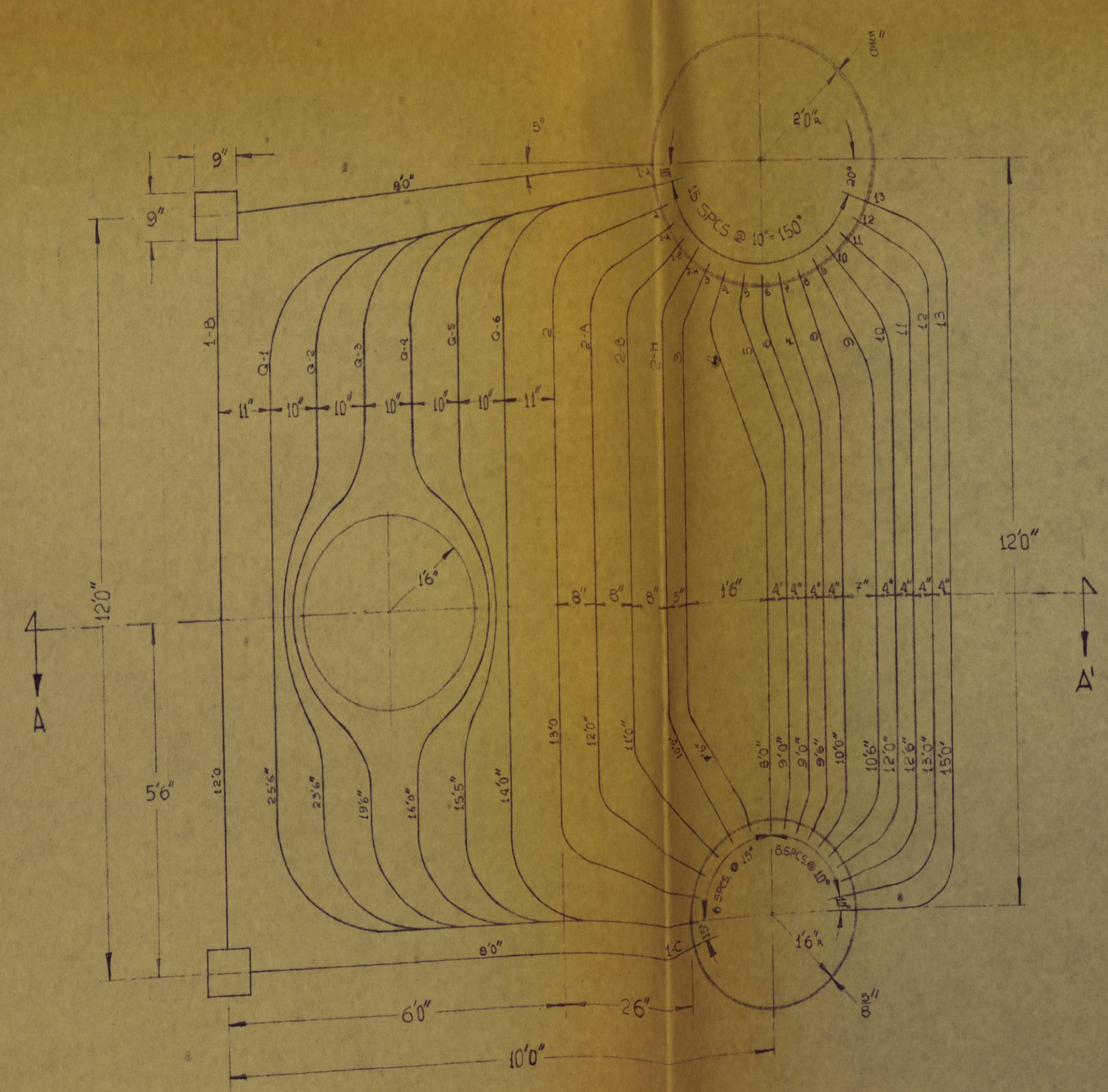


SECCION AA

LAS FILAS (2-H) Y 3 SE COMPONEN DE 32 TUBOS CADA UNA DE 3" DIA., TIENEN UNA DISTANCIA ENTRE CENTROS DE 6" Y 31 ESPACIOS DE 3 PULG.

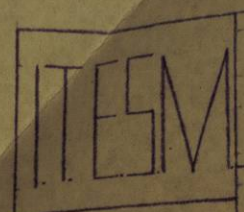


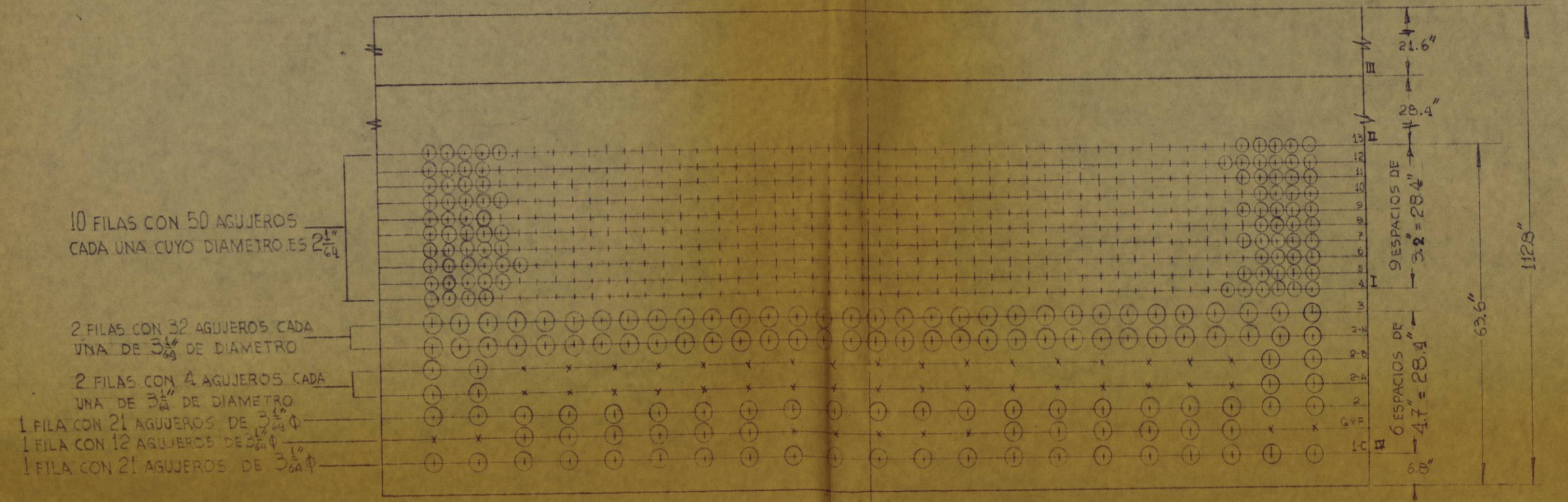
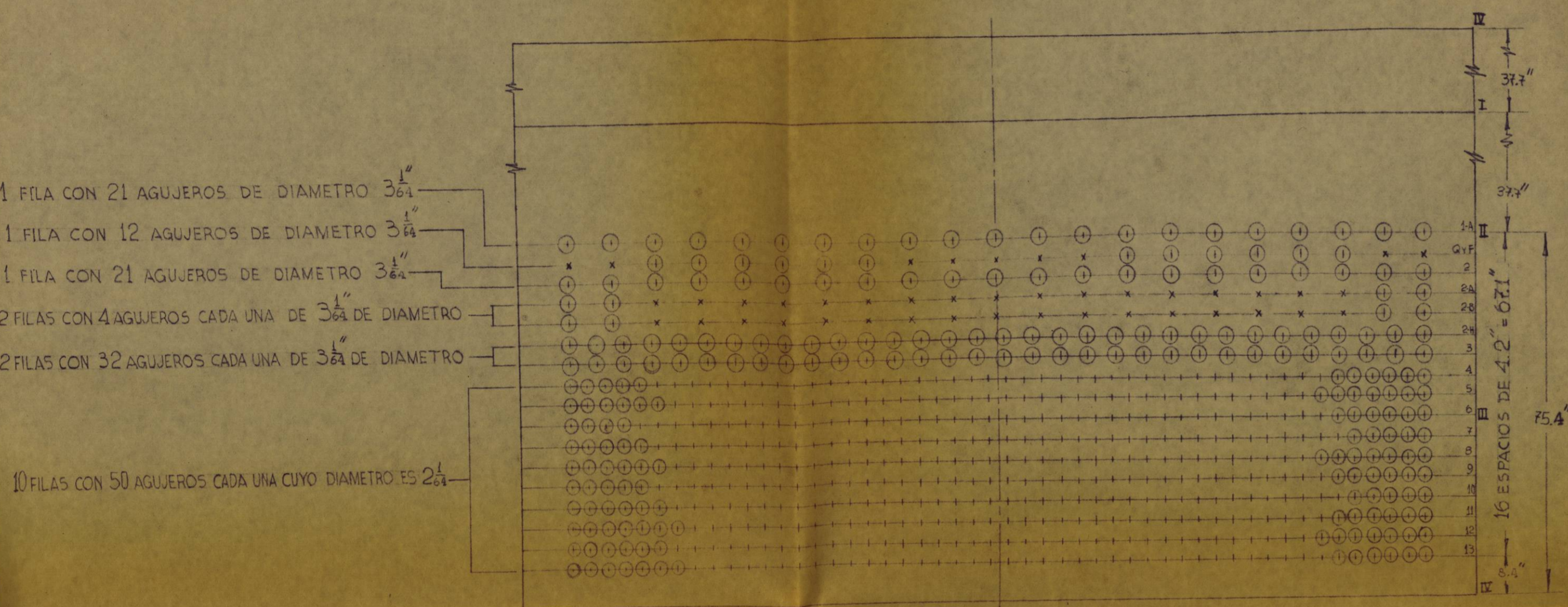
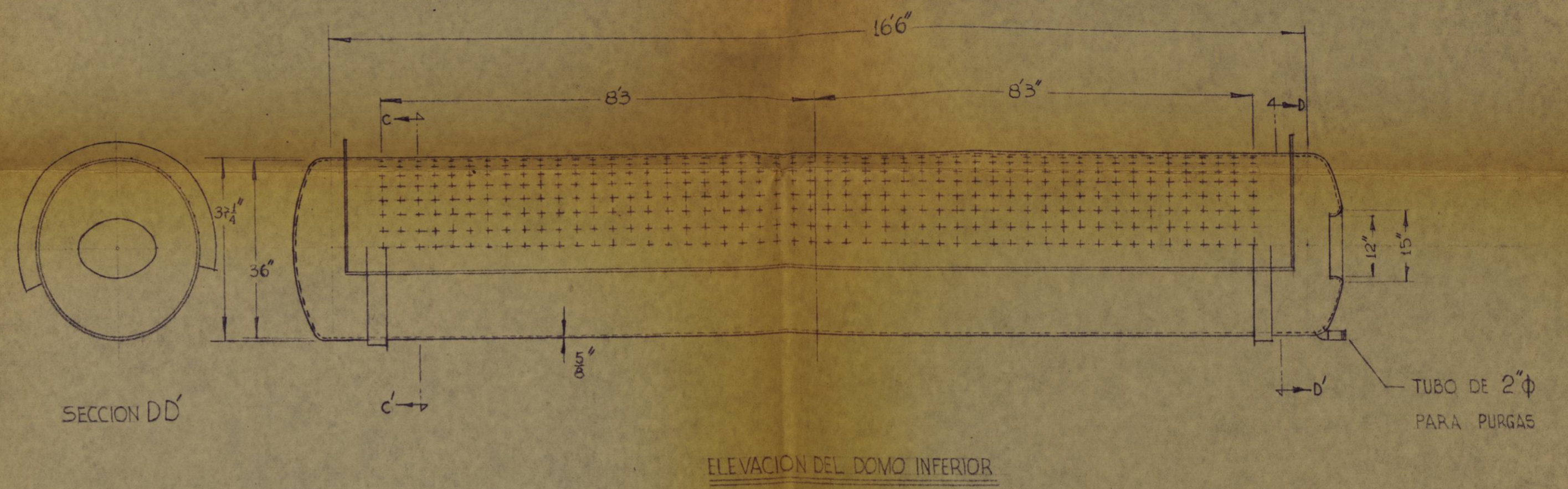
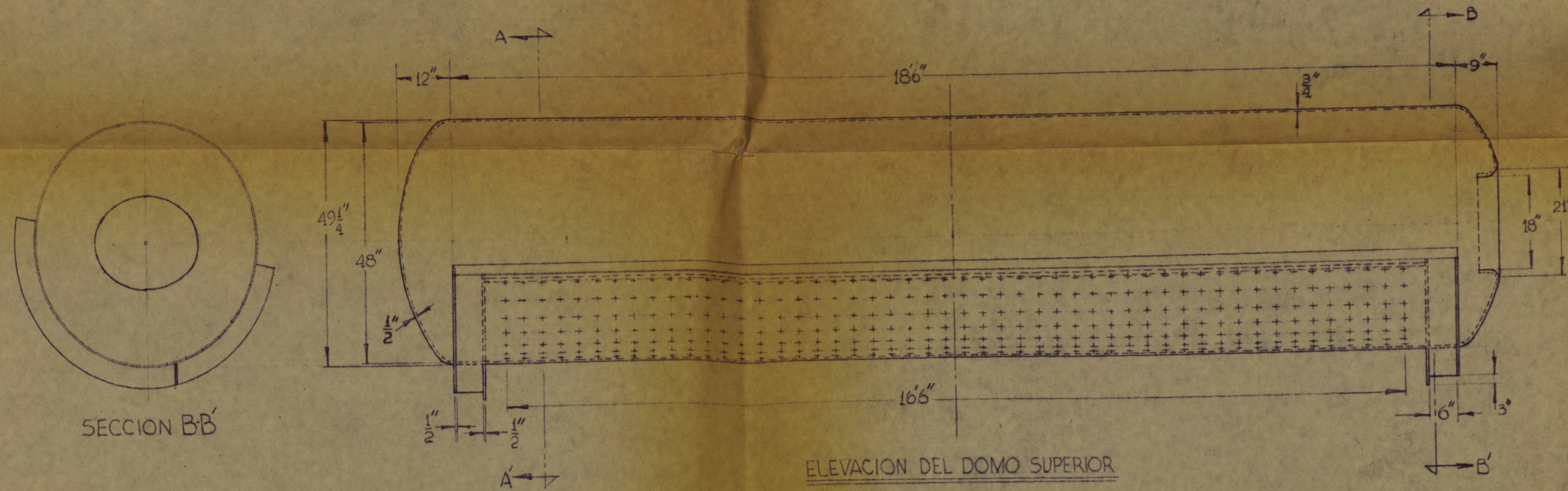
VISTA CC



VISTA BB

| TUBO NUMERO | DIA- METRO | LONGITUD | CANTIDAD | AREA P ² | TUBO NUMERO | DIA- METRO | LONGITUD | CANTIDAD | AREA P ² |
|-------------|------------|----------|----------|---------------------|-------------|------------|----------|----------|---------------------|
| 1-A | 3" | 8'0" | 21 | 132 | Q-1 | 3" | 25'6" | 1 | 200 |
| 2 | 3" | 13'0" | 21 | 215 | Q-2 | 3" | 23'6" | 1 | 18.5 |
| 3 | 3" | 7'6" | 32 | 190 | Q-3 | 3" | 19'6" | 1 | 15.5 |
| 4 | 2" | 8'0" | 50 | 210 | Q-4 | 3" | 16'0" | 1 | 12.5 |
| 5 | 2" | 9'0" | 50 | 235 | Q-5 | 3" | 15'5" | 1 | 12.0 |
| 6 | 2" | 9'0" | 50 | 235 | Q-6 | 3" | 14'0" | 1 | 11.0 |
| 7 | 2" | 9'6" | 50 | 245 | F-1 | 3" | 25'6" | 1 | 200 |
| 8 | 2" | 10'0" | 50 | 260 | F-2 | 3" | 24'6" | 1 | 19.5 |
| 9 | 2" | 10'6" | 50 | 275 | F-3 | 3" | 21'6" | 1 | 17.0 |
| 10 | 2" | 12'0" | 50 | 310 | F-4 | 3" | 19'0" | 1 | 15.0 |
| 11 | 2" | 12'6" | 50 | 325 | F-5 | 3" | 16'0" | 1 | 12.5 |
| 12 | 2" | 13'0" | 50 | 335 | F-6 | 3" | 14'0" | 1 | 11.0 |
| 13 | 2" | 15'0" | 50 | 390 | 2-H | 3" | 10'0" | 32 | 250.0 |
| 1-B | 3" | 12'0" | 21 | 198 | 2-A | 3" | 12'0" | 4 | 35.0 |
| 1-C | 3" | 8'0" | 21 | 132 | 2-B | 3" | 11'0" | 4 | 35.0 |


COLOCACION DE LOS TUBOS DE LA CALDERA
 ANTEPROYECTO DE UN GENERADOR DE VAPOR
 ESC. 1-1/2
 MAYO-56 TESIS PROFESIONAL
 RICARDO SANCHEZ P.
 DIBUJO L.D.P. V.B.

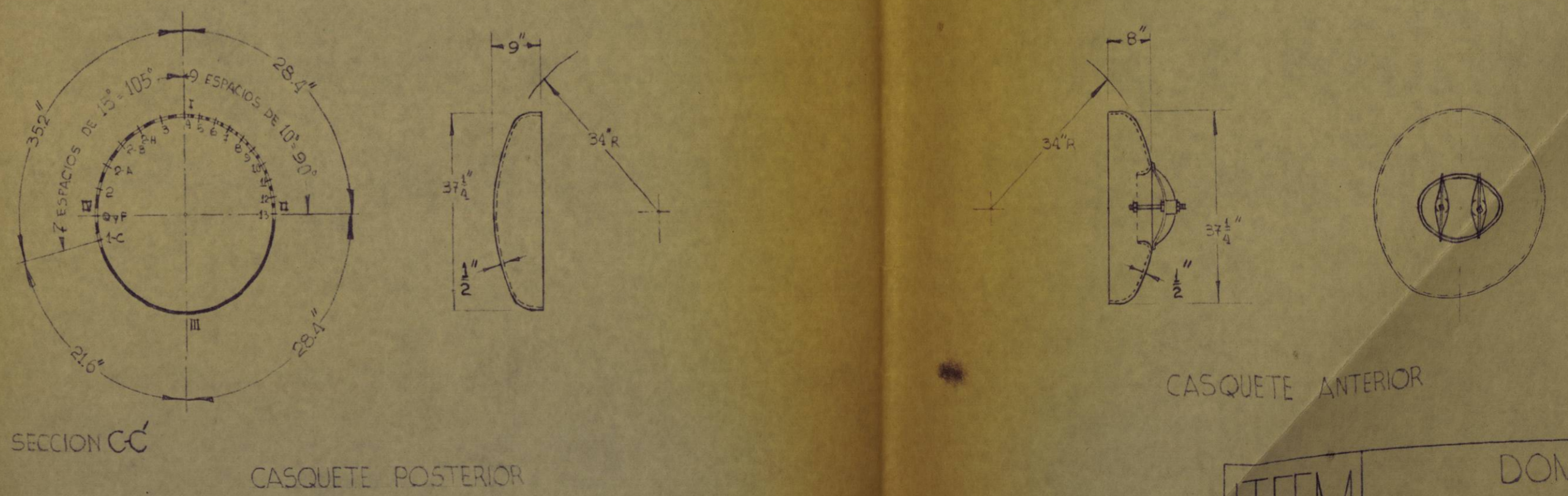
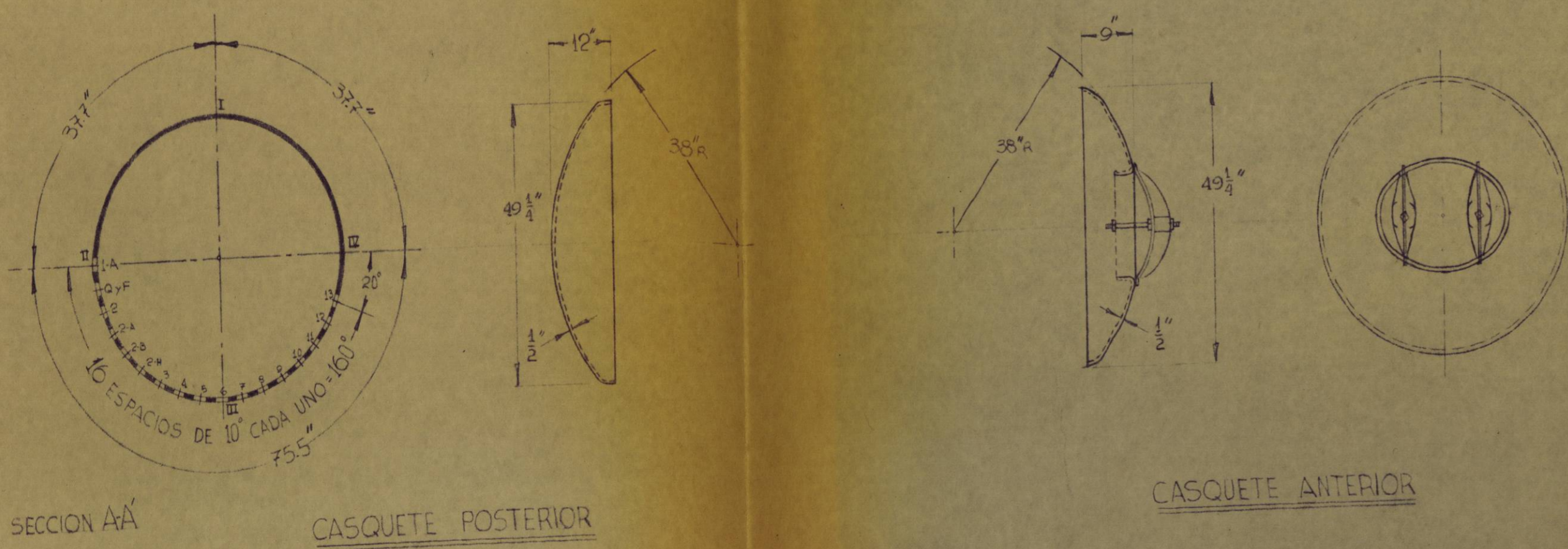


LA 'X' SIGNIFICA QUE NO HAY AGUJERO

LA 'X' SIGNIFICA QUE NO HAY AGUJERO

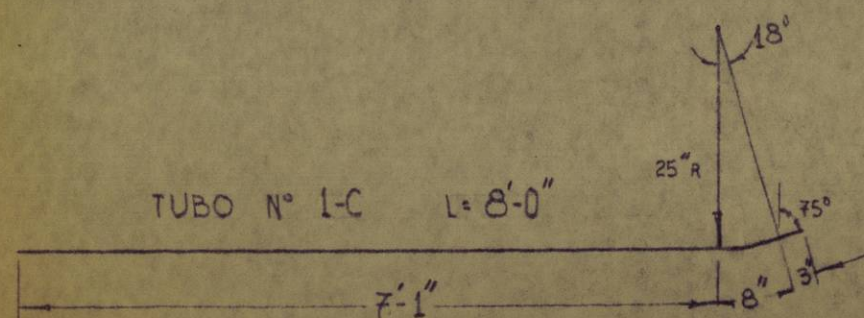
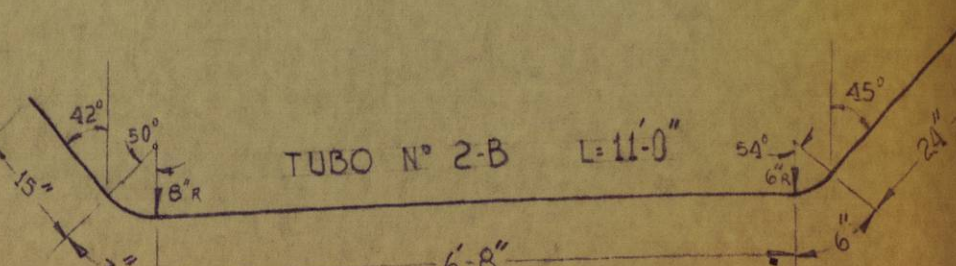
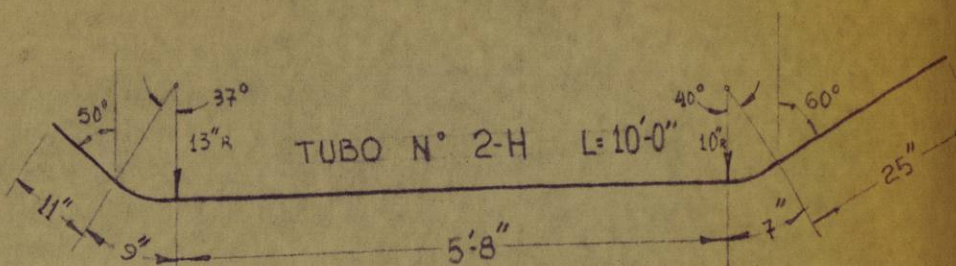
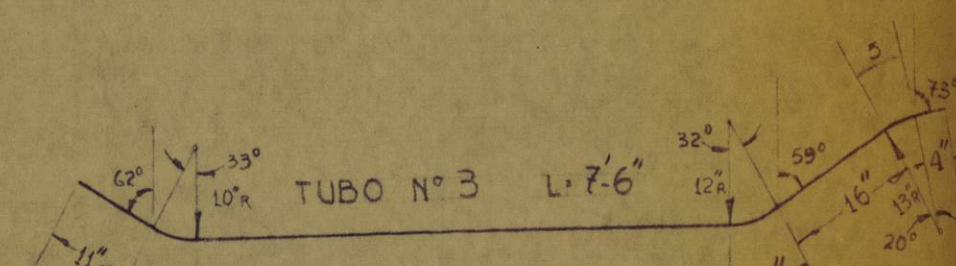
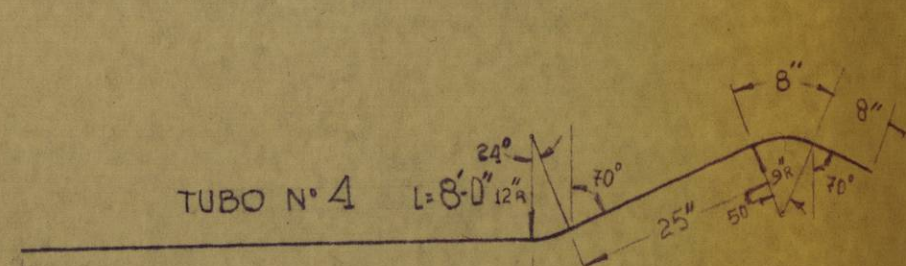
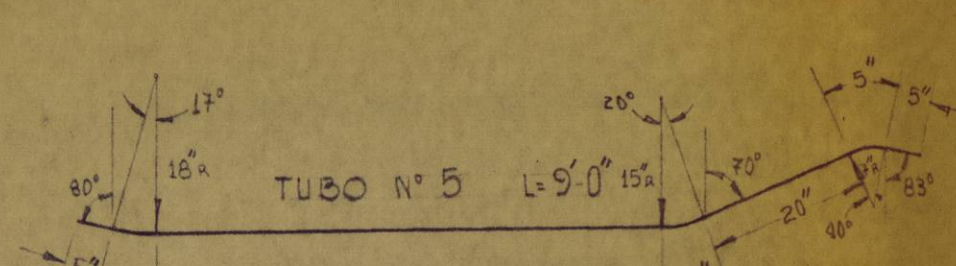
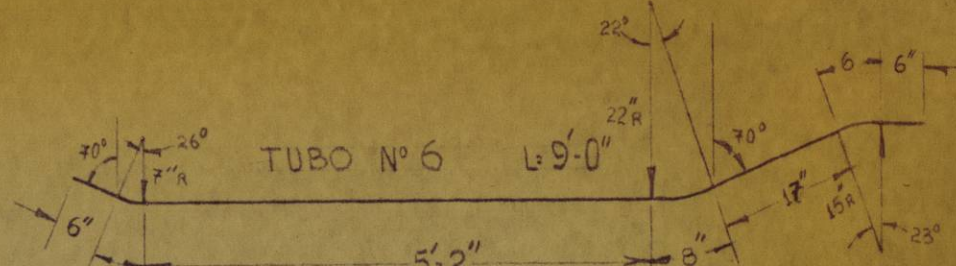
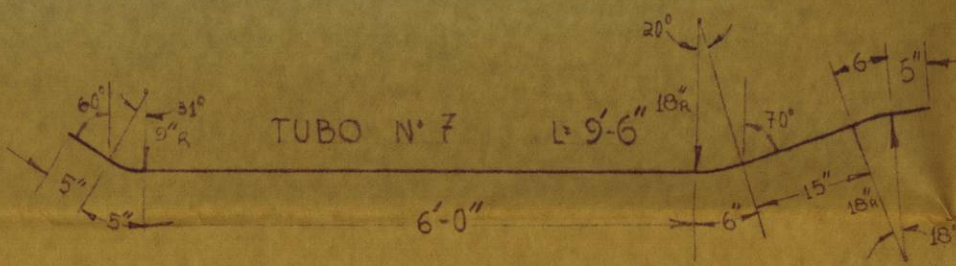
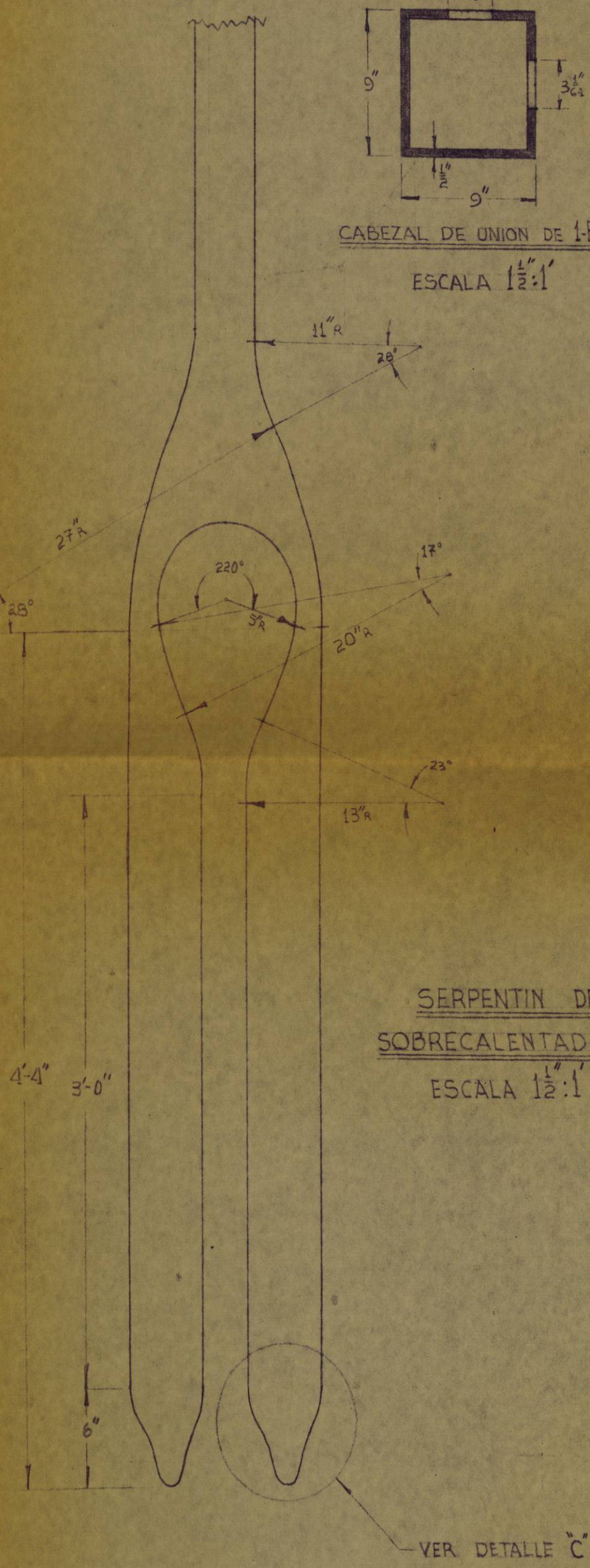
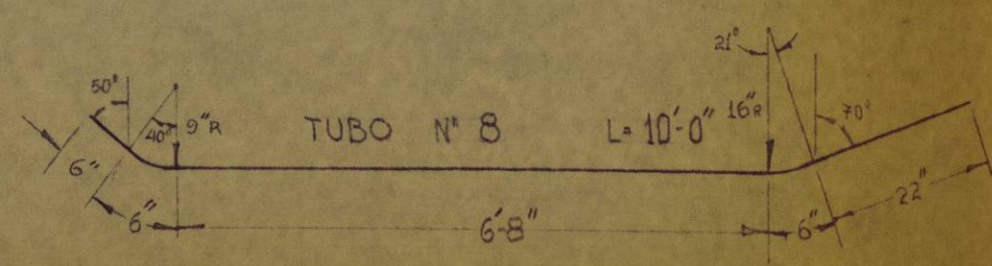
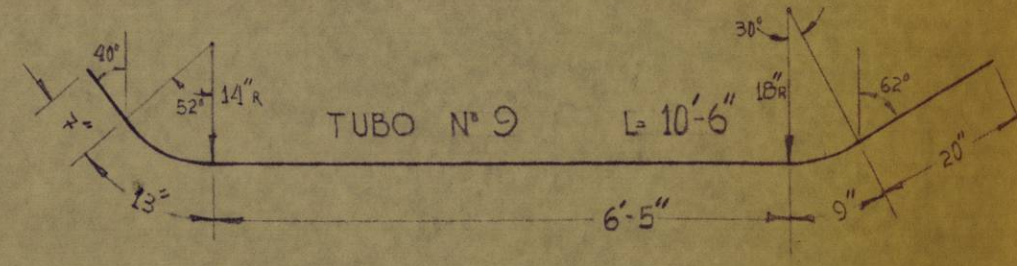
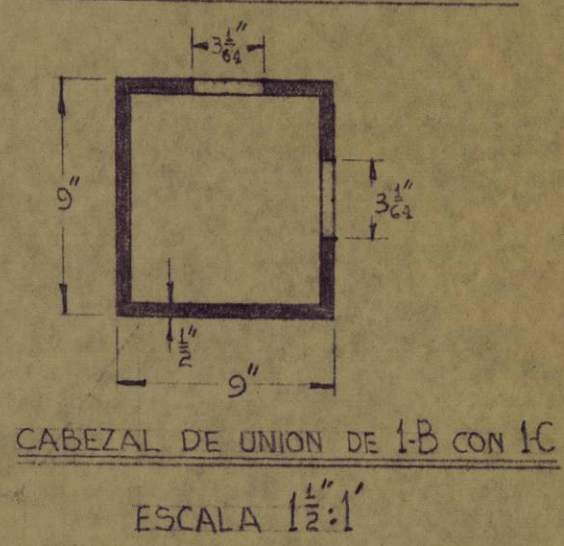
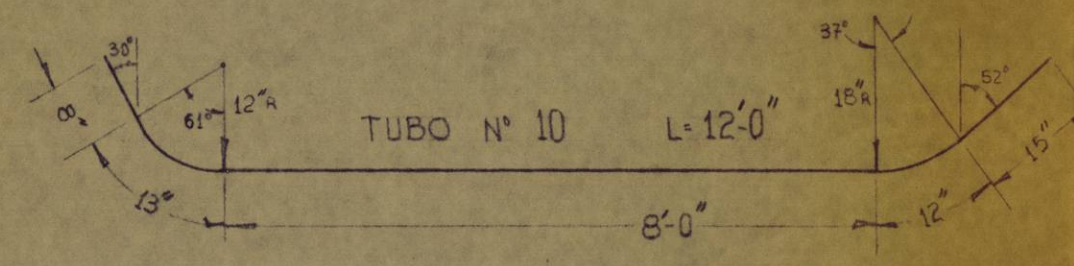
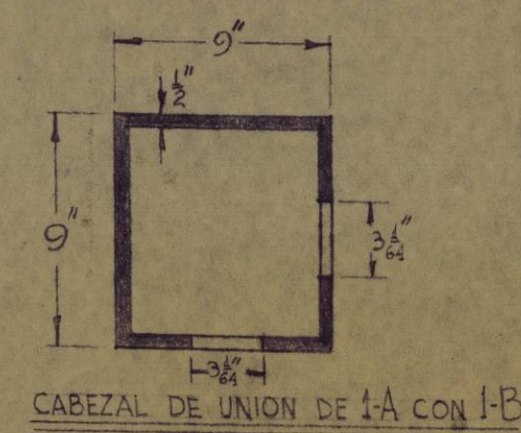
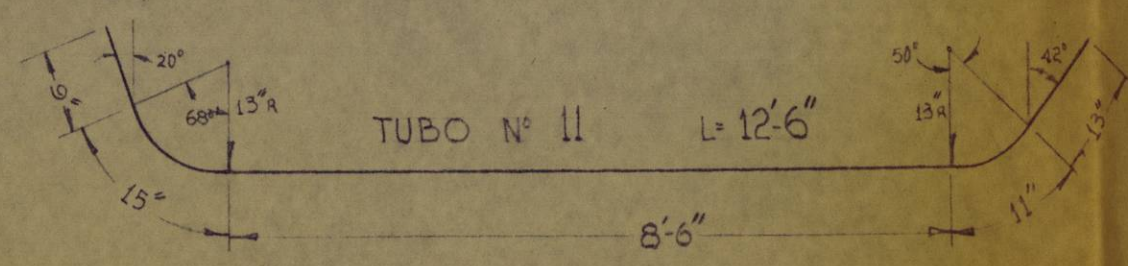
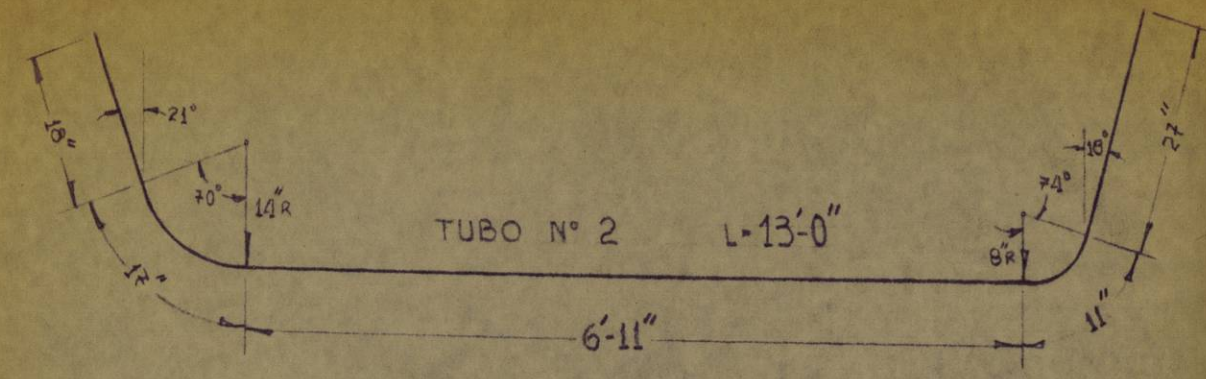
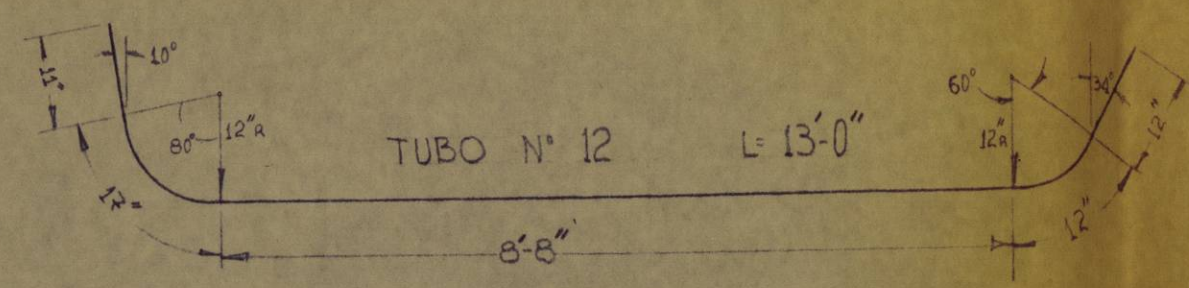
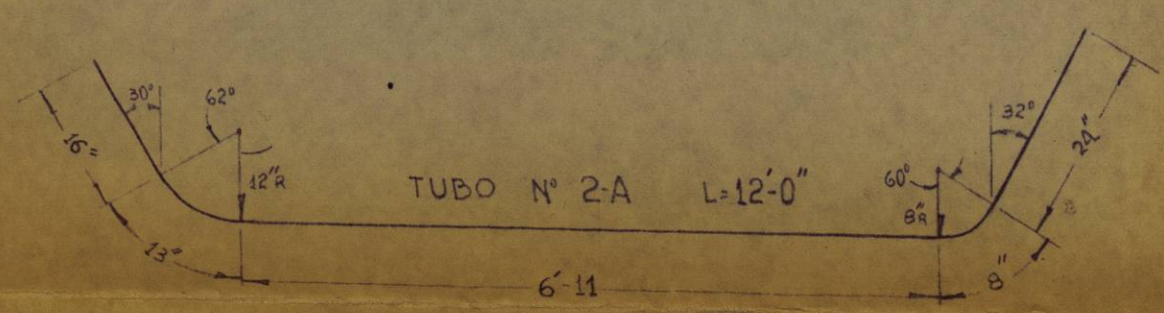
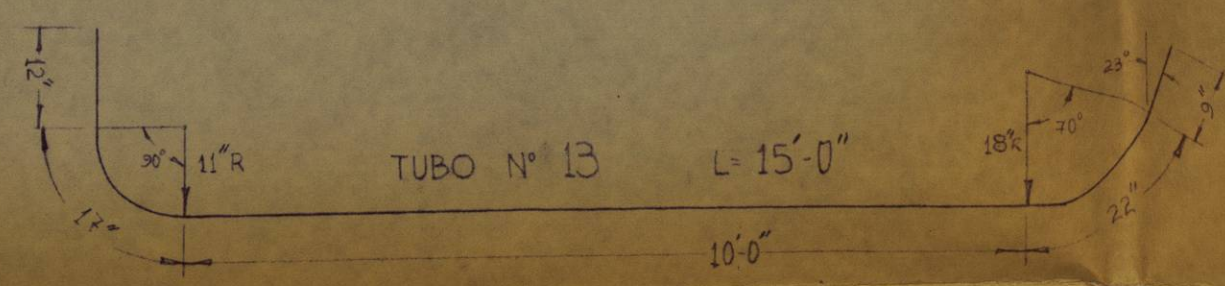
DESARROLLO DE LA SUPERFICIE EXTERIOR DEL DOMO SUPERIOR

DESARROLLO DE LA SUPERFICIE EXTERIOR DEL DOMO INFERIOR

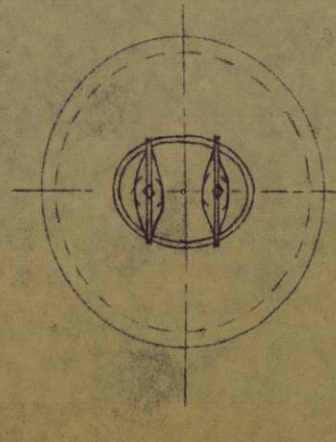
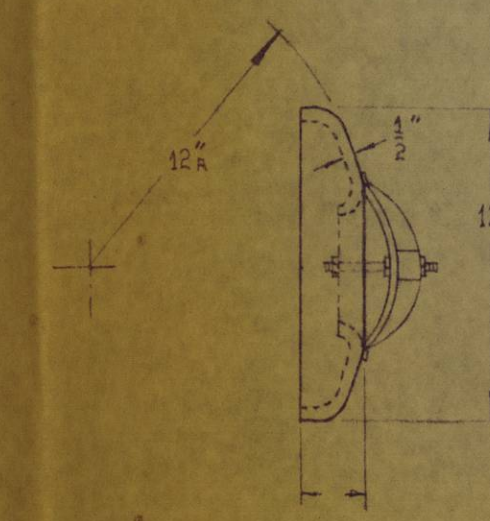
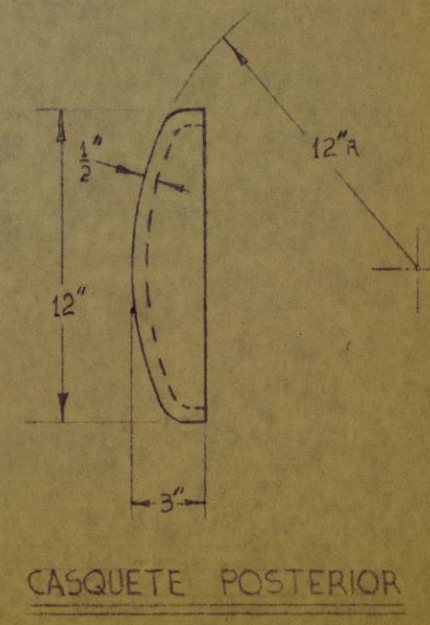
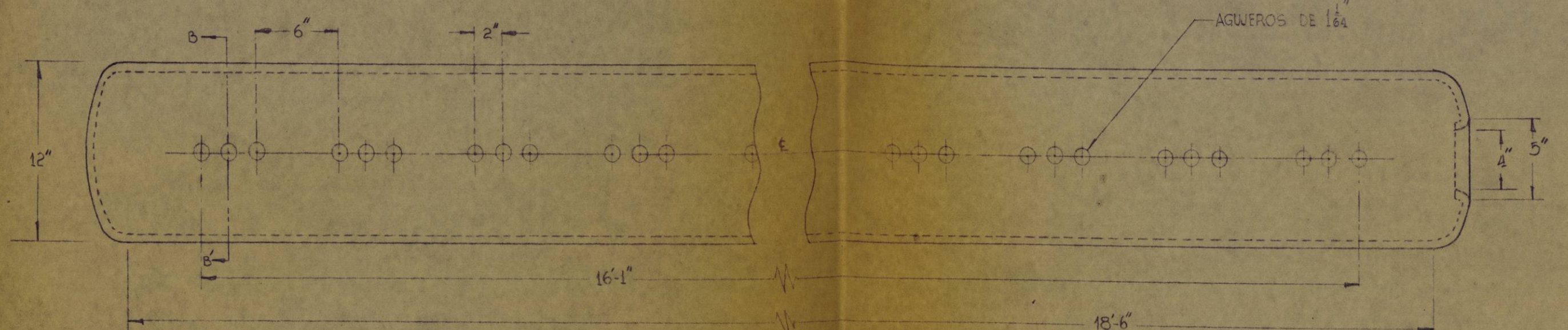
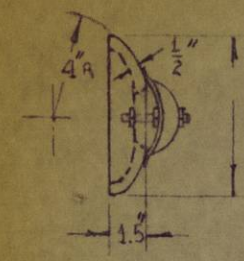
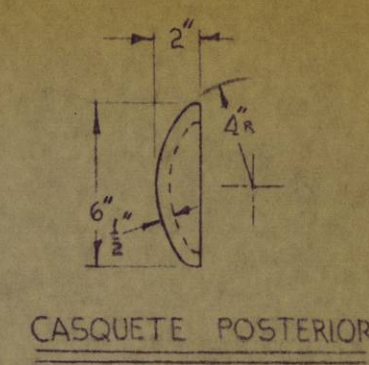
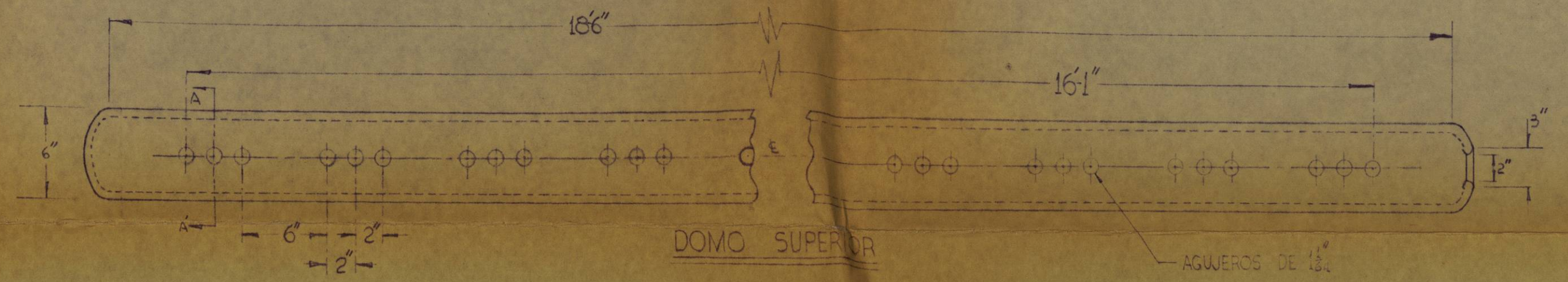


CASQUETE ANTERIOR

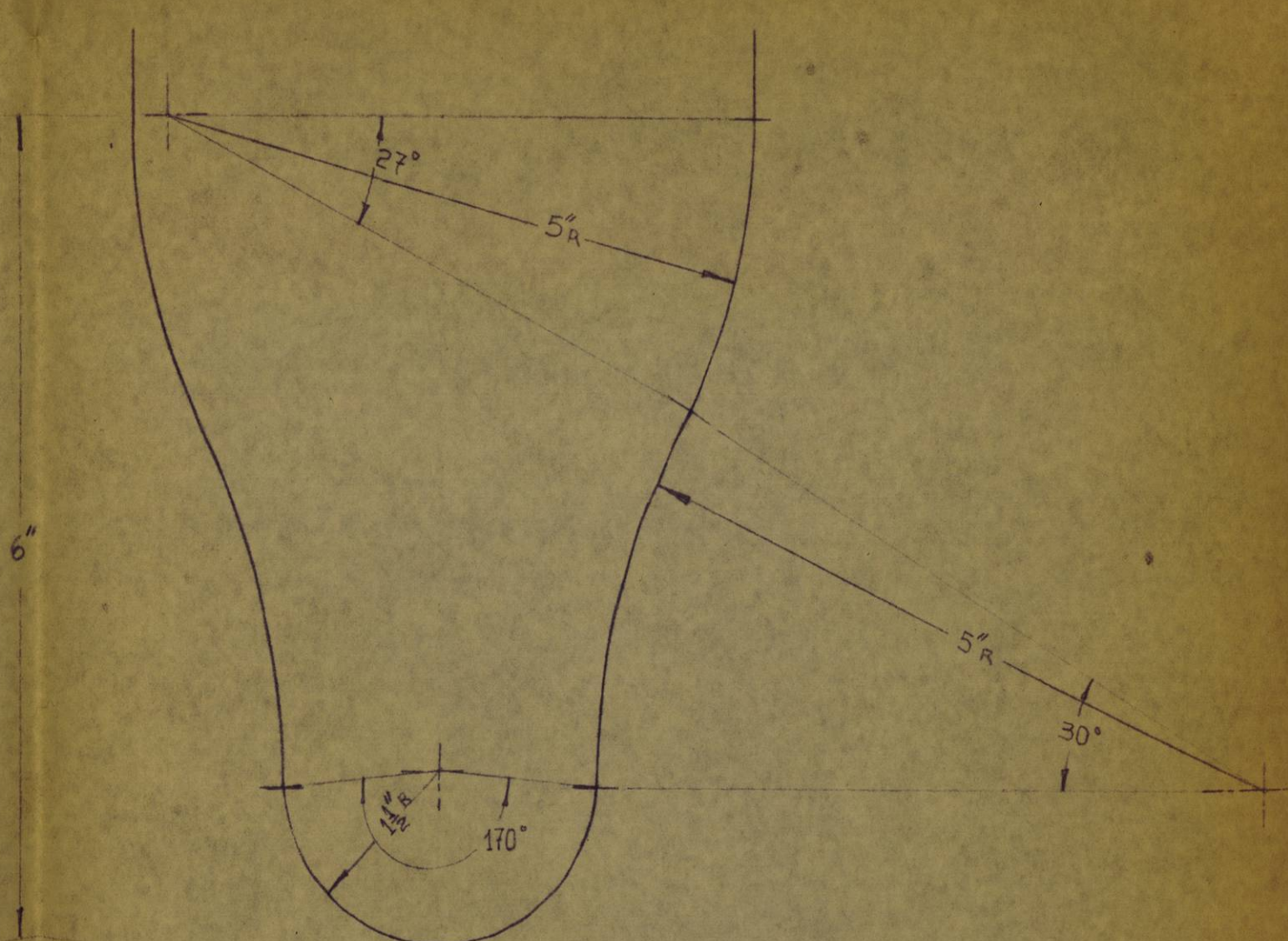
| | | | |
|----------|---------------------------------------|-------|--|
| ITEM | DOMOS SUPERIOR E INFERIOR | | |
| ESC | ANTEPROYECTO DE UN GENERADOR DE VAPOR | | |
| MAYO-56 | TESIS PROFESIONAL | | |
| D-2 | RICARDO SANCHEZ P. | | |
| PROYECTO | DIBUJO | V. B. | |
| R. S. P. | L. O. R. | | |



NOTA
LOS TUBOS 1-A Y 1-B SON RECTOS



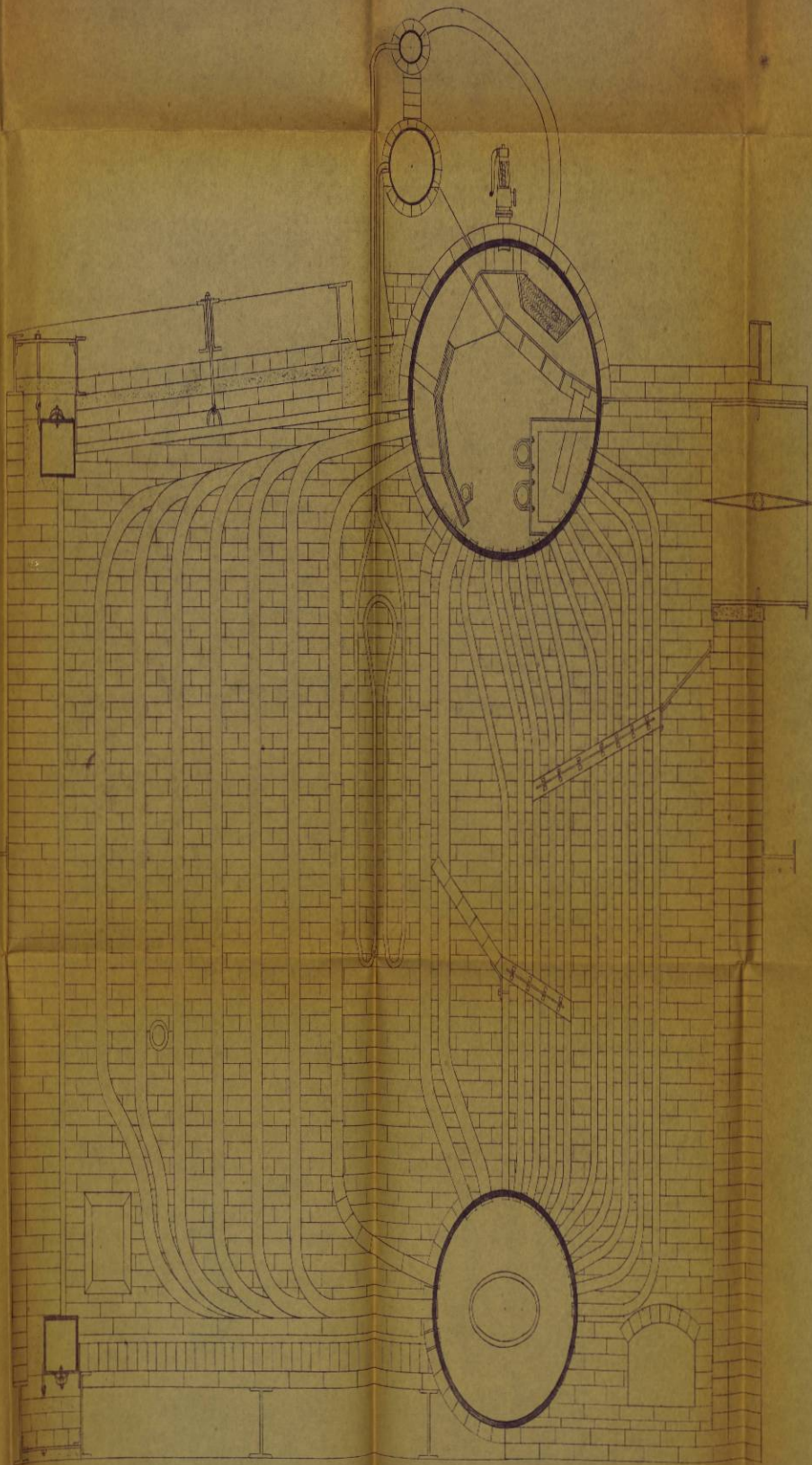
SOBRECALENTADOR DE VAPOR
ESCALA 1 1/2:1



DETALLE C
ESCALA 1:9

NOTA
EL SOBRECALENTADOR DE VAPOR SE COMPONE DE 60 SERPENTINES COMO EL MOSTRADO EN LA FIGURA
LONGITUD DE CADA SERPENTIN 25 PIES
DIAMETRO DEL TUBO DEL SERPENTIN 1 PULGADA

| | | | |
|-----------------|--|---------------------------------------|--|
| ITEM | DETALLE TUBOS CALDERA Y SOBRECALENTADOR DE VAPOR | | |
| ESC | 1:1/2 | ANTEPROYECTO DE UN GENERADOR DE VAPOR | |
| MAYO-56 | TESIS PROFESIONAL | | |
| D-3 | RICARDO SANCHEZ P. | | |
| PROYECTO R.S.P. | DIBUJO L.D.R. | V.B. | |



| | |
|-----------|---------------------------------------|
| ITEM | VISTA DE CONJUNTO |
| ESC. 1/1" | ANTEPROYECTO DE UN GENERADOR DE VAPOR |
| MAYO-56 | TESIS PROFESIONAL |
| D4 | RICARDO SANCHEZ P. |

