

Drawn  
500-0

### FECHA DE DEVOLUCION


El último sello marca la fecha tope para ser devuelto este libro.

El lector pagará \$ 200.00 pesos por cada día que pase una semana después del vencimiento.

27 ENE. 1989

# SEMINARIO DE EVALUACION

EDUARDO MORALES MEGA  
RAFAEL GONZÁLEZ ALANÍS

  
Dic-5-75

MONTERREY, N. L.

DICIEMBRE DE 1975

BIBLIOTECA  
UNIVERSIDAD DE MONTERREY

## D E D I C A T O R I A

Este trabajo está dedicado especialmente a nuestros padres y maestros.

Agradecemos también la colaboración de las personas que nos ayudaron en el desarrollo de este trabajo, con un verdadero reconocimiento a nuestro maestro asesor el Ing. Roberto Reza.

## INTRODUCCION

El trabajo que se va a presentar consistente en el diseño de una planta de vapor, será llevado mediante el análisis separado de sus principales compo - nentes. Para facilitar la secuencia del diseño, - la exposición se hará en forma de capítulos que incluyen a cada uno de los mismos. Este diseño fué calculado con datos lógicos proporcionados por personas que han trabajado en este medio.

Los principales compoentes que vamos a tratar son: Calentadores (alta y baja), Deaerador, Caldera, - Turbina, Torre de Enfriamiento, Tratamiento de - Agua y Combustión, terminando por obtener el costo de la planta y el costo de funcionamiento.

Esperamos que este trabajo sea de su agrado y les proporcione el interés que nos brindó a nosotros.

CAPITULO I.-	DATOS DE LA PLANTA
CAPITULO II.-	CONSUMO DE CALOR
CAPITULO III.-	LA TURBINA
CAPITULO IV.-	CALENTADORES
CAPITULO V.-	EL CONDENSADOR
CAPITULO VI.-	TORRE DE ENFRIAMIENTO
CAPITULO VII.-	CALENTADORES DE BAJA
CAPITULO VIII.-	TRATAMIENTO DEL AGUA DE ALIMENTACION
CAPITULO IX.-	COMBUSTION
CAPITULO X.-	LA CALDERA
CAPITULO XI.-	CONDUCTOS Y TUBERIAS
CAPITULO XII.-	COSTOS
CAPITULO XIII.-	BIBLIOGRAFIA

APENDICE

CONCLUSIONES

CAPITULO I.- DATOS DE LA PLANTA

1.1	Potencia en Kw	67500 Kw
1.2	Presión de vapor de la turbina	600 Psig
1.3	Temp. del vapor de la turbina	750°F
1.4	Temperatura de bulbo húmedo	70°F
1.5	Presión en el Condensador	2" de Hg
1.6	Número de calentadores	3
1.7	Combustible usado	Petróleo

## CAPITULO II.- CONSUMO DE CALOR

2.1 Consumo de calor teórico Ciclo Rankin.- Por medio de la tabla "Consumo teórico de Calor" (I) con los datos de la presión de vapor a la turbina de 600 psig y con la temperatura del vapor de la turbina de 750°F, obtenemos consumo de calor en la columna de 2" de Hg para ciclo Rankin

$$Hr_{Rankin} = 9,287 \frac{BTU}{Kw-hr}$$

2.2 Consumo de calor de la Turbina.-

$$Hr_{Turbina} = \frac{Hr_{Rankin} \times \left(1 - \frac{\%}{100}\right)}{N_{turb} \times F_{carga} \times F_{sobcal} \times F_{ext}}$$

Incógnitas: F carga, N turb, F ext. % Calentadores

Para calcular el % de Reducción en Calentadores a partir de la Gráfica # 1 con Presión de 600 psia, Temp = 750°F y # de calentadores y obtenemos:

$$\% Red = 9.3$$

2.3 Consumo del Turbo-Alternador.-

$$Hr_{T-Al} = \frac{Hr_{Turb}}{N_{alt}}$$

###

El cálculo de  $N_{alt}$  se obtiene en la Fig. 4 con 3600 r.p.m. y enfriado con Hidrógeno y la potencia  $P = 67500 \text{ Kw}$ . Se obtiene  $N_{alt} = 0.988$

$$Hr_{T-alt} = \frac{20608.51}{0.988} = 10737.35 \text{ BTU/Kw-hr}$$

#### 2.4 Consumo de calor de Caldera-Turbo-Alternador.-

$$Hr_{Cal-Tur-Alt} = \frac{Hr_{t-alt.}}{N_{cal}}$$

$$\text{Suponer } N_{cal} = 0.85$$

$$Hr_{c-t-a} = \frac{1.0737.35}{0.85} = 12632.17 \text{ BTU/Kw-hr}$$

#### 2.5 Consumo de Calor de la Planta.-

$$Hr_{Planta} = \frac{Hr_{c-t-a}}{1 - \frac{\% \text{ Aux}}{100}}$$

Suponiendo que los auxiliares consumen un 5%

$$Hr_{planta} = 13297.02 \text{ BTU/Kw-hr}$$

Para calcular  $F$  carga con una carga de 80% y con los grados de sobrecalentamiento calculados en la Gráfica de Mollier (2) pasamos a la Gráfica de Factores de Corrección del rendimiento mecánico de turbinas (3) y obtenemos una corrección de carga de 0.96; en la misma gráfica obtenemos el factor



de corrección por sobrecalentamiento que es 1.015  
 Para obtener la eficiencia de la turbina (N turb)  
 recurrimos a la gráfica de rendimientos de turbi-  
 nas(4) con la potencia de la turbina = 67500 Kw.,  
 a 3,600 r.p.m. y la presión de 600 psig. y nos dá  
 una eficiencia = .795

El valor de F extracciones para número bajo de ca-  
 lentadores es F ext. = 1.025

Substituyendo todos los valores obtenidos en la -  
 ecuación inicial:

$$H_{r_{Turb}} = \frac{(9287) \left(1 - \frac{9.3}{100}\right)}{0.795 \times 0.96 \times 1.015 \times 1.025}$$

$$H_{r_{Turb}} = 10608.51 \frac{\text{BTU}}{\text{Kw-hr}}$$

### CAPITULO III.- LA TURBINA

#### 3.1 Datos:

P entrada =	600 psig.	Text <sub>1</sub> =	290°F
T entrada =	750°F	Text <sub>2</sub> =	250°F
N <sub>r</sub>	= 3600 r.p.m.	Text <sub>3</sub> =	212°F
D	= 6 pies	Text <sub>4</sub> =	160°F
P salida =	2" Hg	Text <sub>5</sub> =	101°F

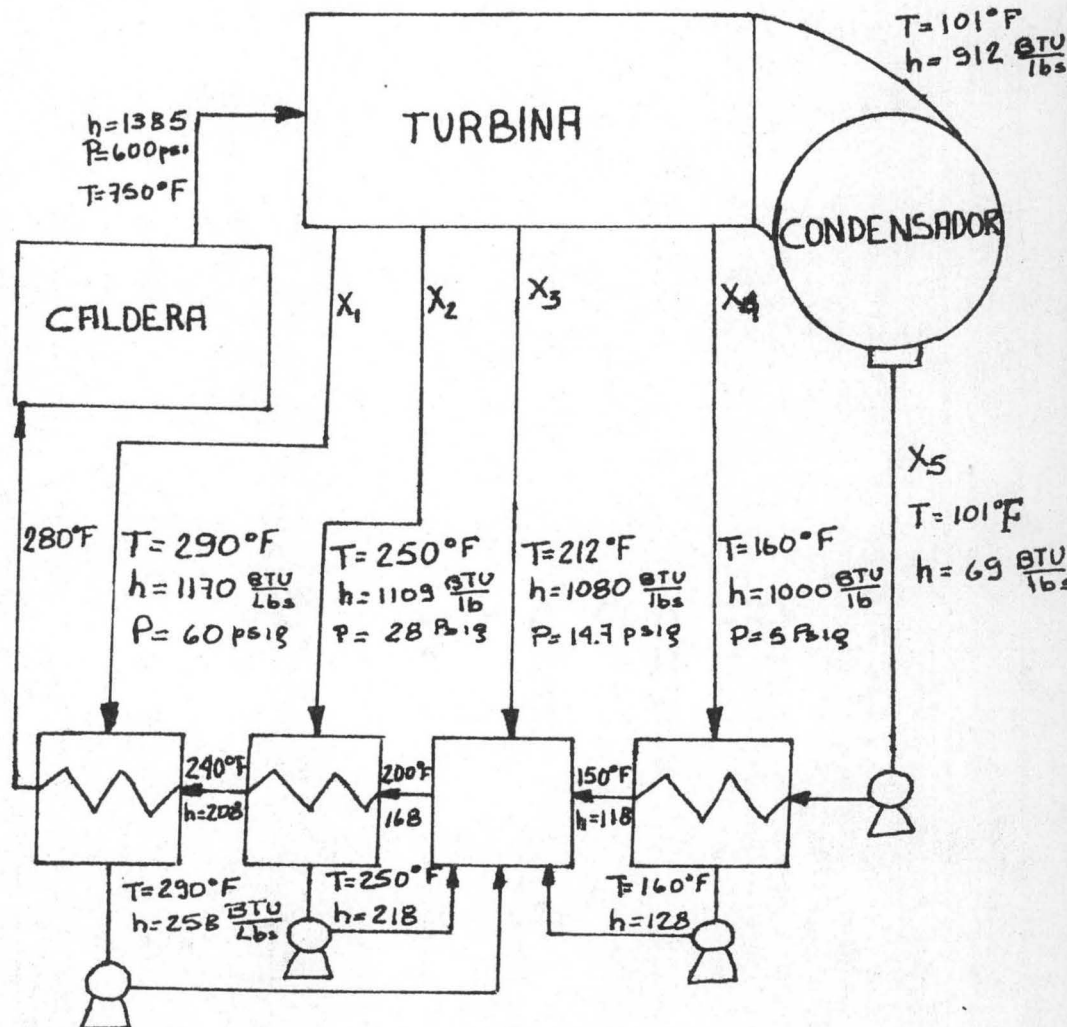
La Entalpía de entrada se encuentra en la gráfica -  
 de Mollier (2) con los datos de P=600 psig y 750°F -  
 obteniendo:

$$H_{ent} \left| \begin{array}{l} 600 \text{ psig.} \\ 750^\circ \text{F} \end{array} \right. = 1,385 \text{ BTU/lbs}$$

desde ese punto bajamos sin cambiar la entropía -  
para  $P=2''$  Hg y tenemos  $H_{Sal} = 912$  BTU/lb/

$$\Delta H = 1385 - 912 = 473 \text{ BTU/lbs}$$

Para tener los valores de la presión y entalpía de cada extracción se va a la gráfica de Mollier (2) y con la presión de entrada  $P_{ent} = 600$  psig. la temp =  $750^{\circ}\text{F}$  y la línea de vapor saturada se encuentran los siguientes resultados:



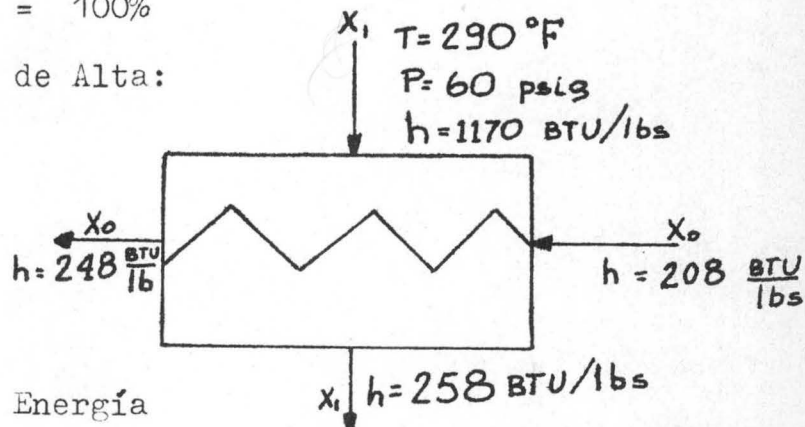
## CAPITULO IV

Text 1 =	290°F	Text 2 =	250°F
P =	60 psig	P =	28 psig
h =	1170 BTU/lb	h =	1109 BTU/lbs
Text 3 =	212°F	Text 4 =	160°F
P =	14.7 psig	P =	5 psig
h =	1080 BTU/lbs	h =	1000 BTU/lbs
Text 5 =	101° F		
h =	69 BTU/lbs		

4.2 Planteamiento de las ecuaciones para determinar el porcentaje de extracciones.

Dato:  $X_o = 100\%$

Calentador de Alta:



Balance de Energía

$$X_1 h_{\text{ext } 1} + X_o h_{\text{oe}} = X_1 h_{s1} + X_o h_{\text{os}}$$

$$X_1 (1170) + 100 (208) = X_1 (258) + (100) (248)$$

$$X_1 (1170 - 258) = 248 (100) - 100 (208)$$

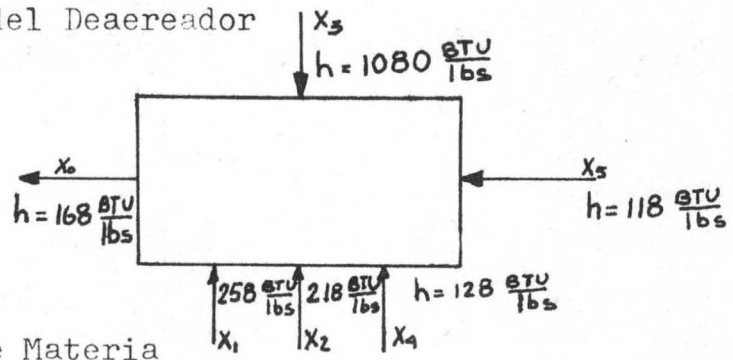
$$912 X_1 = 4000$$

$$X_1 = 4.3852 \%$$

$$891 X_2 = 4000$$

$$X_2 = 4.4893 \%$$

Análisis del Deaerador



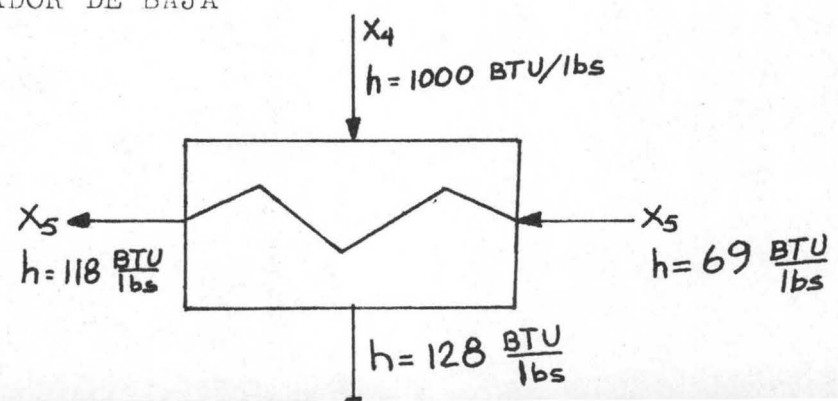
Balance de Materia

$$A.- \quad X_5 + X_3 + X_2 + X_1 + X_4 = 0$$

Balance de Energía

$$B.- \quad X_5 (118) + X_3 (1080) + X_2 (218) + X_1 (258) + X_4 (128) = X_0 (168)$$

CALENTADOR DE BAJA



###

## BALANCE DE ENERGIA

$$C.- X_4 (1000) + X_5(69) = X_4 (128) + X_5 (118)$$

con la ecuación C

$$X_4(1000 - 128) = X_5(118-69)$$

$$X_4 = 0.05619 X_5$$

sustituyendo en B

$$X_3 + X_5 + 0.05619 X_5 + 91.1245$$

$$X_3 = 91.1245 - 1.05619 X_5$$

sustituyendo en A

$$(91.1245 - 1.05619X_5) (1080) + 118X_5 + (0.05619X_5)(128) \\ = (14689.77)$$

$$1015.4876X_5 = 83724.689$$

$$X_5 = 82.44 \%$$

$$X_4 = 4.6323 \%$$

$$X_3 = 4.05219 \%$$

$$X_2 = 4.4893 \%$$

$$X_1 = 4.3852 \%$$

4.4 Valores de las extracciones y cantidad que se va a -  
condensar en Lbs/hr.

$$W_{\text{vap.t.}} X [X_1 (h-h_1) + X_2 (h-h_2) + X_3 (h-h_3) + X_4 (h-h_4) + X_5 (h-h_5)]$$

$$\cdot [N_1 N_2] = (3413) \text{ (Potencia)}$$

$$\text{donde } N_1 = N_{\text{alt}} = 0.988$$

$$N_2 = N_{\text{cald}} = 0.850$$

$$\text{factor de transformación a lbs/hr} = 3413$$

$$W_{\text{vap.t.}} \times \left[ 0.0438(1385-1170) + 0.04489(1385-1109) + 0.04052(13.85-1080) + 0.046323(1385-1000) + 0.8244(1385-912) \right] \left[ (.988) \cdot .85 \right] = (3413)(67500)$$

$$W_{\text{vap.t.}} = \frac{230377500}{371.136} = 620,736.06 \text{ lbs/hr}$$

Cantidades en lbs/hr. de Extracciones

$$X_1 = (620736.06) (0.04385) = 27219.27 \text{ lbs/hr}$$

$$X_2 = (620736.06) (0.04489) = 27864.84 \text{ lbs/hr}$$

$$X_3 = (620736.06) (0.04051) = 25146.01 \text{ lbs/hr}$$

$$X_4 = (620736.06) (0.04632) = 28752.49 \text{ lbs/hr}$$

Cantidad que se va a condensar

$$X_5 = (620736.06) (0.8244) = 511,734.80 \text{ lbs/hr}$$

#### 4.5 COSTO DEL COMBUSTIBLE

$$Hr_{\text{Planta}} = 13297.02 \text{ BTU/Kw-hr}$$

$$\text{Costo} = 4.105 \text{ \$/}10^6 \text{ BTU}$$

$$\text{Costo Total} = \frac{13297.02 \text{ BTU}}{\text{Kw-hr}} \cdot \frac{4.105 \text{ \$}}{10^6 \text{ BTU}}$$

$$\text{Costo Total} = \$0.05458/\text{Kw-hr}$$

$$d = 1''$$

$$\text{BWG} = 18$$

$$\text{espesor} = 0.065'$$

$$K = 60 \text{ BTU/hr} - \text{ft}^{-0}\text{F}$$

$$h_{v_{\text{ent}}} = 910 \frac{\text{BTU}}{\text{Lbs}}$$

$$h_{l_{\text{sal}}} = 69 \frac{\text{BTU}}{\text{Lbs}}$$

$$V_{\text{económica}} = 8 \frac{\text{Fts}}{\text{seg.}}$$

5.2 Cálculo del coeficiente de película del agua.-

$$h_{\text{agua}} = \frac{150 (1 + 0.011 T_m) V^{0.8}}{d^{0.2}}$$

donde

$$T_m = \text{temp. media de película} = \frac{T_e - T_s}{2}$$

V = velocidad del agua en ft/seg.

d = diámetro inferior en pulgadas

###

$$h_{\text{agua}} = \frac{150 (1 + 0.011 \left(\frac{80+95}{2}\right)^{0.8}}{[1 - (2)(0.065)]^{0.2}}$$

$$h_{\text{agua}} = \frac{1234.30}{.978} = 1566.40 \frac{\text{BTU}}{\text{hr-ft}^2-\text{°F}}$$

5.3 Cálculo de la película de vapor.-

$$\text{Consideramos } h_{\text{vap.}} = 3700 \text{ BTU/hr-ft}^2-\text{°F}$$

5.4 Cálculo del coeficiente de transmisión de calor cuando está limpio ( $U_e$ )

$$U_e = \frac{1}{\frac{1}{h_{\text{agua}}} \cdot \frac{A_{\text{ref}}}{A_{\text{int.}}} + \frac{L}{K} \cdot \frac{A_{\text{ref}}}{A_{\text{med}}} + \frac{1}{h_{\text{vap}}} \cdot \frac{A_{\text{ref}}}{A_{\text{ext}}}}$$

donde:

$$A_{\text{ref}} = \text{Area de referencia} = \pi DL = \frac{1}{12} L \pi$$

$$A_{\text{int.}} = \frac{\pi(L)}{2} L = (1 - 2 \times 0.065) \frac{\pi L}{12} = \frac{0.87}{12} L \pi$$

$$A_{\text{med}} = \frac{D_e + D_i}{2} \cdot \pi DL = \frac{L \pi}{12} \cdot \frac{(1 + 0.87)}{2} = 0.935 \frac{L \pi}{12}$$

$L$  = espesor

$$U_e = \frac{1}{\frac{1}{1566.4} \cdot \frac{1}{87} + \frac{0.065}{60} \cdot \frac{1}{.935} + \frac{1}{3700}}$$

$$U_e = \frac{1}{.002161} = 462.748 \text{ BTU/hr-Ft}^2-\text{°F}$$



5.5 CALCULO DE  $U_{\text{sucia}}$ 

En la gráfica de "Curvas de la Transmisión del calor para el proyecto de condensadores de superficie destinados a turbinas" (5) con los datos de  $V=8$  fts/seg,  $d = 1"$  carga  $8 \text{ lbs/ft}^2\text{-hr}$ .  $T_{\text{ent}} = 80^\circ\text{F}$  encontramos  $F_{\text{carga}} = 1.0$ ,  $U_o = 710$ .  $F_{\text{temp}} = 1.05$

$$U_{\text{sucia}} = U_o \times F_{\text{carga}} \times F_{\text{temp}}$$

$$U_{\text{sucia}} = 710 \times 1.0 \times 1.05 = 745.5 \text{ BTU/hr-ft}^2\text{-}^\circ\text{F}$$

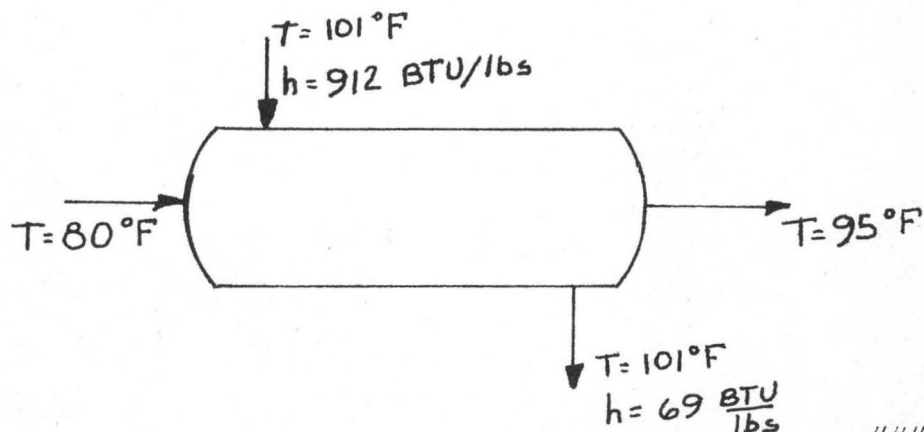
## 5.6 Cálculo de la temperatura media logarítmica

$$\theta_2 = t_{\text{sat}} - t_{\text{sal}} = 101 - 95 = 6^\circ\text{F}$$

$$\theta_1 = t_{\text{sat}} - t_{\text{ent}} = 101 - 80 = 21^\circ\text{F}$$

$$T_{\text{ml}} = \frac{\theta_1 - \theta_2}{\ln \frac{\theta_1}{\theta_2}}$$

$$T_{\text{ml}} = \frac{21 - 6}{\ln \left( \frac{21}{6} \right)} = 11.9^\circ\text{F}$$

5.7 Cálculo del H<sub>2</sub>O de Circulación

###

Balance de Energía:

$$W_{H2O} C_P \Delta t = W_{vapcon} \Delta H$$

$$W_{H2O} = \frac{W_{vapcon} \Delta H}{C_P \Delta T}$$

$$W_{H2O} = \frac{(511734) (912-69)}{(1) (95-80)}$$

$$W_{H2O} = 28'759,450 \text{ Lbs/hr}$$

5.8 Cálculo del Area de transmisión de Calor.-

$$Q = A \cdot T_{ml.} \cdot U_{sucia}$$

$$Q = W_{vap} (h_{vap} - h_{liq})$$

$$A = \frac{W_{vap} (h_v - h_l)}{(T_{ml}) (U_{sucia})}$$

$$A = \frac{(511734) (912-69)}{(11.9) (745.5)} = 48,626.97 \text{ Fts}^2$$

5.9 Cálculo del número de tubos del condensador

$$\text{Gasto } \frac{W_{H2O}}{V_{H2O}} = \frac{28'759,450}{(.062.4) (3600)}$$

$$\text{Gasto} = 128.02 \text{ Ft}^3/\text{seg}$$

$$A_{\text{paso}} = \frac{\text{Gasto}}{V_{\text{econ.}}} = \frac{128.02}{8} = 16 \text{ Ft}^2$$

$$A_{\text{paso por tubo}} = \frac{\pi D_i^2}{4} = \left( \frac{\pi (.87)^2}{4} \right) = .00412 \text{ Ft}^2$$

$$N_{\text{tubos}} = \frac{A_{\text{paso agua}}}{A_{\text{por tubo}}} = \frac{16}{.00412} = 3883.49 \text{ tubos}$$

### 5.10 Cálculo de la longitud de tubos.-

$$A = (N_{\text{tubos}}) (\pi D_i L)$$

$$L = \frac{A_{\text{t de calor}}}{(N_{\text{tubos}}) \pi D_i}$$

$$L = \frac{48626.97}{(3883.49) \pi \left( \frac{.87}{12} \right)} = 54.97 \text{ Fts}$$

Longitud de los tubos = 54.97 Fts

### 5.11 Caída de Presión del agua.-

Basados en las gráficas 6 y 7 con la velocidad =  $8 \text{ Ft}^2/\text{sg}$   
 BGW = 18 y cajas de 2<sup>o</sup> Paso.- encontramos la caída -  
 de presión por fricción por 10 Ft de avance = 3.5 ,  
 pérdida de carga = 3.5 Fts

$$\Delta P = 3.5 + \frac{3.5}{10} * 27.48 = 13.119 \text{ Psig.}$$

Potencia de la Bomba.-

$$\text{HP} = \frac{W_{\text{H2O Con.}} (\Delta P)}{3600 * .550} = \frac{(511734) (13.119)}{3600 * .550}$$

$$\text{HP} = 3.39$$

## CAPITULO VI

## Torre de Enfriamiento.-

## 6.1 Datos de la Torre

Pot	=	67500 Kw
$T_{b \text{ hum.}}$	=	$70^{\circ}\text{F}$
$T_{\text{ent.}}$	=	$95^{\circ}\text{F}$
$T_{\text{sal.}}$	=	$80^{\circ}\text{F}$
$\Delta T_{\text{torre}}$	=	$15^{\circ}\text{F}$
$\Delta T$	=	$8^{\circ}\text{F}$
$W_{\text{H}_2\text{O}}$	=	28'759,450 lbs/hr
$W_{\text{vap}}$	=	620736.06 lbs/hr

La torre podrá enfriar hasta  $23^{\circ}\text{F}$  (8)

## 6.2 Arreglo

$$W_{\text{cir}} = \frac{28'759.95 \times 4.48 \times 10^2}{.0624 \times 3600}$$

$$W_{\text{cir}} = 57,350 \text{ Gal.}$$

de la Fig. 9

$$\text{se obtiene: } L = 275 \text{ Fts}$$

$$\text{ancho} = 63 \text{ Fts}$$

$$\text{Alto} = 32 \text{ Fts}$$

## 6.3 Costo Posible:

De la Figura 9 se obtienen los siguientes datos:

Costo de la Torre	=	\$ 210,000.00	D11s.
Costo de Cimentación		\$ 48,000.00	D11s.
Costo Total		258,000.00	D11s.

(basado en tablas de 1950)

Considerando el incremento inflacionario para los años posteriores a esa fecha.

$$1950 - 1970 = 8\%$$

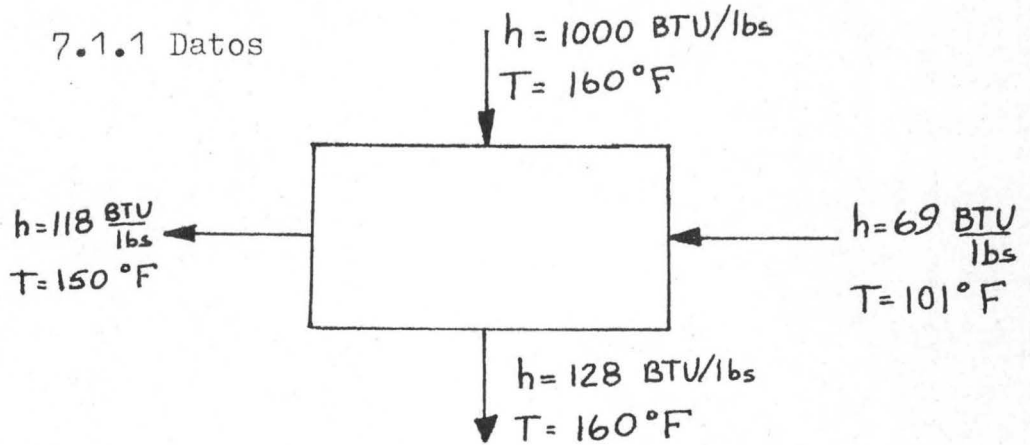
$$1970 - 1975 = 25\%$$

$$C_T (1975) = \$45'861,792.97 \text{ Moneda Nacional}$$

## CAPITULO VII

## 7.1 Calentadores de Baja

## 7.1.1 Datos



$$W_{\text{vap.t.}} = 620,736.06 \text{ lbs/hr}$$

$$D_{\text{ext.}} = 1''$$

$$D_{\text{int.}} = 0.87''$$

$$\text{BWG} = 18$$

$$A_{\text{ref}} = \frac{\pi L}{12}$$

$$A_{\text{med}} = 0.935 \frac{\pi L}{12}$$

$$h_{ag} = \frac{150 \left( 1 + 0.011^* \frac{110+150}{2} \right) 8.8}{0.87^2} = 1937.88 \text{ BTU/h FT}^2\text{-}^\circ\text{F}$$

###

## 7.1-2 Cálculo del coeficiente de transmisión de calor

$$U_1 = \frac{1}{\frac{A_{ref.}}{A_{int}} \cdot \frac{1}{h_a} + \frac{L}{K} \frac{A_{ref.}}{A_{med.}} + \frac{1}{h_v} \frac{A_{ref.}}{A_{ext}}}$$

$$U_1 = \frac{1}{\frac{1}{0.87} \cdot \frac{1}{1937.88} + \frac{0.065}{60} \cdot \frac{1}{.935} + \frac{1}{3700}} = 588.235 \frac{\text{BTU}}{\text{Ft}^2 \cdot \text{hr} \cdot ^\circ\text{F}}$$

$$U_s = 0.85 (U_1) = 0.85 (588.235) = 500 \frac{\text{BTU}}{\text{hr Ft}^2 \cdot ^\circ\text{F}}$$

## 7.1-3 Cálculo de la temperatura media y El Area de transmisión de Calor

$$T_{ml} = \frac{\theta_1 - \theta_2}{\ln \frac{\theta_1}{\theta_2}}$$

$$\text{donde: } \theta_1 = 160 - 101 = 59$$

$$\theta_2 = 160 - 150 = 10$$

$$\text{Entonces: } T_{ml} = \frac{59-10}{\lg 5.9} = 27.6063 \text{ } ^\circ\text{F}$$

$$Q = W_{\text{vap cond.}} (h_{\text{vap. sat.}} - h_{\text{liq. sat.}})$$

$$Q = 511734.8 (118-69)$$

$$Q = 25075005 \frac{\text{BTU}}{\text{hr}}$$

$$Q = U_s A T_{ml}$$

$$A = \frac{Q}{U_s T_{ml}} = \frac{25075005}{(500)(27.60)} = 1817.03 \text{ Ft}^2$$

7.14 Número de Tubos, longitud de los tubos y número de pasos.

$$Q = WC_p \Delta T$$

$$W = \frac{Q}{C_p \Delta T} = \frac{25075005}{1 (150-101)} = 511,734.8 \text{ lbs/hr}$$

$$\text{Gasto} = \frac{511734.8}{(3600)(62)} = 2.2927 \frac{\text{ft}^3}{\text{seg.}}$$

$$\text{Area de Paso de } H_2O = A_p$$

$$A_p = \frac{\text{Gasto}}{V} = \frac{2.2927}{8} = 0.2865 \text{ Ft}^2$$

$$A_{\text{tubo}} = \pi \left[ \frac{(0.87)}{12} \right]^2 = 0.00412 \text{ ft.}^2$$

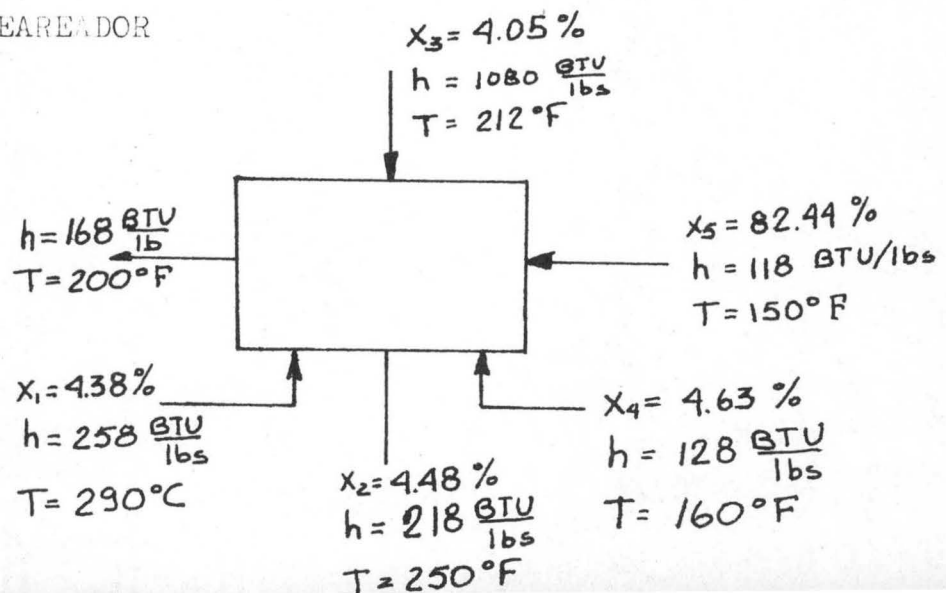
$$N_{\text{tubos}} = \frac{A_p}{A_{\text{tubo}}} = 73.55 \text{ tubos}$$

$$A = N_{\text{tubos}} \cdot \pi \cdot \text{Dext} \cdot L$$

$$L = \frac{A}{N_t \cdot \pi \cdot D_e} = \frac{(1817.03) (12)}{(83.55) (\pi)} = 94.364 \text{ Ft}$$

$$\frac{L}{5} = 18.873 \quad N_{\text{pasos}} = 5$$

7.2 DEAREADOR





## 7.2-2 Volumen del Deareador

$$W_{vt} = 620,736.06 \frac{\text{lbs}}{\text{hr}} \cdot \frac{1 \text{ hr}}{60 \text{ min}} \cdot \frac{1 \text{ ft}^3}{62 \text{ lbs}} \times 2 \text{ min.}$$

$$V = 333.729 \text{ Ft}^3$$

## CAPITULO VIII

## TRATAMIENTO DEL AGUA DE ALIMENTACION

Hay pocos manantiales para la alimentación de calderas, cuya agua no muestre cierta dureza, incluso la de los lagos naturales. El agua de pozos profundos suele ser mucho más dura que la de río o lago debido a las sales disueltas. El agua blanda, como la calificada ordinariamente como potable, es por lo general dura para la alimentación de calderas. Prácticamente todas las aguas naturales son duras y contienen sustancias capaces de formar incrustaciones, generalmente sales solubles de calcio y magnesio, invisibles a simple vista. No se puede quitar por filtrado y, a menos que se eliminen, se depositarán en forma de lodo o de incrustación y éste es un punto muy importante por dos razones:

- 1) La acumulación de incrustaciones provoca mayor temperatura en la superficie de los tubos y perjudica a las paredes de los mismos.
- 2) La disminución de la sección de paso de los tubos para el agua origina pérdidas de carga por rozamiento y circulación defectuosa en la caldera.

## OBJETO DEL TRATAMIENTO DEL AGUA DE ALIMENTACION DE LAS CALDERAS.

Antes de exponer los diversos procedimientos industriales existentes para tratar el agua, conviene especificar los fines que se persiguen con tal tratamiento. Debemos, por consiguiente, empezar por un análisis de las caracterís-

ticas y químicas del agua que consideremos. Conocidas éstas, procederemos a elegir el método más conveniente y económico para el tratamiento del agua de alimentación de una central dada.

Los fines básicos son:

- 1) Impedir las incrustaciones sobre las superficies de calefacción de la caldera y de sus accesorios.
- 2) Eliminar la corrosión
- 3) Supresión de los "arrastres" para evitar los depósitos en los tubos recalentadores y álabes de las turbinas.
- 4) Prevenir fracturas intercristalinas del metal.

El primer objetivo ya fué examinado. Una capa de incrustaciones reduce la transmisión de calor y simultáneamente eleva la temperatura de las paredes metálicas. También tenemos el inconveniente de la reducción de sección en los tubos. Cuando la temperatura del material de éstos llega alrededor de los 900°F hay un serio peligro de sobrecalentamiento y de explosión de la caldera.

El segundo objetivo, eliminar la corrosión, va unido a la purga del oxígeno y del ácido carbónico disuelto. La principal defensa contra la corrosión por el oxígeno consiste en desairear por completo el agua de alimentación, mediante un calentador de ventilación o un pozo de condensado ventilado de un condensador de superficie. Si quedasen trazas de oxígeno todavía, se suelen eliminar añadiendo sulfito al agua en la aspiración de la bombade alimentación. También

es necesario, para proteger las superficies de la caldera, el mantener la concentración de hidrogeniones (PH) - conveniente en el interior de la caldera. ( $\approx 9$ )

Refiriéndose al tercer objetivo, la eliminación de los arrastres por el vapor (líquidos y sólidos), se ha realizado un progreso considerable, limitando la totalidad de sólidos presentes en la caldera por una purga más continua y por la graduación de la alcalinidad.

El cuarto objetivo, prevenir las fracturas inter - cristalinas en el metal de la caldera, es el más desconocido. Las opiniones divergen en cuanto a la causa y al tratamiento adecuado. Hace pocos años estaba generalizada la construcción de calderas remachadas. Al colocar los remaches la chapa de la caldera quedaba sometida a tensiones por la velocidad de la masa fría. Puestas las calderas en funcionamiento aumentaba la concentración de sales en el agua de la caldera. Estas sales, en la mayoría de los casos, eran de naturaleza alcalina actuando - contra la corrosión. Sin embargo, parte de la sal se deposita con el tiempo en las hendiduras, tales como las - grietas adyacentes a los agujeros de los remaches, resultando entonces el metal a tensión en atmósfera cáustica y la posibilidad de agrietamiento acelerado. El uso de calderas soldadas, que han reemplazado casi por completo

a las remachadas por su mayor economía de fabricación, ha mitigado esta dificultad en gran manera. Los tubos se ma\_ drinan a la chapa de la caldera, pero las tensiones en ésta son nulas no encontrándose obstáculos mayores. Ha ha - bido casos en los que, por cualquier circunstancia, un tu - bo expuesto al calor no se halla completamente lleno de - agua, resultando de la concentración de sales, del calor y del poco espesor del tubo, la rotura.

## CAPITULO IX

## COMBUSTION

## 9.1 Datos

	C	H <sub>2</sub>	S	N <sub>2</sub>	O <sub>2</sub>
Oklahoma Crude	85.70	13.11	0.40	0.30	0.00
Peso Molecular	12	2	32	28	32

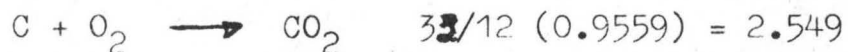
BASE CALCULO 1 Lb - Mol de Petróleo

	PESO	FRACCION	PORCIENTO
C	10.28	0.9559	95.59 %
H <sub>2</sub>	0.2622	0.0243	2.43 %
S	0.128	0.0119	1.19 %
N <sub>2</sub>	0.084	0.0078	0.78 %
O <sub>2</sub>	0.000	0.0000	0.0 %
Total	10.754		99.99 %

9.2 Cálculo del Aire Teórico, Aire Real y Productos de la Combustión.

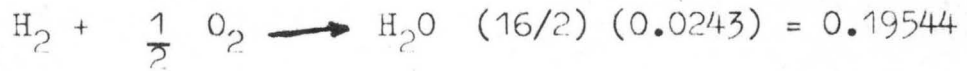
Cantidad de oxígeno Teórico.

Para el Carbono

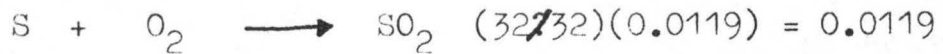


###

Hidrógeno



Azufre



$$\frac{\text{Libras de Oxígeno}}{\text{Libras de Comb.}} = 2.7563$$

$$\text{Aire Teórico} = \frac{0.768}{0.232} \times 2.7563 = 9.1243$$

$$\text{Total Aire Teórico} = 11.88 \text{ Lb/Lb Combustible}$$

Suponemos 20% Exceso de Aire

$$\text{Aire Real} = 14.255 \text{ Lb/Lb Combustible}$$

Productos de la Combustión.

C	0.9559	2.549	3.5049
H	0.0243	0.19544	0.2197
S	0.0119	0.0119	0.0238
N <sub>2</sub>	0.0078	Inerte	0.0078

$$\text{Nitrógeno presente en el oxígeno} = 9.1243$$

$$\text{Total gases de combustión} = 12.88 \text{ Lb}$$

Ahora debemos tomar en cuenta el oxígeno en exceso

$$0.2 (12.88) = 2.576$$

$$\text{Gases de Combustión} = 15.456 \text{ Lb}$$

## CAPITULO X

## LA CALDERA

## 10.1 Datos

$$W_v = 620736.06 \text{ Lb/hr}$$

$$T = 750^\circ\text{F}$$

$$P = 600 \text{ Psias}$$

$$T_{\text{H}_2\text{O}} = 280^\circ\text{F}$$

$$N_{\text{cald}} = 0.85$$

$$U_{\text{diseño}} = 6.5$$

$$T_{\text{aire}} = 70^\circ\text{F}$$

$$H = 19,663.25 \text{ BTU/Lbs}$$

$$I = 17,663.25 \text{ BTU/Lbs}$$

$$T_{\text{ent}} = 350^\circ\text{F}$$

$$G_{\text{ent}} = \text{Aire}$$

$$G_{\text{salida}} = 15.456 \text{ Lbs}$$

$$Q_{\text{Rad}} = 0.75 Q_{\text{Total}}$$

## 10.2 Areas Posibles

Calor Total

$$Q_{\text{total}} = 620736.06 (1385-912) = 293608128 \text{ BTU/hr}$$

Gasto de Combustible

$$W_{\text{comb}} = \frac{Q}{N_c \cdot I} = \frac{293608128}{(0.85)(17663.25)} = 19556 \text{ Lbs/hr}$$

$$W_{\text{comb}} = 19,556 \text{ Lb/hr}$$



Gases para la Combustión

$$G_{\text{comb}} = (14.255) (19,556) = 278770 \text{ Lb/hr}$$

$$G_{\text{comb}} = 278770 \text{ Lb/hr}$$

Gases de salida

$$G_{\text{salida}} = (15.456) (19,556) = 302257 \text{ Lb/hr}$$

$$G_{\text{salida}} = 302,257 \text{ Lb/hr}$$

Calor Radiante

$$Q_r = (0.75) (293608128) = 220206096 \text{ BTU/hr}$$

$$Q_{\text{conv}} = (0.25) (293608128) = 73402032 \text{ BTU/hr}$$

Temperatura de la Combustión

$$E_m = 14.225$$

$$C_{P \text{ aire}} = 0.25$$

$$I = 17,663.25 \text{ BTU/lbs}$$

$$\Delta T = \frac{I}{(E_m)(c_p)} = \frac{17663.25}{(14.225)(0.25)} = 4956.36^\circ\text{F}$$

$$T_{\text{comb}} = 4956.36^\circ\text{F}$$

Disminución de la Temperatura en el Hogar

$$Q_r = G_c \cdot C_{P \text{ aire}} \cdot \Delta T_{\text{hogar}}$$

$$\Delta T_{\text{hogar}} = \frac{Q_r}{G_c \cdot C_{P \text{ aire}}}$$

$$\Delta T_{\text{hogar}} = \frac{220,206,096}{(302,257)(0.25)} = 2914.12$$

$$\begin{aligned}
 T_{\text{Aire ent}} &= 350^{\circ}\text{F} \\
 T_{\text{Hogar}} &= 2914.12^{\circ}\text{F} + 350^{\circ}\text{F} = 3264.12^{\circ}\text{F} \\
 T_{\text{salida}} &= 2300^{\circ}\text{F} \quad (\text{spuesta}) \\
 T_{\text{sat}} &= 490^{\circ}\text{F} \quad (600 \text{ Psias})
 \end{aligned}$$

Area Radiante Necesaria

$$Q_r = F_g \cdot F_e \cdot \sigma \cdot A_r (T_{\text{hog}}^4 - T_{\text{sat}}^4)$$

$$\text{Donde: } F_g = 0.75 \quad F_e = 1 \quad \sigma = 0.1714 \times 10^{-8}$$

y las temperaturas en  $^{\circ}\text{R}$

$$A_r = \frac{Q_r}{F_g \times F_e \times \sigma \times (T_{\text{hog}}^4 - T_{\text{sat}}^4)}$$

$$A_r = \frac{220206096}{(0.75)(1)(0.1714 \times 10^{-8})(3724^4 - 950^4)}$$

$$A_r = 894 \text{ Ft}^2$$

Zona Convectiva

$$\Delta T = \frac{(2300-490) - (1200-490)}{\ln \frac{1210}{710}}$$

$$\Delta T = 937.89^{\circ}\text{F}$$

$$U = 6.5 \text{ P}^{\circ}\text{g } 238$$

###

$$Q_{\text{conv}} = UA\Delta T$$

$$A = \frac{73402032}{(6.5)(937.89)} = 12040.45 \text{ Ft}^2$$

$$A = 12040.45 \text{ Ft}^2$$

Area sobre Calentador

$$Q = W_{\text{vap}} \cdot Dh \quad \text{donde } \Delta h = (h_{\text{sal}} - h_{\text{sat}})$$

$$Q = 620736 (1385 - 1200) = 114836165 \text{ BTU/lb}$$

$$Q = G_c \cdot C_p \cdot \Delta T$$

$$\Delta T = \frac{Q}{G_c \cdot C_p} = \frac{114836165}{(278770)(0.25)} = 1647.75^\circ\text{F}$$

$$\Delta T = 1647.75^\circ\text{F}$$

$$T_{\text{sal}} = 2300 - 1647 = 652^\circ\text{F}$$

$$\Delta T = \frac{\theta_1 - \theta_2}{L_n \frac{\theta_1}{\theta_2}}$$

$$\theta_1 = (2300 - 750)$$

$$\theta_2 = (652 - 490)$$

$$\Delta T = \frac{1550 - 162}{L_n \frac{1550}{162}} = 615.48^\circ\text{F}$$

$$A = \frac{114836165}{(8.5)(615.48)} = 21950.56 \text{ Ft}^2$$

$$A = 21,950.56 \text{ Ft}^2$$

## CAPITULO XI

## CONDUCTOS Y TUBERIAS

11.1 - A continuación vamos a tratar ordenadamente de los diversos medios que se emplean para conectar los elementos o equipos estudiados hasta ahora. Los conductos en general pueden clasificarse en dos grandes grupos: los que se usan para el transporte de humos y sólidos en suspensión y los destinados a conducir vapor y agua de un punto a otro (tuberías).

La adecuada disposición de conductos y tuberías no persigue sólo un buen aspecto de la instalación, sino también reducir al mínimo las resistencias por fricción. La instalación de la caldera, del calentador de aire, de los ventiladores y del equipo pulverizador debe considerarse desde el punto de vista de la facilidad de acceso y de trabajo. La red de conducciones deberá ofrecer el mínimo de resistencia a las corrientes de agua o de humos, sin que ocupe un exagerado espacio de trabajo ni aumente excesivamente el volumen de la edificación. En general la red de conductos es el último punto de un proyecto, pero de antemano debe preverse el espacio necesario para la misma.

###

11.2 Tamaño del conducto.- El cálculo de los conductos del aire de combustión y de los humos se basa en el diagrama de combustión correspondiente al combustible que se use. Se suele admitir aproximadamente los siguientes excesos de aire al proyectar los conductos de aire y de humos.

Parrilla automática	del 30 al 45%
Carbón en Polvo	- 20 al 25%
Fuel - oil	15%
Gas	10%

La cantidad de aire o de humos a manipular se basará en la máxima producción de vapor de la caldera y en una velocidad de corriente razonable. Velocidades medias de la corriente de aire son de 2500 a 3500 Ft/min. La velocidad no es el único factor determinante de la sección transversal; hay que verificar luego si el total de las resistencias de rozamiento no excede del máximo tolerable. Este incluye la pérdida admisible por unidad de longitud del conducto, más las pérdidas por codos y cambios de dirección correspondientes al tipo de conducto utilizado. Usualmente, los conductos de aire no van revestidos interiormente, si bien por razones de economía todos los que transporten aire caliente deberían revestirse exteriormente con cierto espesor de material aislante, espesor que dependerá de la temperatura máxima. Se

suele acabar este aislamiento en una capa de --  
13mm de cemento y una camisa de lona para resistir  
la abrasión y el desgaste. Los conductos de humos  
suelen ir recubiertos por algún material refracta-  
rio, como la gunnita, fijándolo a las planchas del  
conducto en varios puntos con tachuelas soldadas -  
y tela metálica. El espesor del revestimiento va  
ría de 2 a 3 pulgadas según la temperatura, y hace  
aumentar considerablemente la vida de los conductos.

### 11.3 Conductos Colectores de Humos.-

Se disponen con el mínimo de codos y con fácil sa-  
lida a la chimenea; la velocidad de los gases no -  
debe exceder de 40 o 50 Ft/seg. Puesto que estos -  
ductos están sometidos a temperaturas mucho más ele-  
vadas que los del aire, deberá preverse en mayor gra  
do la dilatación.

Para economizar volumen de edificación, suele dispo-  
nerse el colector general de humos sobre el techo de  
la central. Además se toman precauciones contra la -  
dilatación colocando apoyos de rodillos en varios pun  
tos de la conducción. Cuando dos o más calderas se -  
conectan al mismo colector de humos, el necesario au-  
mento de sección progresivo se obtiene aumentando la  
altura del donducto y manteniendo la misma anchura; -  
la forma de la sección transversal es la rectangular  
con el lado superior substituído por una semicircunfe

rencia. En las bases de la chimenea de hormigón - o ladrillo se dispone un marco por el que entra a deslizamiento el colector de humos. En general, - los objetivos son simplicidad y corriente lo más - directa posible.

#### 11.4 Tuberías

Las tuberías se emplean universalmente para enla - zar todos los órganos y aparatos que usen vapor o agua en la central. Una amplia clasificación, se - gún la presión del fluido transportado, podría ser la siguiente:

Presión inferior a 1.75 atm --- Tubería para el agua de circulación.

Presiones superiores a 1.75 atm, Tubería de retorno del condensado pero inferiores a la de alimen - Tubería del agua de servicio tación de la caldera. Tubería del aire comprimido.

Tubería general de vapor y de - Colectores y tubos de alimentación de la caldera. salida de la caldera Tuberías de alimenta - ción de turbinas Tuberías de vapor satu - rado. Tuberías de vapor auxi - liar. Tuberías alimentadoras de la caldera.

En los Estados Unidos se han establecido normas para la clasificación de las tuberías por la presión a soportar y la máxima temperatura. Estas normas representan el -

trabajo de las sociedades nacionales de ingenierías durante 40 años. El objetivo fué la unificación dentro de ciertos límites, para que, independientemente de las casas constructoras, todas las bridas, juntas, válvulas, etc. fueran intercambiables.

#### 11.5 Tuberías para el agua de circulación.

Estas tuberías son las que corresponden al suministro de agua de refrigeración a los condensadores que sirven a las calderas principales. Este servicio requiere grandes volúmenes de agua a presiones relativamente pequeñas, puesto que sólo ha de vencer la resistencia del rozamiento del sistema.

#### 11.6 Tuberías Soldadas.

El perfeccionamiento de la técnica de la soldadura autógena ha dado ocasión a considerables esfuerzos constructivos para reducir el costo de las tuberías. Lo que implica más dispendio es la preparación de las juntas para soldar y esta operación ha sido considerablemente simplificada con la normalización de los accesorios para la soldadura, el empleo de manguitos para ciertas conexiones y la unificación de los biseles de los extremos a soldad.

La experiencia demuestra que las juntas soldadas son más económicas que las de platina y tornillos si el número de soldaduras a efectuar es considerable. Pero



sólo se podrá usar de este recurso en las tuberías de baja presión. En las de gran presión y alta temperatura se deberá emplear la soldadura eléctrica e incluso la supresión de las tensiones internas.

#### 11.7 Selección del Tamaño de Tubería.

La selección del tamaño adecuado para las tuberías de vapor y agua en una central se basan generalmente en razonables velocidades de corrientes y en las pérdidas de carga a presión a lo largo del recorrido. - En la conducción de agua cuando se toma en consideración tanto el costo de bombeo como el tamaño de las bombas se encuentran usualmente que las óptimas velocidades están comprendidas entre 4 y 8 ft/seg. - Para determinar las pérdidas por rozamiento en el transporte de fluidos, tenemos a disposición las obras de Chezy, O'Arzy, Hazen, Williams y particularmente el análisis de Reynolds. Reynolds reconoció claramente la diferencia entre la corriente viscosa y la turbulenta, y estableció relaciones que nos permiten calcular el límite entre ambas. En todos los servicios de una central la velocidad del agua es suficientemente elevado como para que haya corriente turbulenta. El número de Reynolds se determina calculando el valor del "índice" de Reynolds  $(\frac{DVP}{\nu})$  y por la lectura del valor de  $(\phi)(DVP^2)$  que nos den -

las curvas del gráfico para los tubos de cobre y acero. Este gráfico es el resultado de la correlación de múltiples datos experimentales y se puede tener plena confianza en él. Con la elección de cierto tamaño de tubería y expresando la resistencia de válvulas y accesorios intercalados como longitudes de tubería, la caída de presión o pérdida de carga puede determinarse fácilmente. Estos cálculos requieren datos experimentales sobre la viscosidad del fluido manejado, particularmente en función de la temperatura, puesto que el rozamiento del fluido viene muy afectado por esta variable.

## CAPITULO XII

## 12.1 COSTOS FIJOS

Para ello es necesario fijar varios valores como son: la carga total, el costo aproximado ya estimado de la planta, intereses por seguros, intereses por impuestos, intereses sobre capital, los cuales se estiman.

Considerando la cimentación y construcción de la torre de enfriamiento como el 30% del costo total:

Costo estimado de la planta 185,000,000.00

Kw - hr producidos a capacidad total  $6.65 \times 10^8$

Lo cual representa un costo de \$0.2781/Kw-hr

Tasa de impuestos 12 %

Interés capital 15 %

Intereses por seguros 2 %

Costos Fijos (¢/kw-hr)

Impuestos 3.3372

Intereses 4.1712

Seguros 0.5562

## 12.2 COSTOS VARIABLES.-

Aquí se incluyen los costos de mantenimiento, sueldos, mano de obra, etc.

Combustible 3.356

Sueldos 0.476

Mantenimiento 0.097

Gastos Varios 0.87

T o t a l 4.802 ¢/Kw-hr

## 12.3 COSTO POR Kw-hr

$$\text{Costo total} = 4.802 + 8.0646 = 12.86 \text{ ₱/Kw-hr}$$

## CAPITULO XIII

### BIBLIOGRAFIA

- \* Gustaf A. Gaffert "STEAM POWER STATIONS" 4a. Ed., McGraww Hill, Kogakusha 1968.
- \* McCabe-Smith "OPERACIONES BASICAS DE INGENIERIA QUIMICA", Editorial Reverté 1973 Pag. 91, 112 - Apéndice No. 4
- \* Perry R. H. "CHEMICAL ENGINEER'S HANDBOOK"

TABLE VI. THEORETICAL HEAT RATES<sup>1</sup>

Initial pressure, psig	Initial temperature, F	Back pressures			
		1 in. Hg	1.5 in. Hg	2 in. Hg	2.5 in. Hg
200	650	10,140	10,528	10,840	11,094
	700	10,031	10,405	10,704	10,953
	750	9,919	10,280	10,568	10,812
	800	9,804	10,153	10,432	10,670
	850	9,686	10,023	10,296	10,528
	900	9,565	9,891	10,160	10,386
300	650	9,681	10,009	10,279	10,502
	700	9,581	9,907	10,167	10,383
	750	9,481	9,801	10,053	10,261
	800	9,380	9,692	9,937	10,137
	850	9,280	9,580	9,819	10,011
	900	9,179	9,466	9,699	9,883
400	650	9,371	9,677	9,923	10,110
	700	9,284	9,583	9,822	10,006
	750	9,195	9,487	9,719	9,900
	800	9,105	9,389	9,613	9,792
	850	9,013	9,289	9,505	9,682
	900	8,919	9,186	9,396	9,570
600	950	8,823	9,081	9,284	9,456
	650	8,995	9,261	9,465	9,646
	700	8,914	9,175	9,377	9,549
	750	8,832	9,087	9,287	9,451
	800	8,750	8,998	9,194	9,352
	850	8,667	8,907	9,098	9,252
800	900	8,583	8,816	9,001	9,151
	950	8,498	8,725	8,902	9,050
	1000	8,411	8,633	8,801	8,949
	650	8,757	8,992	9,184	9,341
	700	8,679	8,913	9,099	9,251
	750	8,601	8,832	9,013	9,161
1000	800	8,522	8,749	8,925	9,070
	850	8,443	8,665	8,837	8,978
	900	8,364	8,580	8,749	8,886
	950	8,284	8,495	8,658	8,792
	1000	8,204	8,400	8,566	8,697
	1000	700	8,513	8,730	8,898
750		8,436	8,651	8,817	8,951
800		8,360	8,571	8,735	8,871
850		8,284	8,491	8,651	8,784
900		8,208	8,411	8,567	8,697
950		8,132	8,330	8,483	8,609
	1000	8,056	8,248	8,398	8,521

TABLA I

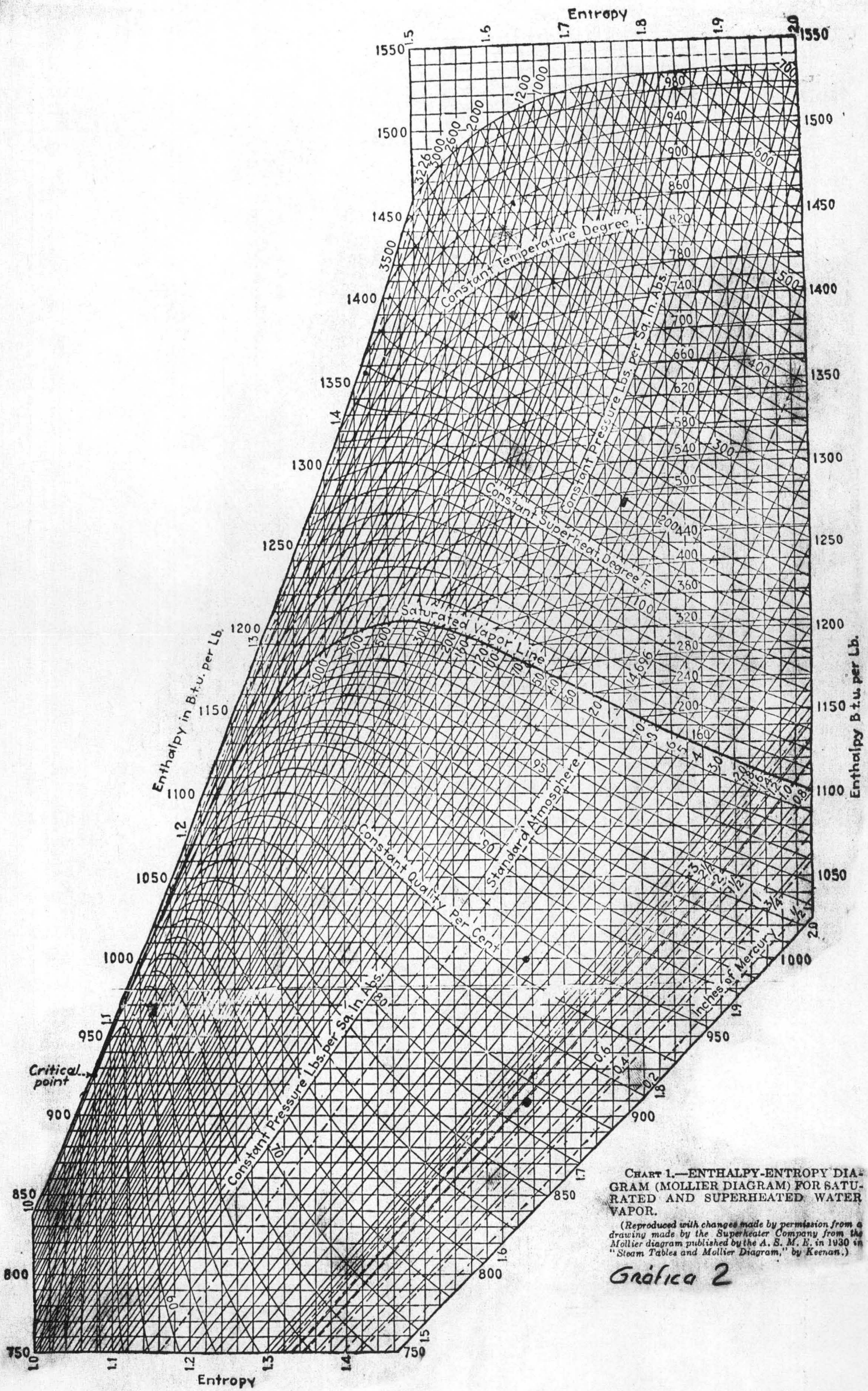


CHART 1.—ENTHALPY-ENTROPY DIAGRAM (MOLLIER DIAGRAM) FOR SATURATED AND SUPERHEATED WATER VAPOR.  
 (Reproduced with changes made by permission from a drawing made by the Superheater Company from the Mollier diagram published by the A. S. M. E. in 1930 in "Steam Tables and Mollier Diagram," by Keenan.)

Gráfica 2

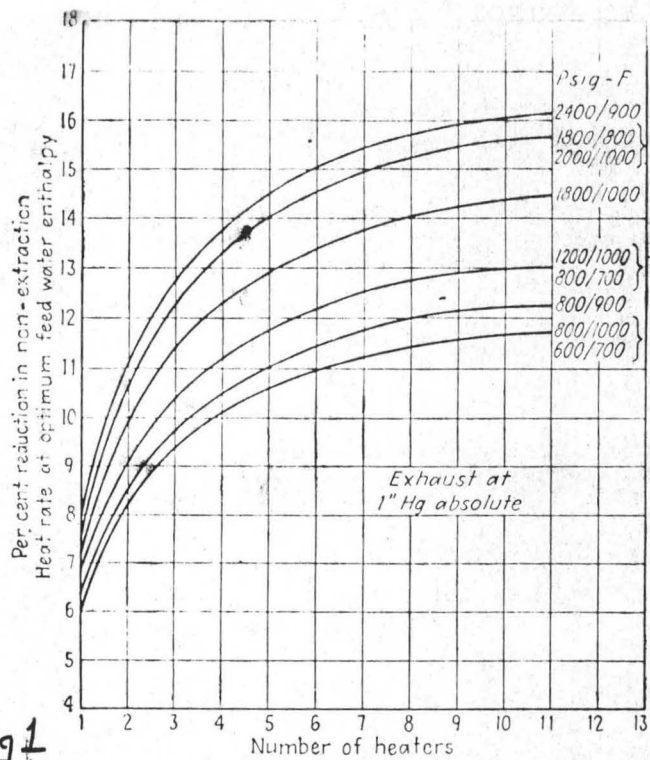


Fig 1

Fig. 58. Effect of various stages of feed water heating on turbine economy.

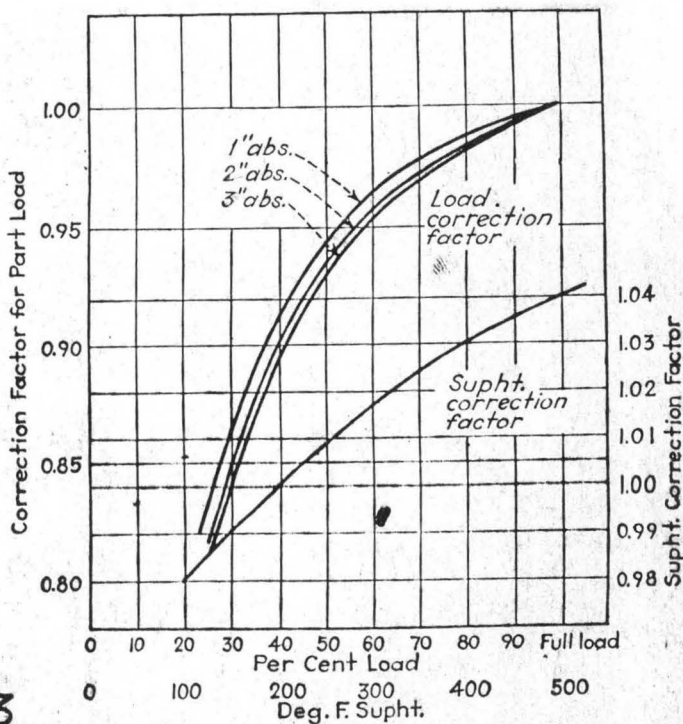


Fig 3

Fig. 80. Turbine engine-efficiency correction factors. Actual turbine engine efficiency at full load design efficiency  $\times$  correction factor for load and back pressure  $\times$  superheat correction = actual efficiency.



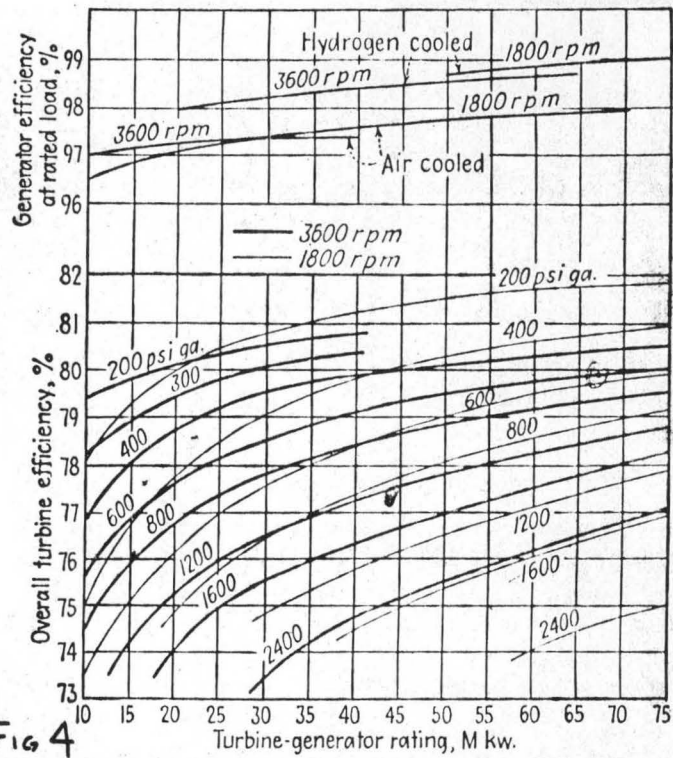


Fig 4

Fig. 59. Over-all turbine efficiencies for large steam turbines.

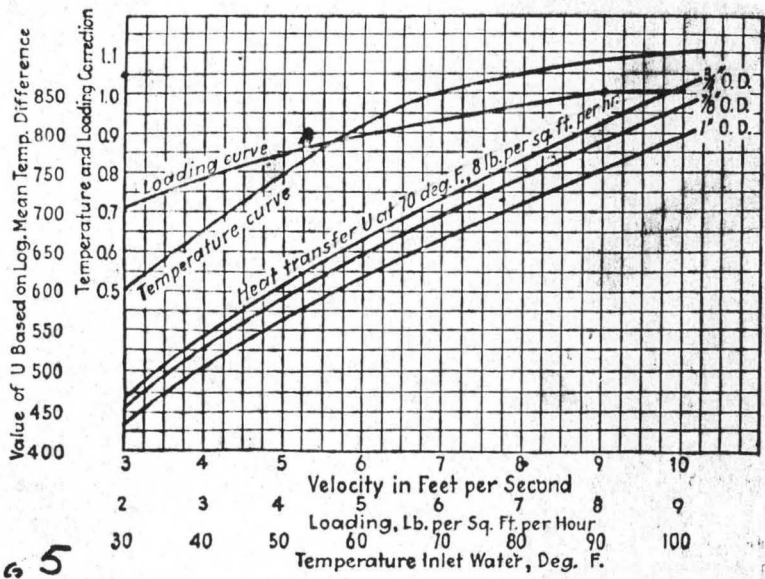


Fig 5

Fig. 58. Commercial heat-transfer curves for designing surface condensers for use in connection with turbines.

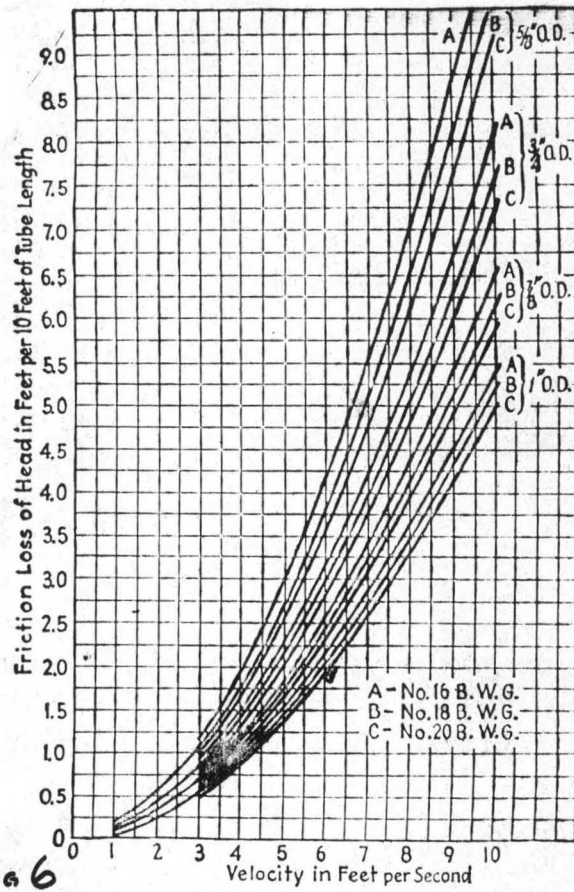


Fig 6

FIG. 90. Friction-head loss through condenser tubes.

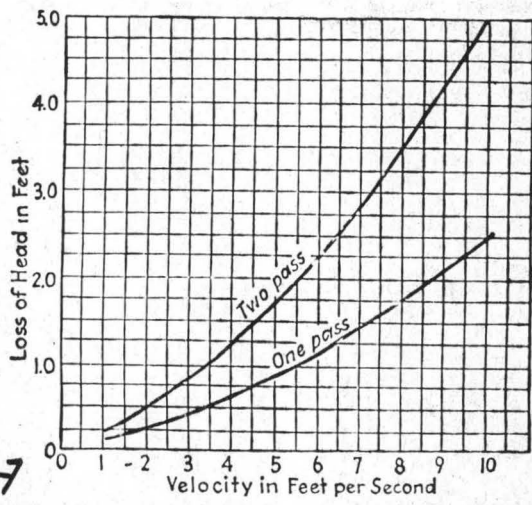


Fig 7

FIG. 91. Curves for determining water-box losses in condenser.

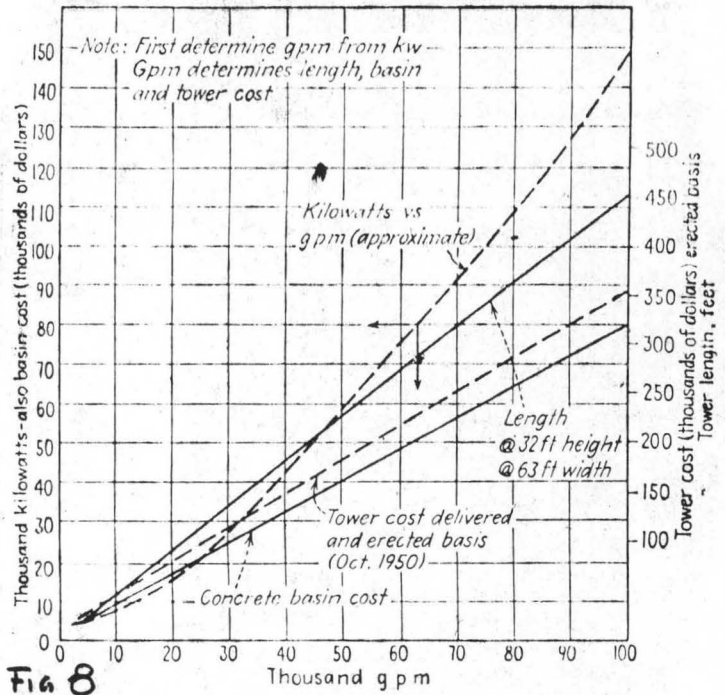


FIG. 110. Induced-draft cooling-tower costs (1950 basis).

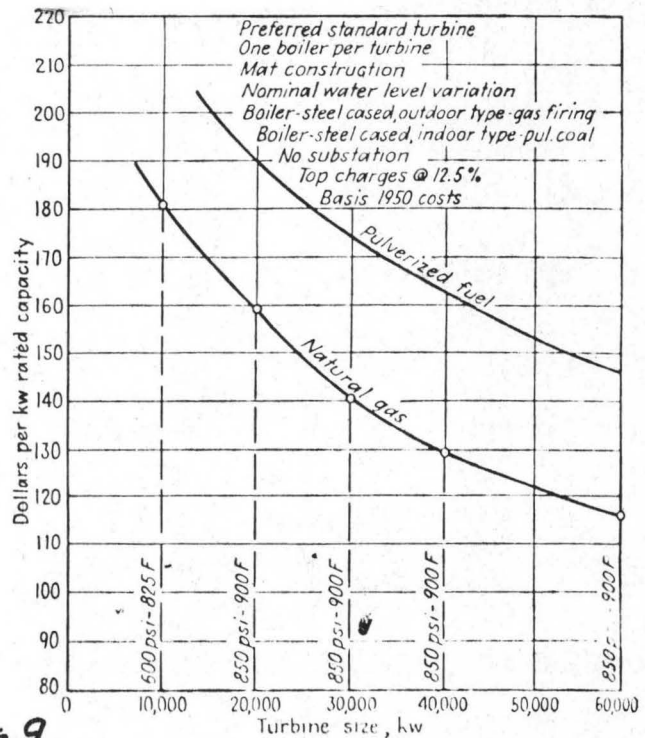


FIG. 358. Power-station investment cost.

## CONCLUSION

Los datos usados para el desempeño del trabajo son -  
lógicos, por lo tanto los resultados obtenidos están  
muy cercanos a los reales.

En este trabajo se nos permitió desarrollar todos los  
conocimientos adquiridos durante la carrera, con lo -  
cual pensamos que no pudo haber mejor forma de con --  
cluirlo.

Esperamos que este diseño sirva para consulta de las -  
futuras generaciones de esta Universidad, y así contribu  
ir al engrandecimiento de ésta.