

0478

TESIS

FACULTAD DE INGENIERIA

- Condiciones de Operación de una Planta Térmica formada por Turbinas de Gas y Generadores y Turbinas de Vapor.

T E S I S

Que para obtener el título de:
INGENIERO MECANICO ELECTRICISTA.
p r e s e n t a :
LUIS CARLOS SANCHEZ ILLOLDI



Universidad Nacional
Autónoma de México



UNAM – Dirección General de Bibliotecas

Tesis Digitales

Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS ©

PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

Todo el material contenido en esta tesis esta protegido por la Ley Federal del Derecho de Autor (LFDA) de los Estados Unidos Mexicanos (México).

El uso de imágenes, fragmentos de videos, y demás material que sea objeto de protección de los derechos de autor, será exclusivamente para fines educativos e informativos y deberá citar la fuente donde la obtuvo mencionando el autor o autores. Cualquier uso distinto como el lucro, reproducción, edición o modificación, será perseguido y sancionado por el respectivo titular de los Derechos de Autor.

A mi madre.



UNIVERSIDAD NACIONAL
AUTÓNOMA DE
MÉXICO

FACULTAD DE INGENIERÍA
Dirección
Núm. 77-1401
Exp. Núm. 77/214.2/

Al Presente señor Luis Carlos SANCHEZ TILLODI
P r e s e n t e .

En atención a su solicitud relativa, me es
grato transcribir a usted a continuación el tema que aprobado por
esta Dirección propuso el señor profesor Ingeniero Ignacio Avilez
Serna, para que lo desarrolle como tesis en su examen profesional de
Ingeniero MECÁNICO ELECTRICISTA.

CONDICIONES DE OPERACION DE UNA PLANTA TECNICA FORMADA POR
TURBINAS DE GAS Y GENERADORES Y TURBINAS DE VAPOR

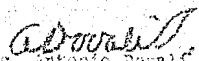
"El estudio comprenderá:

- a) Descripción y características técnicas de la instalación,
comprendiendo los turbogeneradores de gas y los turboge-
neradores de vapor.
- b) Estudio de las relaciones entre las partes de la instala-
ción, de acuerdo con los combustibles y combustantes que
se utilizan, según sean las diversas condiciones de demanda
de energía.
- c) Organos necesarios para el control de las propiedades del
vapor y de los gases para obtener la mayor eficiencia."

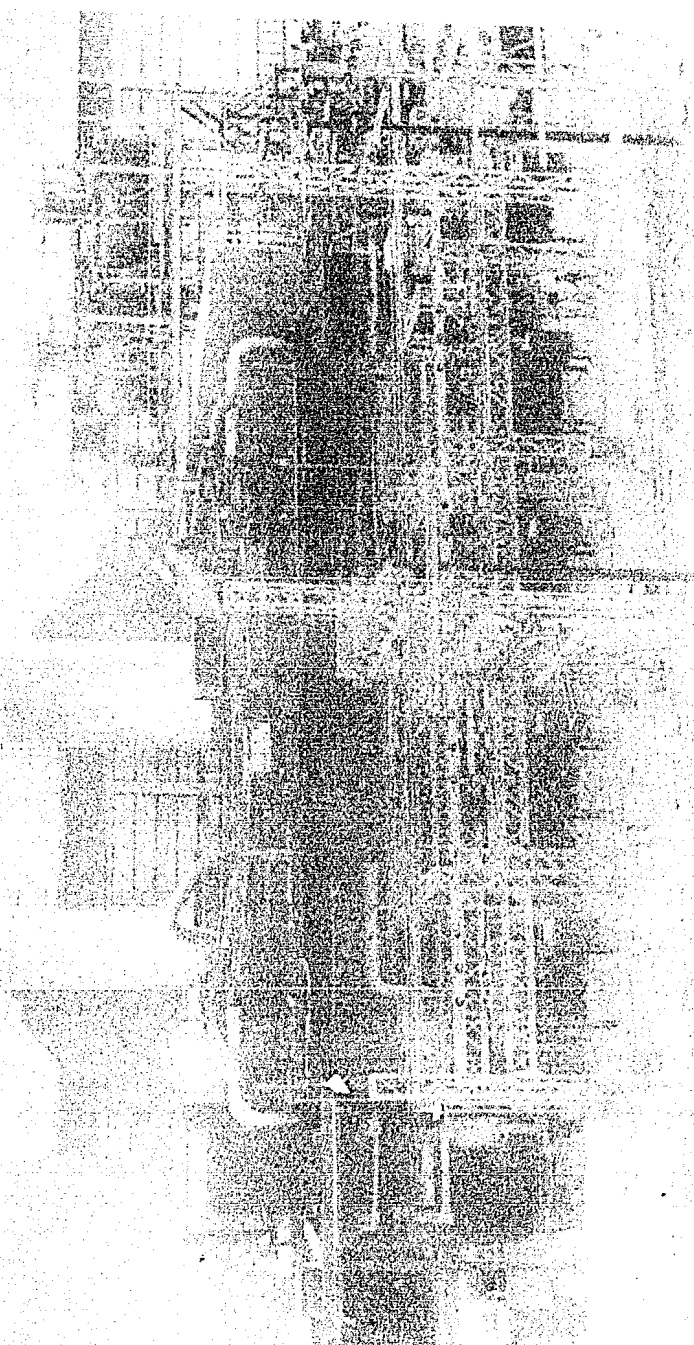
Ruego a usted tomar debida nota de que en
cumplimiento de lo especificado por la Ley de Profesiones, deberá
prestar Servicio Social durante un tiempo mínimo de seis meses como
requisito indispensable para sustentar examen profesional; así como
de la disposición de la Dirección General de Servicios Escolares, en
el sentido de que se imprima en lugar visible de los ejemplares de la
tesis, el título del trabajo realizado.

Muy atentamente.

"POR MI RAZA HABLA EL ESPÍRITU"
México, D.F. 19 de Abril de 1961.
EL DIRECTOR


Ing. Antonio Devalle Jaime


Adj. 'MMO' orig



INDICE

CAPITULO I

página

DESCRIPCION DE LA PLANTA	1
------------------------------------	---

CAPITULO II

CALOR DE DESECHO

Introducción	10
Antecedentes	11
Conclusión	13
Comportamiento de las Turbinas de Gas	15
Instalación	16
Operación	20
Comportamiento Anticipado	29
Cálculo de Consumo de Combustible para Operación con Calor de Desecho	34
Datos de Operación de los Dos Turbogeneradores, Trabajando en Ciclos Independientes y en un Ciclo Combinado	39
Economizador	41
Vaporización en el Economizador	42
Características del sistema y Naturaleza de la Carga Eléctrica de la Planta	46
Datos Comparativos para Operación con Calor de Desecho Operando a Carga Parcial la Unidad	48
Diferentes Formas de Operación del Arreglo	51

CAPITULO III

VENTILADOR DE TIRO INDUCIDO	55
Ventilador	56
Motor Eléctrico	59
Acoplamiento Hidráulico	59
Características Mecánicas	65
Leyes Básicas	67
Curvas Características del Ventilador	68
Pérdida de Energía por Estrangulamiento	73
Proceso de Estrangulamiento	73

Para desarrollar el tema de tesis propuesto -- se hizo uso de datos tomados en la Planta Termoeléctrica de Grupo Industrial de Monterrey, S.L.; dicha Planta cuenta con instalaciones que llenan los requisitos del tema.

Debe aclararse que las unidades a las cuales se refiere esta tesis no están trabajando aún en Operación con Calor de Resaca, que el comportamiento de las mismas que se da aquí es anticipado y por tanto puede diferir en algo con el comportamiento real que se obtendrá en operación.

CAPITULO I

DESCRIPCION DE LA PLANTA

DESCRIPCION DE LA PLANTA

INTRODUCCION

La planta termoelectrica para aprovechamiento de calor de desecho, motivo de este estudio, consta del siguiente equipo:

Dos turbogeneradores de gas, marca General Electric.

Dos generadores de vapor, marca Babcock & Wilcox.

Dos turbogeneradores de vapor, marca Parsons.

La novedad que presenta una planta termoelectrica para aprovechamiento del calor de desecho con respecto a una planta del tipo convencional, reside en el generador de vapor; en por eso que en este estudio se concentra la atencion a este equipo.

DESCRIPCION DEL GENERADOR DE VAPOR

GENERALIDADES

Cada caldera esta disenada para generar vapor a 900 lb/pulg^2 y 500°F , quemando gas natural. La combustión puede llevarse a cabo ya sea con:

- a) Aire a la temperatura ambiente, llamandose a esta operacion "Operacion con Aire".
- b) Gases calientes de la descarga de una turbina de gas, que tienen un alto contenido de oxigeno. Llamandose a esta operacion "Operacion con Calor de Desecho."

Las capacidades maximas especificadas, son diferentes para ambos metodos de operacion, siendo éstas:

- a) Operacion con Aire:

Régimen Máximo de Combustión: $220,000 \text{ lb/hr.}$

Pico (4 horas): 231,000 lb/hr.

b) Operación con Calor Desechado:

Régimen Máximo de Combustión: 250,000 lb/hr., el cual se obtendrá cuando la turbina de gas esté operando a plena carga.

Cada caldera suministra vapor a un turbo alternador de 25,000 KW; entonces queda constituida una unidad que comprende: turbina de gas - generador de vapor - turbina de vapor. La planta operará normalmente en el sistema de unidad.

Se puede operar cualquier caldera con cualquier turbina de vapor.

CARACTERISTICAS DEL GAS NATURAL Y DEL GAS DE ESCAPE DE LA TURBINA

Las características del gas natural son las siguientes:

Poder calorífico superior (P.C.S.) Btu/pie³ (standard) = 1,039

Poder calorífico inferior (P.C.I.) Btu/pie³ (standard) = 983

Análisis:

CO ₂	=	0.02%	por volumen
N ₂	=	0.17%	" "
CH ₄	=	96.43%	" "
C ₂ H ₆	=	2.76%	" "
C ₃ H ₈	=	0.52%	" "
C ₄ H ₁₀	=	0.03%	" "

100.00%

La composición del gas húmedo de escape de la turbina de gas, en % por peso, bajo condiciones de diseño es el siguiente:

Carga (Turbina gas)	KW	0	7,000	11,000	15,410
O ₂	21.3	18.9	19.1	18.0	
CO ₂	1.2	2.1	2.6	3.4	

H ₂ O	1.0	1.6	2.1	2.6
H ₂	76.5	76.4	78.2	78.0

Lo anterior es bajo las siguientes condiciones de diseño de la turbina de -
gas:

Temperatura ambiente = 80°F

Humedad relativa = 50%

Succión a la entrada

del compresor = 2.5 " H₂O

Presión de descarga

antes del silenciamiento

de = 6.0 " H₂O

PRINCIPIO DE OPERACION CON CALOR DE DESECHO:

Lo primero y más importante por tratar, es la división de la carga de la unidad entre las turbinas de gas y vapor. Es esencial que las variaciones de carga de la unidad sean tomadas en proporción igual entre ellas. La consideración de - vaporización en el economizador lo hace obligatorio.

La máxima carga de la unidad es de 40,000 KW de la cual, la turbina de gas produce 15,400 KW o sea el 38% de la carga total y la turbina de vapor 25,000 KW o sea el 62% de la carga total. Las mismas proporciones deben ser mantenidas a cargas parciales, por ejemplo, a una carga de la unidad de 30,000 KW, la turbina de gas genera el 38% de 30,000 KW, o sea 11,400 KW, y la turbina de vapor, 62% de 30,000 KW o sea 18,600 KW.

Para lograr ésto, es necesario ajustar los gobernadores de ambas turbinas - adecuadamente.

La turbina de gas descarga a una presión positiva que es producida por la - resistencia al flujo en los tubos del economizador, la fricción en los ductos y - las pérdidas en las compuertas.

Hay mucho más gas de escape de la turbina que el requerido para la combustión (comburente) e inyección al horno. El gas de descarga excedente a estos requerimientos es pasado directamente al economizador, en donde encuentra a la entrada de éste a los gases producto de la combustión de la caldera descargados por el ventilador de tiro inducido, el cual mantiene condiciones de tiro balanceado en el horno.

Esto significa que todo el gas de escape de la turbina, forzosamente pasa a través del economizador, habiendo pasado una parte de él, primero por la caldera en donde efectúa un trabajo.

Para una temperatura ambiente dada, el peso de los gases de escape de la turbina es substancialmente constante a través de todas las cargas de la turbina de gas. El flujo a través del economizador es por tanto constante también y provoca una presión constante a la entrada del economizador.

PRINCIPIO DE OPERACION CON AIRE

La operación difiere de la de una caldera del tipo convencional, en que no hay ventilador de tiro forzado. La presión en la caja de aire es cero y el aire es obtenido estableciendo una alta succión en el horno con el ventilador de tiro inducido.

CONTROL DE LA TEMPERATURA DEL VAPOR

La temperatura del vapor es controlada por medio de un atemperador tipo domo en el caso de operación con aire; y en el caso de operación con calor de desecho, solamente por el uso de las puertas de inyección al horno.

DETALLES DEL GENERADOR DE VAPOR

CALDERA TIPO:	F.H.	29 - 21
	G.N.	60 - 16' 00" Tangente

PRESION DE DISEÑO:

1,050 lb/pulg²

HORNO Y CALDERA:

Horno con tubos tangentes, incluyendo pared frontal en donde están colocados los quemadores.

Diecisiete hilera de tubos generadores en los bancos del segundo y tercer pasos.

Diámetro del Domo de Vapor = 60"

Diámetro del Domo Inferior = 48"

Superficie de Calefacción del Horno y Caldera:

Paredes y Techo = 2,073 pies²

Piso = 329 pies²

Total: = 2,402 pies²

Superficies de calefacción de los Bancos de la Caldera = 13,500 pies²

Volumen del Horno = 8,510 pies³

Interiores del Domo

Tipo: secador.

Longitud: 18 pies

Elementos purificadores del vapor:

Veinte ciclones cónicos de 11 1/2" con secadores inclinados, arreglados en una hilera. Además de los anteriores que son para la circulación en la caldera, hay tres ciclones cónicos de las mismas características para las conexiones de vaporización del economizador, las cuales están colocadas en una pared separada independiente.

SOBRECALENTADOR

Sección Primaria:

Es del tipo pendiente. De 24 elementos de ancho con tubos de 2" de diámetro exterior, dos tubos por elemento; con una vuelta omitida en la parte posterior del segundo banco.

El arreglo es para contrarriego entre los gases y el vapor.

Paso horizontal = $4 \frac{1}{24}$ "

Longitud media efectiva = 145'

Superficie efectiva de calefacción = 3,840 pies²

Sección Secundaria:

Es del tipo pendiente. De 16 elementos de ancho, con tubos de 2 pulgadas de diámetro exterior; dos tubos por elemento. Arreglado para flujo paralelo.

Paso horizontal = $6 \frac{1}{16}$ "

Longitud Media Efectiva = 83' 3"

Superficie Efectiva de Calefacción = 1,460 pies²

Superficie Total Efectiva del Sobrecalentador = 5,300 pies²

ATEMPERADOR

Tipo domo. Dispuesto para operar entre los sobrecalentadores primario y secundario.

Está formado por tres enrollamientos, cada uno de 3 tubos de 2" de diámetro exterior y 41' de largo.

Superficie total de calefacción = 580 pies²

ECONOMIZADOR

El economizador es tipo vaporizador con carcasa a prueba de fuga de gas. Es monotubular y consta de dos bancos, cada uno de 16 vueltas de alto por 54 elementos de ancho.

El arreglo es para contraflujo, pasando los gases hacia abajo,

Los tubos son de 1 1/2" de diámetro exterior, arreglados en línea con un --
paso horizontal de 3" y un paso vertical de 3".

Superficie de calefacción = 32,600 pies²

En la entrada de cada tubo está colocado un casquillo que tiene un orificio
de 1/4" de diámetro.

A la salida del acondicionador los 54 tubos forman 27 pares, cada par estando
soldado a tope con un tubo de 2" de diámetro exterior. Son entonces, 27 conexio-
nes vaporizadoras de 2" de diámetro exterior y entran al domo en tres grupos en -
un lugar sobre el segundo y tercer pasos de la caldera, desembocando en una pared
separadora independiente que guía al vapor hacia tres ciclones.

EQUIPO DE FUEGO

Hay ocho quemadores de 21 1/2" tipo "Spud" de gas; cada uno tiene un quema-
dor piloto. Están arreglados en dos grupos verticales de cuatro quemadores cada
uno.

VENTILADOR DE TIRO INDUCIDO

Fabricante:	Davidsons
Tipo:	R.C.B. 45 (aspas hacia atrás)
Número por caldera:	1
Motor:	560 H.P.; 870 R.P.M.
Control:	Aceplamiento hidráulico

Trabajos:

Operación con Calor Desechado:

Evaporación de la caldera	Volumen pies ³ /min.	Temperatura °F	Tiro en pulg. H ₂ O
------------------------------	------------------------------------	-------------------	-----------------------------------

145,000	128,000	700	4.0
231,000	188,000	780	7.75

Operación con Gas Natural:

Evaporación de la caldera lb/hr.	Volumen pies ³ /min.	Temperatura °F	Tiro en pulg. H ₂ O
145,000	111,000	690	3.5
231,000	192,000	810	9.0

Condiciones de diseño: 220,000 pies³/min. a 840°F y 10.75" de H₂O.

COMPUERTAS

Las compuertas instaladas en la caldera son las siguientes:

<u>Posición</u>	<u>Tipo</u>
Escape a la atmósfera de los gases de escape de la turbina	A prueba de fuga de gas
Aisladora del escape de la turbina	A prueba de fuga de gas
Control de la presión de escape de la turbina	Convencional
Inyección al hogar	Convencional
Ajustadora del ventilador de tiro inducido	Convencional
Aisladora del flujo de gases	Pincas removibles
Entrada de aire	A prueba de fuga de gas
Diafragma de seguridad, de escape a la atmósfera	Diafragma metálico

SOPLOADORES DE HOLLÍN:

La caldera está diseñada para tener soploadores de hollín por si fueran nece

sarios en el futuro, ya que actualmente no los tiene. La alimentación de vapor - está tomada en el cabezal de salida del sobrecalentador primario.

DATOS COMPLEMENTARIOS:

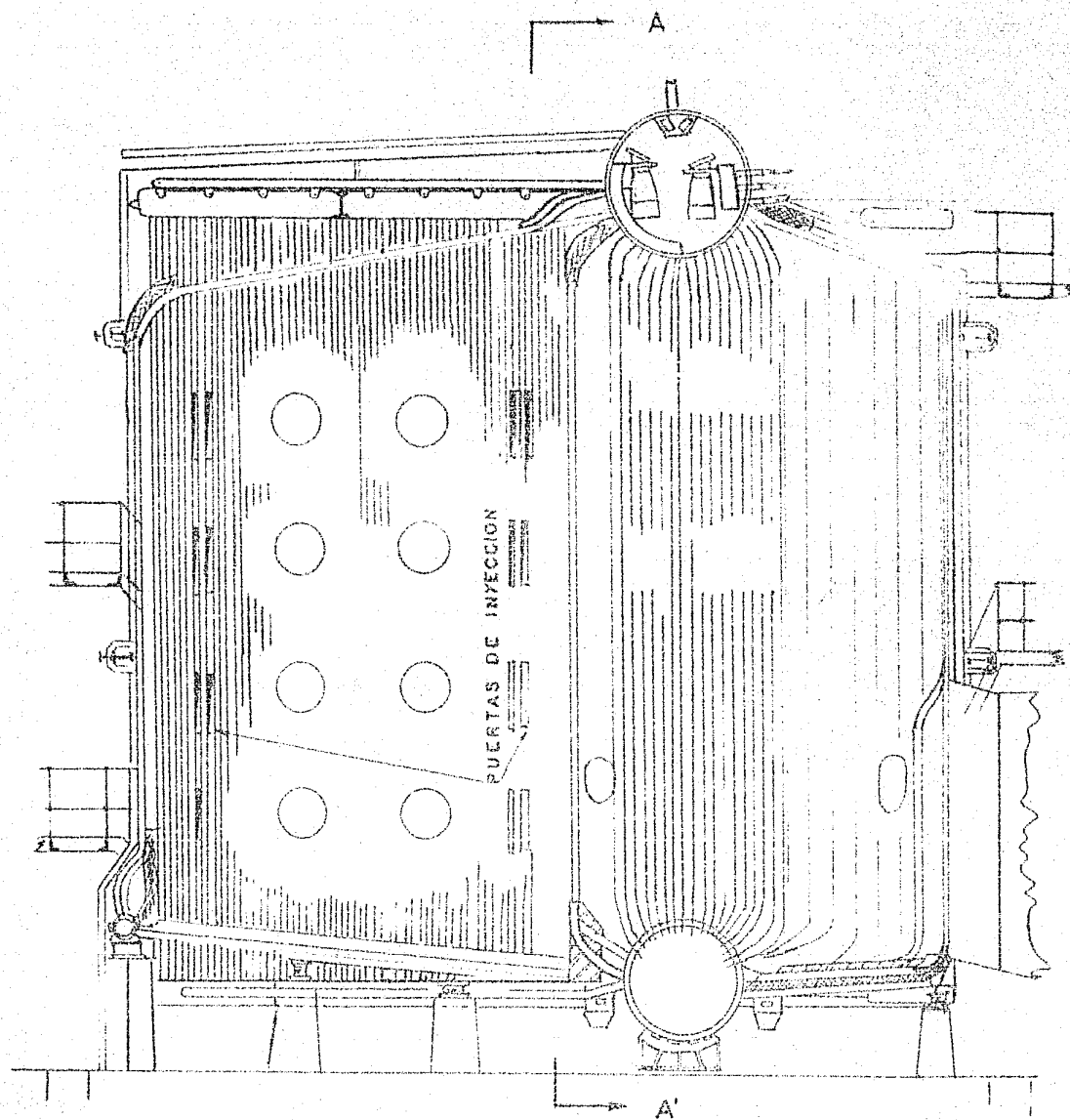
Ajuste de la válvula de seguridad: 1,050 lb/pulg²

Presión de prueba hidrostática: 1,412 lb/pulg²

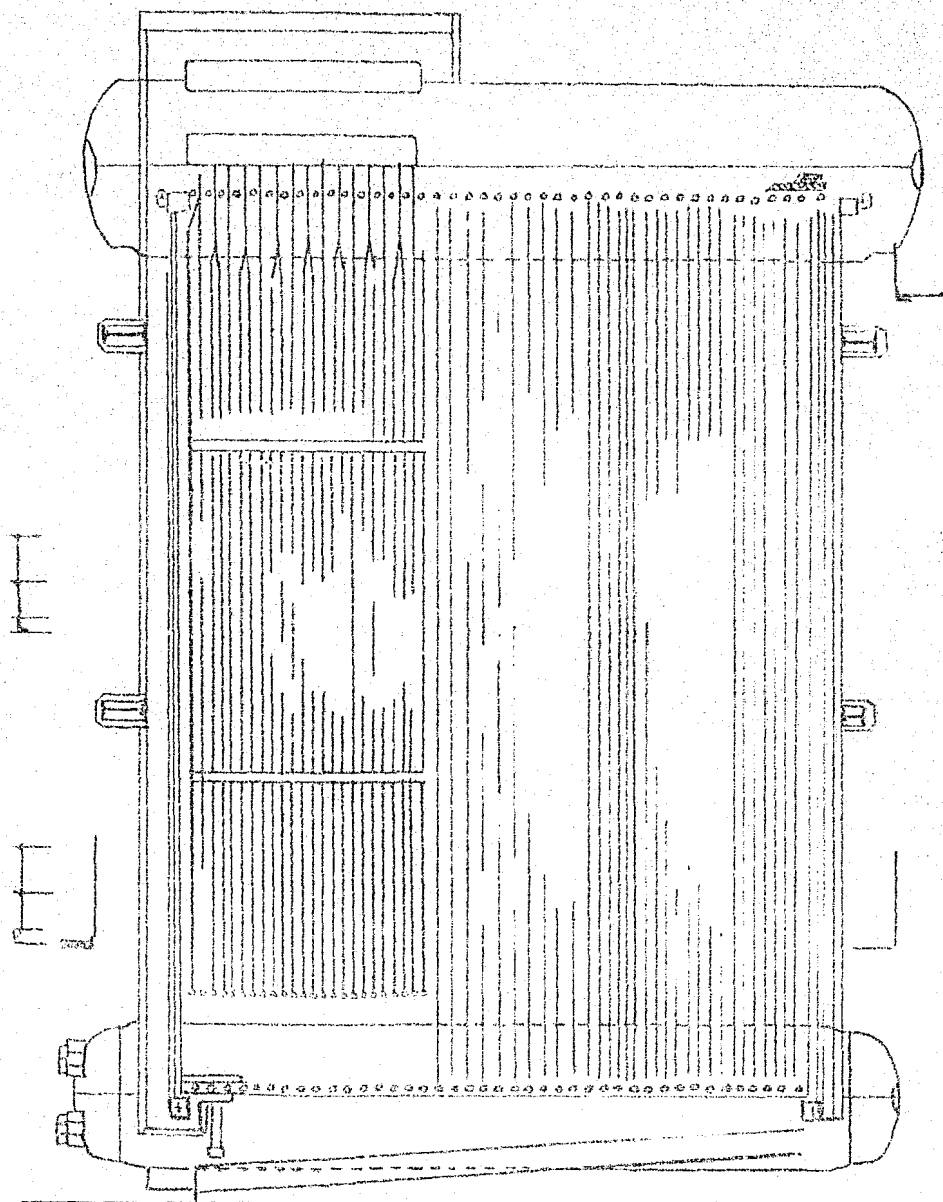
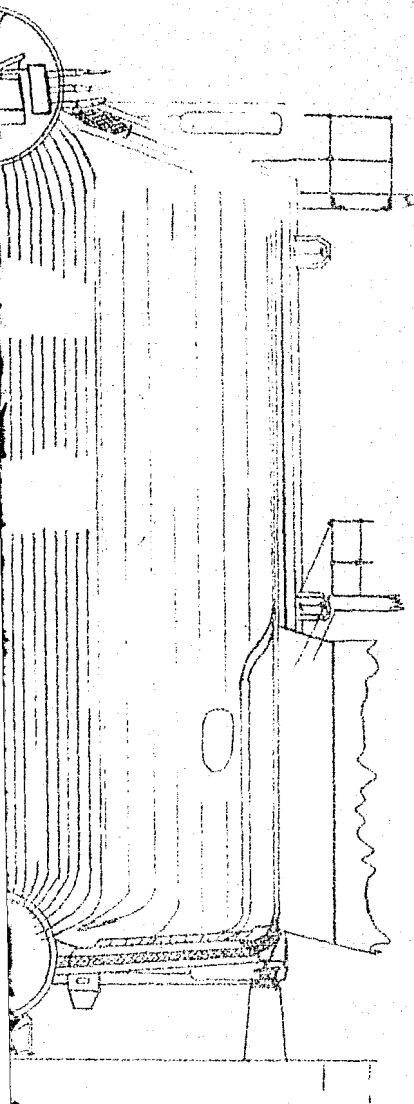
Caída de presión a través del

sobrecalentador a 220,000 lb/hr.: 85 lb/pulg², lo cual incluye una caída de 24 lb/pulg² a través -- del atemperador.

Temperatura del agua de alimentación: 230°F



ELEVACION EN LA PARED FRONTAL VISTA DESDE DENTRO DEL HORNO



ESDE DENTRO DEL HORNO

ELEVACION A-A'

CAPITULO 11

CALOR DE DESECHO

CALOR DE DESECHO

INTRODUCCION

Utilización del Calor de Desecho.~ La utilización del Calor de Desecho es el resultado de la idea de aprovechar el calor sensible en los gases de escape de los hornos utilizados para procesos industriales y de las máquinas de combustión interna.

Hay varios métodos de utilizar el calor de desecho:

1. Precalentando material.
2. Calentando agua.
3. Generando vapor.
4. Sobrecalentando vapor.
5. Precalentando aire para combustión.

En esta planta los gases calientes se toman del escape de una turbina de gas y su aprovechamiento es generando vapor o calentando agua y sustituyendo al precalentador de aire.

Generador de Vapor para Aprovechar el Calor de Desecho.~ Los generadores de vapor para aprovechar el calor de desecho pueden ser instalados donde continuamente se descargue gas de desecho de cualquier proceso, a una temperatura más alta que la de vapor saturado a la presión requerida en la planta. Cuanto más alta es la temperatura del gas, mayor será la diferencia de la temperatura promedio entre el gas y el vapor, y mayor será la generación de vapor por unidad de superficie de caldera.

Calderas que reciben gas alrededor de 2,000° F pueden ser construidas con diámetros de los tubos y arreglos, similares a las calderas convencionales, y pueden ser diseñadas para operar con tiro natural. Cuando la temperatura del gas es baja, la evaporación por unidad de superficie de caldera será también ba-

ja a menos que se usen altas velocidades del gas, necesiándose entonces ventilador de tiro inducido.

Temperaturas de los gases arriba de 1,000° F. usualmente justifican la aplicación de calderas para calor de desecho.

En esta planta el aprovechamiento principal del calor de desecho se lleva a cabo en el economizador, en donde se produce vapor húmedo o agua caliente únicamente (según la carga eléctrica); el aprovechamiento secundario es en la caldera misma, dando el comburente y además como regulador de la temperatura del vapor en el sobrecalentador por convección.

Aunque la temperatura de los gases de escape de la turbina de gas es relativamente baja, hay una transferencia de calor eficiente en el economizador debido a la alta velocidad de los gases provocada por la presión a la entrada del economizador que es debida al gran flujo de gases del escape de la turbina. La alta velocidad de los gases hace más eficiente la transferencia de calor porque se produce un mayor potencial térmico (que estimula la transferencia de calor) entre el cuerpo caliente (gases) y el cuerpo frío (agua) al pasar más rápidamente los gases a través de los tubos.

Las características base de diseño en una caldera; presión, temperatura y capacidad, hacen necesario el uso de quemadores complementarios que operando con el calor de desecho, proporcionen una cantidad de calor tal que sumado con el calor de los gases de escape de la turbina, den la cantidad de energía necesaria para satisfacer tal diseño.

El hecho de recibir los gases que contienen el oxígeno comburente a alta temperatura, hace innecesario el uso del precalentador de aire, que generalmente unidades de su capacidad tienen; ahorrándose así el costo del mismo. En operación con aire, éste entra a la caja de aire a la temperatura ambiente.

ANTECEDENTES

En la planta, motivo de este estudio, se instalaron en el año de 1957 dos -

turbinas de gas con una capacidad cada una de 15,000 KW. La causa principal que influyó en la selección de estas turbinas fue la escasez de agua en ese lugar y en ese tiempo. Estas turbinas fueron de las primeras en su tipo y por lo tanto su operación, hasta cierto punto, fue considerada de tipo semi-experimental.

El ciclo de estas turbinas de gas es conocido como tipo abierto sencillo, es decir, el arreglo está constituido por un compresor axial (14 pasos), cámaras de combustión (16) y turbina (2 pasos); (ver figura No. 1).

La eficiencia térmica del ciclo ha resultado baja, siendo los valores obtenidos de aproximadamente 20% a plena carga y bajando considerablemente a cargas parciales.

En base de los resultados anteriores y en razón de la cantidad de calor que llevaban consigo los gases de escape de la turbina de gas, fue tomada la decisión de aprovechar el calor de estos gases, máxime que por otro lado existía la necesidad de satisfacer una mayor demanda de energía eléctrica y por consiguiente, la necesidad de ampliar la planta.

De acuerdo con todo lo anterior fue desarrollado un anteproyecto de ampliación de la planta para determinar la capacidad en base de las nuevas demandas; y el tipo en base de las características de las instalaciones existentes y de las facilidades de agua (que en esta fecha ya estaban resqueadas), decidiéndose entonces por la instalación de 2 grupo turbogeneradores a vapor adaptados, de 25,000 KW de capacidad cada uno que satisficieran los dos problemas a resolver, es decir, demanda y utilización del calor de desecho. Con ésto quedaban constituidos dos arreglos idénticos que trabajarían como unidades independientes, comprendiéndose en cada unidad los siguientes elementos: 1 turbina de gas - 1 generador de vapor - 1 turbina de vapor con la cual la eficiencia térmica total de la planta por grupo subiría.

Este arreglo es una variante del llamado "ciclo turbina de gas-vapor" o del generador de vapor tipo "Velox", la diferencia estriba en que éstos consisten de:

caldera con hogar a alta presión y turbinas de gas y vapor, la caldera generando ambas sustancias de trabajo: gases calientes y vapor. Estando en período de desarrollo su diseño.

El arreglo, turbina de gas - generador de vapor - turbina de vapor tiene -- antecedentes en unas (muy pocas) plantas que hay en los Estados Unidos.

Debe hacerse notar que al instalar una turbina de gas no implica necesariamente la instalación de un generador de vapor o algún dispositivo que aproveche -- el calor de los gases de escape, para mejorar la eficiencia total de la planta, -- puesto que la eficiencia depende del arreglo de la turbina y hay arreglos más -- eficientes que el presente, además de que está en pleno desarrollo de diseño y cada vez se logran mayores eficiencias.

CONCLUSION

Entonces, como una conclusión a lo dicho anteriormente se tiene que:

El arreglo presente tiene como fin mejorar la eficiencia total de la unidad (ciclo combinado) aprovechando adecuadamente en el generador de vapor el calor -- sensible en los gases de escape de la turbina de gas, que ordinariamente se tiraría a la atmósfera. La manera de aprovechar este calor es pasando una parte de -- los gases, la mayoría, al economizador, en donde ceden su calor al agua de alimentación de la caldera y la otra parte al hogar en donde hacen las veces de aire para la combustión.

El ahorro de combustible como consecuencia del aprovechamiento de los gases de escape de la turbina de gas es obvio, pues al entrar el agua de alimentación -- más caliente a la caldera se necesita menos calor para generar vapor a las condiciones de diseño. Por otro lado, al entrar los gases (en los que va mezclado el comburente) más calientes al horno, se requiere menos calor por parte del combustible para calentarlos a la temperatura de operación de combustión. Además, se -- obtiene mayor estabilidad en la flama.

Por lo anterior, se explica la diferencia de capacidades de la caldera para

ambas operaciones, siendo el Régimen Máximo de Combustión para: Operación en Aire:
220,000 lb/hr; Operación con Calor Desechado: 250,000 lb/hr.

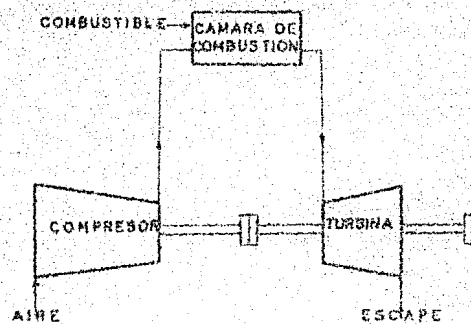


FIGURA N° 1

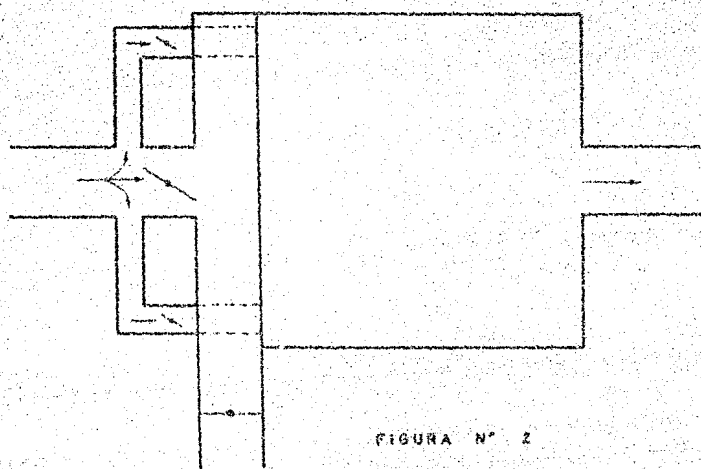


FIGURA N° 2

COMPORTAMIENTO DE LAS TURBINAS DE GAS

A continuación se proporciona el comportamiento ofrecido de cada turbina de gas para tres condiciones distintas de temperatura ambiente, 40°F, 80°F y 120°F. - Estos valores están basados en las siguientes condiciones: presión atmosférica, - 13.78 lpsca; caída de presión en la entrada del compresor, 2.5 pulgadas de columna de agua; y caída de presión en el escape, 6 pulgadas de columna de agua.

A 40°F:

Carga, (KW)	0	7,000	11,000	19,070
Flujo Descarga, (lbs/hr)	967,000	967,000	967,000	967,000
Temperatura Escape, (°F)	380	503	600	815
Consumo Combustible, (Btu/hr. X 10 ⁶ , P.C.S.)	95.2	166.6	209.5	306.0

A 80°F:

Carga, (KW)	0	7,000	11,000	15,410
Flujo Descarga, (lbs/hr)	896,000	896,000	896,000	896,000
Temperatura Escape, (°F)	430	595	703	840
Consumo Combustible, (Btu/hr. X 10 ⁶ , P.C.S.)	95.2	166.6	209.5	284.0

A 120°F:

Carga, (KW)	0	7,000	11,000	11,870
Flujo Descarga, (lbs/hr)	790,000	790,000	790,000	790,000
Temperatura Escape, (°F)	490	700	835	860
Consumo Combustible, (Btu/hr. X 10 ⁶ , P.C.S.)	95.2	166.6	209.5	231.0

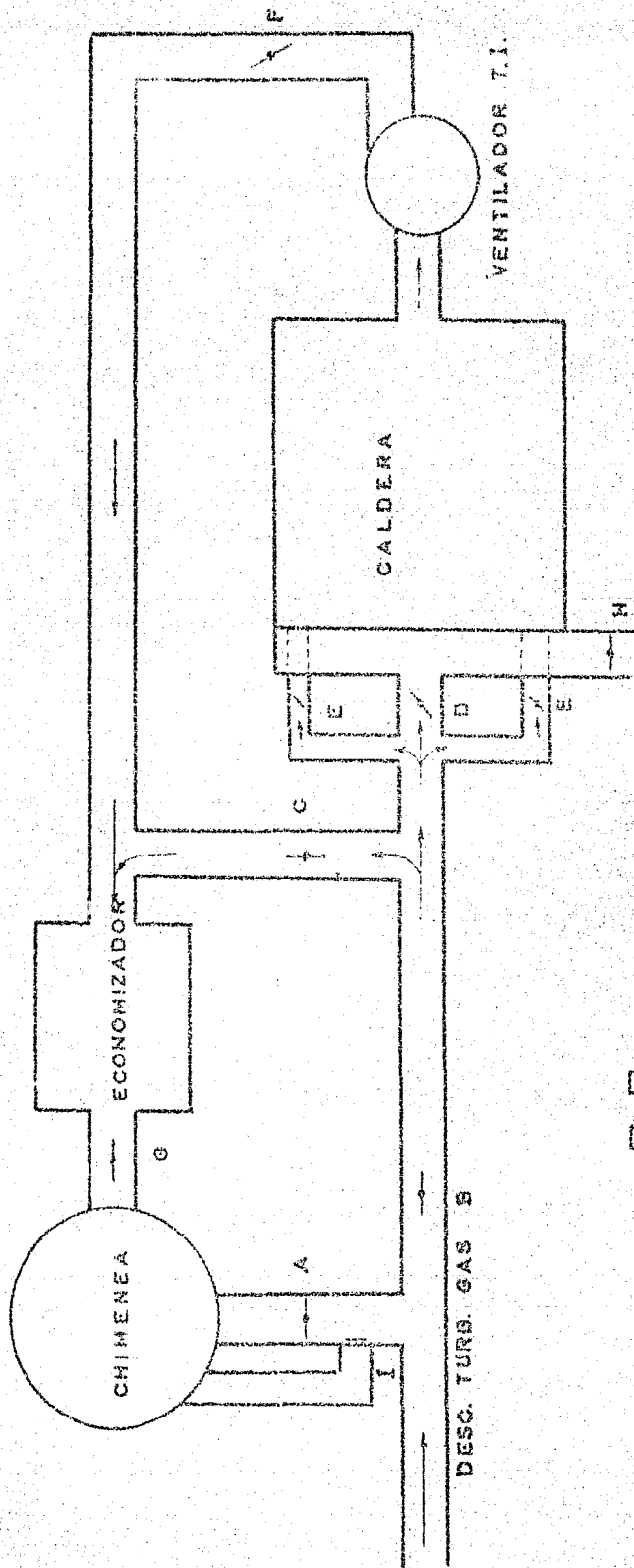


DIAGRAMA
DE TIRO

COMPUERTAS

- A) COMPUERTA DE ESCAPE A LA ATMOSFERA DE LOS GASES DE ESCAPE DE LA TURBINA
- B) COMPUERTA AISLADORA DEL ESCAPE DE LA TURBINA
- C) COMPUERTA DE CONTROL DE LA PRESION DE ESCAPE DE LA TURBINA
- D) COMPUERTA DE CONTROL DEL TIRO EN EL HOGAR
- E) COMPUERTAS DE INYECCION AL HOGAR
- F) COMPUERTA AJUSTADORA DEL VENTILADOR DEL TIRO INDUCIDO
- G) COMPUERTA AISLADORA DEL FLUJO DE GASES
- H) COMPUERTA DE ENTRADA DE AIRE
- I) DIAFRAGMA DE SEGURIDAD DE ESCAPE A LA ATMOSFERA

INSTALACION

Para lograr la utilización del calor de desecho deben hacerse adiciones en la instalación de ductos y compuertas respecto al arreglo de una instalación convencional para operación con aire exclusivamente. Estas variantes pueden apreciarse en el arreglo de ductos y compuertas del Sistema de Tiro según la figura No. 2.

Las características de ductos y compuertas son como sigue:

Ductos:

1. Ducto del escape de la turbina, que pasa por abajo de la chimenea. 158 pies²
2. Ducto de la sección vertical del escape de la --- turbina. 158 pies²
3. Ducto a la caja de aire. 66 pies²
4. Ducto de la sección horizontal del escape de la --- turbina, unido a la parte superior del economizador. 192 pies²
5. Ductos de succión y descarga del ventilador de tiro inducido. 73 pies²
6. Ducto de salida del economizador. 146 pies²
7. Ducto de la entrada de aire. 30 pies²

Presión de Diseño: Todos los ductos están diseñados para soportar una presión de 7 pulgadas de columna de agua.

Además de los anteriores ductos hay un ducto auxiliar cuya función es derivar los gases a la chimenea sin pasar por las compuertas (A).

Compuertas:

- (A). Compuerta de escape a la atmósfera de los gases escape de la turbina de gas:

Es una compuerta dividida en dos secciones separadas con control individual y a prueba de fuga de gas. Su función principal es permitir el escape directo de los gases de la turbina de gas a la atmósfera. Normalmente permanece cerrada en operación con calor de desecho, pero

está diseñada para actuar como una válvula de seguridad para proteger la planta previniendo la imposibilidad de escape de la turbina de gas, con sus graves consecuencias; y excesiva presión en los ductos, que también puede traer como consecuencia el daño del equipo.

Por la razón anterior, está dividida en dos secciones separadas y con control individual por si llegara a ocurrir una falla en un control, queda abierta cuando menos la mitad del área total de la compuerta. Su control es automático a control remoto desde el tablero. Es a -- prueba de fuga de gas para impedir que bajo operación con calor de -- desecho haya escape de gases directamente a la chimenea.

Su función complementaria en conjunto con la compuerta aisladora (B) -- es permitir que la turbina de gas y la caldera trabajen independien-- temente, una de la otra.

(B). Compuerta aisladora del escape de la turbina de gas:

Es a prueba de fuga de gas, con control local manual. En conjunto -- con la compuerta (A) hace posible el trabajo independiente de la tur-- bina de gas y la caldera.

Es a prueba de fuga de gas para permitir un sellado completo en el duc-- to que impida que los gases pasen a la caja de aire y economizador -- cuando la caldera y la turbina de gas estén trabajando separadamente. El control local manual es suficiente por el carácter de su servicio.

(C). Compuerta de control de la presión de escape de la turbina de gas:

Es del tipo convencional (no a prueba de fuga de gas), con control au-- tomático. Su función es trabajar en conjunto con la compuerta (B) de control del tiro en el horno, manteniendo la presión de escape de la turbina de gas abajo de cierto valor.

Su operación no requiere que sea a prueba de fuga de gas y el control sí es automático, desde el tablero de control.

(D). Compuerta de control de tiro en el horno:

Es del tipo convencional y con control automático.

Controla el flujo de gases de escape de la turbina conforme varía la carga, trabajando en conjunto con el ventilador de tiro inducido y su compuerta ajustadora (E) para mantener un determinado tiro en el horno.

No es necesario que sea a prueba de fuga de gas, y el control es automático para satisfacer su operación.

(E). Compuertas de inyección al horno:

Son del tipo convencional y tienen control local manual.

Admiten el paso de cierta cantidad de gases de escape de la turbina de gas directamente al horno para controlar la temperatura del vapor. Durante el programa de arranque inicial se fijan en una posición que no se debe variar después. Es por ésto que el control local manual es adecuado.

(F). Compuerta ajustadora del tiro inducido:

Es del tipo convencional, con control automático.

Permite una respuesta rápida al cambio de flujo de gases con el cambio de carga, cosa que no se tendría únicamente con el acople hidráulico de velocidad variable debido a la lentitud de respuesta propia de este tipo de acople y a la gran inercia del ventilador. El control automático responde a la misma señal que el del tiro inducido, desde el tablero de control.

(G). Compuerta aisladora del flujo de gases:

Está constituida por dos placas móviles y su control es local manual. Sirve para aislar el generador de vapor de la chimenea cuando aquél no trabaja, previniendo así una posible entrada de gases de la chimenea al economizador y caldera.

(II). Compuerta de entrada de aire:

Es a prueba de fuga de gas, con control automático local.

Permite la entrada de aire a la caja de aire, cuando la caldera opera éste como comburente (operación con aire), y cierra cuando opera bajo operación con calor de desecho. Es a prueba de fuga de gas para que al operar con gases de la turbina no haya escape de éstos. Su control automático local es indispensable, según su operación, como se verá más adelante.

(I). Diafragma de seguridad:

Es del tipo de los diafragmas de seguridad por alta presión en el escape de las turbinas de vapor. Es una medida más de protección de la turbina de gas y los ductos, para operar cuando la presión al escape de aquella llegue a un valor establecido de antemano, suficientemente más alto que el establecido para operación normal. Operará después de que haya fallado las dos compuertas (A). Como se ve, se trata de asegurar por todos los medios el escape de la turbina de gas y con éste evitar un serio daño en aquélla.

Está colocado en el ducto principal de descarga de gases a la chimenea, antes de las compuertas (A) y descarga a un ducto auxiliar especial para ello.

ecenoaizador; reflejándose tal ineficiencia en su consumo de energía, por el ventilador ligeramente mayor, pero insignificante para la eficiencia total.

El sistema de control de combustión es único para ambas operaciones, con -- aire y con gases desechados; si no fuera así, se necesitaría un arreglo muy complicado para el control de la combustión.

El control de la relación combustible-gases o combustible-aire, se lleva a cabo por medio del ventilador de tiro inducido y de su compuerta ajustadora (F).-- Esto es posible, ya que el ventilador se usa para ambas operaciones.

El tiro en el horno únicamente se controla en operación con calor de desecho, manteniéndose entonces a una ligera succión por medio de la compuerta (D) a la entrada de la caja de aire.

El tiro en el horno en operación con aire, es incontrolable ya que no hay ventilador de tiro forzado ni existe una presión positiva en la caja de aire como en el caso de operación con calor desechado. Entonces aumenta conforme aumenta -- la carga.

Operación.-- Para controlar el flujo de gases en operación con calor de desecho, se hace uso de tres compuertas y del ventilador de tiro inducido de velocidad variable:

1. Compuerta aisladora del escape de la turbina (B).
2. Compuerta de control de presión de escape de la turbina (C).
3. Compuerta ajustadora del ventilador de tiro inducido (F)
4. Ventilador de tiro inducido.

Estos cuatro controles trabajarán en conjunto para asegurar que un suficiente suministro de gas de escape de la turbina se dispone para el horno; además de mantener condiciones balanceadas de tiro en la caldera a todas las cargas.

Conforme la carga de la caldera aumenta, la compuerta (F) abre y el ventilador de tiro inducido aumenta su velocidad para succionar un mayor flujo de gases. Como antes se explicó la compuerta (F) permite una respuesta rápida del flu

OPERACION

CONTROL DE COMBUSTION:

Introducción. - Antes de empezar a tratar el problema del control de combustión hay que tener presente que bajo condiciones de diseño cada turbina de gas produce aproximadamente 500,000 lb/hr de gases de escape, permaneciendo este flujo virtualmente constante cualquiera que sea la carga eléctrica de la turbina, -- variando únicamente la temperatura y el contenido de oxígeno de los gases.

A plena carga de la turbina de gas, los gases de escape contienen cerca de 18% (por peso) de oxígeno a 840°F. Conforme la carga baja, el contenido de oxígeno en el escape sube y la temperatura baja. En condiciones de prácticamente -- carga nula, el contenido de oxígeno es aproximadamente 23% y la temperatura de -- 430°F. Lo anterior es lógico puesto que el compresor es axial y está montado en la misma flecha de la turbina (velocidad constante), por tanto tiene una capaci-- dad constante; entonces al variar la carga, variará también el contenido de oxígeno a la descarga, al igual que la temperatura.

El principal problema de control en esta caldera como en cualquier otra, es el control de la relación combustible-aire, por razones de seguridad y eficiencia.

Considerando el problema de la seguridad:

Como estas calderas queman gas natural, debemos asegurar cierta cantidad de oxígeno disponible para una combustión completa, evitando así una posible explosión en el horno debida a pérdida de ignición o por combustión sobre-rica.

Por lo que respecta a eficiencia tenemos:

Quando la caldera opera con aire, la relación combustible-aire afecta directamente a la eficiencia de la misma.

Quando la caldera opera con los gases de escape de la turbina de gas como -- comburente, la relación combustible-gases, no afecta directamente a la eficiencia. Esto es, porque cualquier pérdida en la caldera misma por exceso de comburente -- (debida a la inyección directa al horno), de cualquier modo, se recobrará en el --

jo de gases al cambio de carga, y su control está ligado al del ventilador de tiro inducido.

Al mismo tiempo, la compuerta (B) abre cuando aumenta la carga y puede llegar a quedar completamente abierta. En ese momento, la compuerta de control de la presión de escape de la turbina (C), automáticamente entra en operación y empieza a cerrar hasta quedar parcialmente cerrada para asegurar suficiente suministro de gases a la caja de aire.

El anterior arreglo ha sido adoptado porque el tener las compuertas (B) y (C), ambas parcialmente cerradas en cualquier momento, solamente serviría para provocar un aumento de presión innecesario en el escape de la turbina de gas.

Estos controles se ajustan durante el programa de arranque, después de prefigurar la posición de las compuertas de inyección al horno. Cualquier alteración posterior a esto, podría necesitar un nuevo ajuste de todo el arreglo de control de combustión.

Consumo de Combustible.- El consumo de combustible para ambas operaciones se muestra en la gráfica No. 1. Está basada en las siguientes consideraciones:

Poder Calorífico Superior (P.C.S.):	21,000 Btu/lb.
Poder Calorífico Inferior (P.C.I.):	21,700 Btu/lb.
Temperatura Ambiente (saco):	80°F.

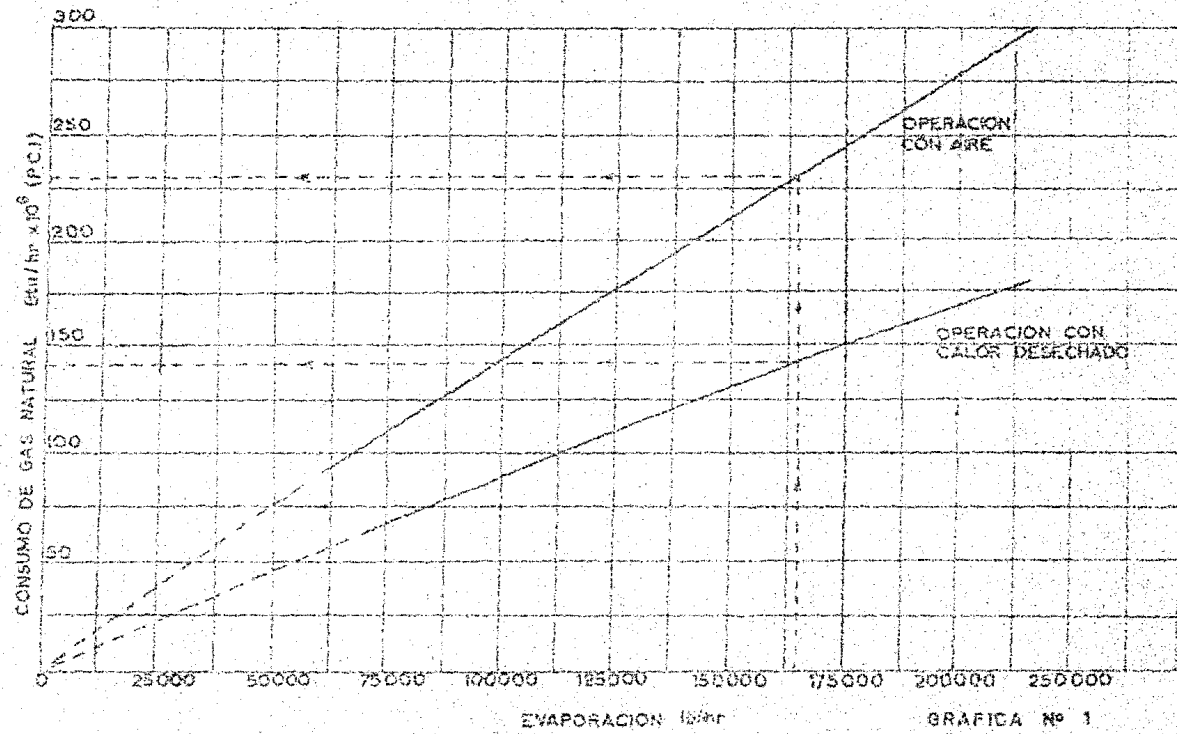
En operación con calor desechado, se supone una repartición de carga ("la más conveniente") entre la turbina de gas y la caldera.

Ejemplo:

Para una carga de 165,000 lb./hr. de vapor (75% de la carga total) se tiene, consumo de combustible:

Operación con Aire:	230×10^6 Btu/hr.
Operación con Calor de Desecho:	140×10^6 Btu/hr.

CONSUMO DE COMBUSTIBLE



GRAFICA Nº 1

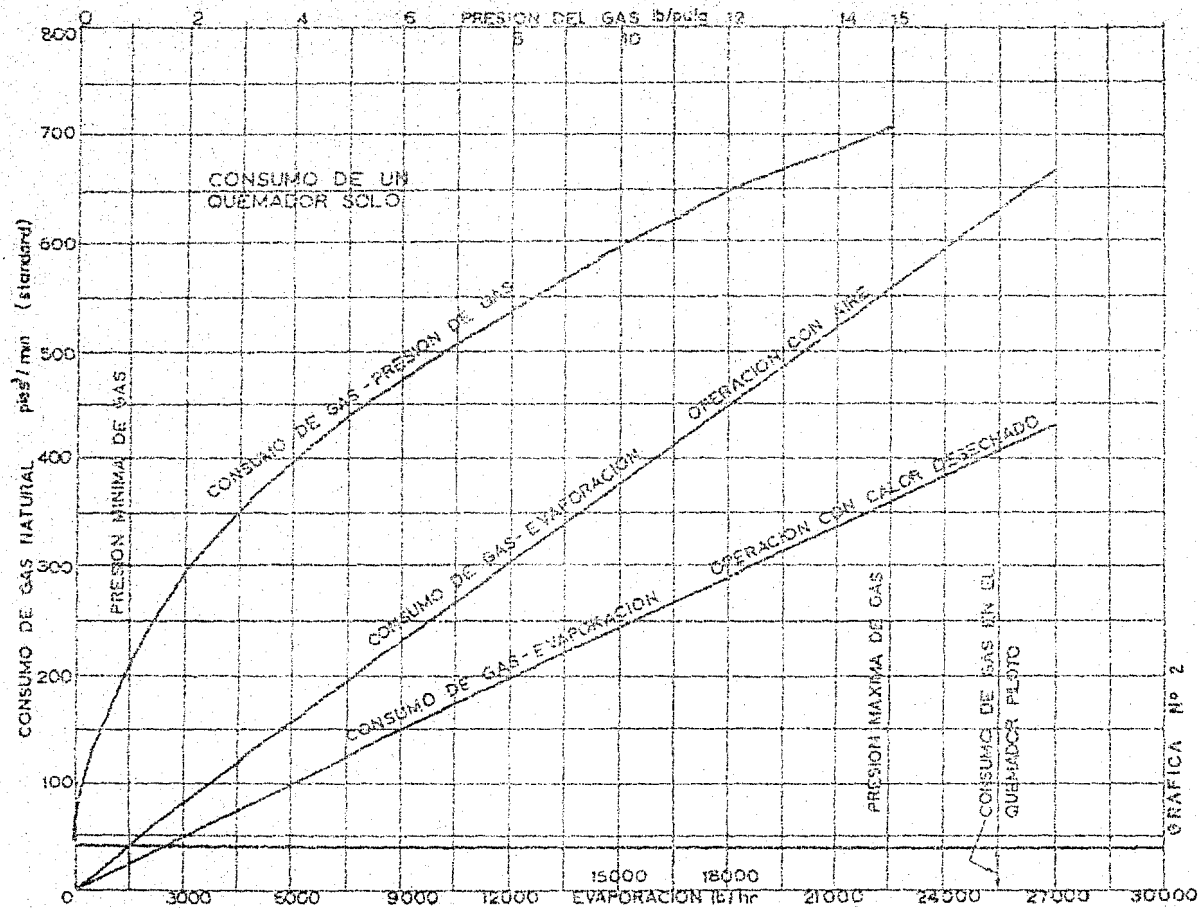
Operación de los Quemadores. - En operación con calor de desecho no es necesario tener operando los 8 quemadores pues, estando la caldera a plena carga, es suficiente con 5.

Es importante tener presente que operando con calor de desecho y a plena carga, la presión en la caja de aire (y por tanto la presión al escape de la turbina) se incrementa conforme el número de quemadores en uso se reduce. Con 5 quemadores, la presión al escape de la turbina de gas cuando la caldera está a plena carga llega a ser prohibitiva.

A continuación se dan algunos valores referentes a pérdidas de presión en los quemadores:

Cantidad de gases de escape a la			
caja de aire	238,000 lb/hr a 540°r, bajo		
	todas las condiciones esta-		
	blecidas abajo.		
Número de quemadores en uso	8	6	5
Peso del gas a través de los que			
madores en uso, lb/hr.	238,000	228,000	220,000
Exceso de oxígeno de los quemado			
res en servicio, en %	20	15	11
Pérdidas de Presión:			
a. Impulsor en posición normal,			
en pulg. de agua	4.7	7.1	9.6
b. Impulsor completamente re-			
traído, en pulg. de agua	1.6	2.3	3.1

Presión del Combustible en los Quemadores. - La presión del gas natural que va a los quemadores principales para diferentes cargas y a ambas operaciones, - - está dada en las gráficas No. 2 y 3. Los cálculos están basados en una gravedad



específica de 0.57 para el gas natural.

La gráfica No. 2 muestra el consumo y la presión del gas cuando opera solamente un quemador. El consumo constante del gas del quemador piloto se muestra también. Nótese lo bajo de la carga, pues es la que puede llevar un solo quemador. Esta gráfica tiene utilidad solamente como medio comparativo, porque ya en la práctica se prefiere hacer uso de los 3 quemadores piloto en vez que un solo quemador principal cuando la carga es baja, por razones de rapidez de respuesta en caso de cambio de carga y por razones de seguridad.

La gráfica No. 3 nos muestra lo mismo que la No. 2, pero se refiere a la operación con 8 quemadores.

Ejemplo:

Para obtener la presión de gas natural necesaria para tener una evaporación de 165,000 lb/hr en ambas operaciones, se procede como sigue:

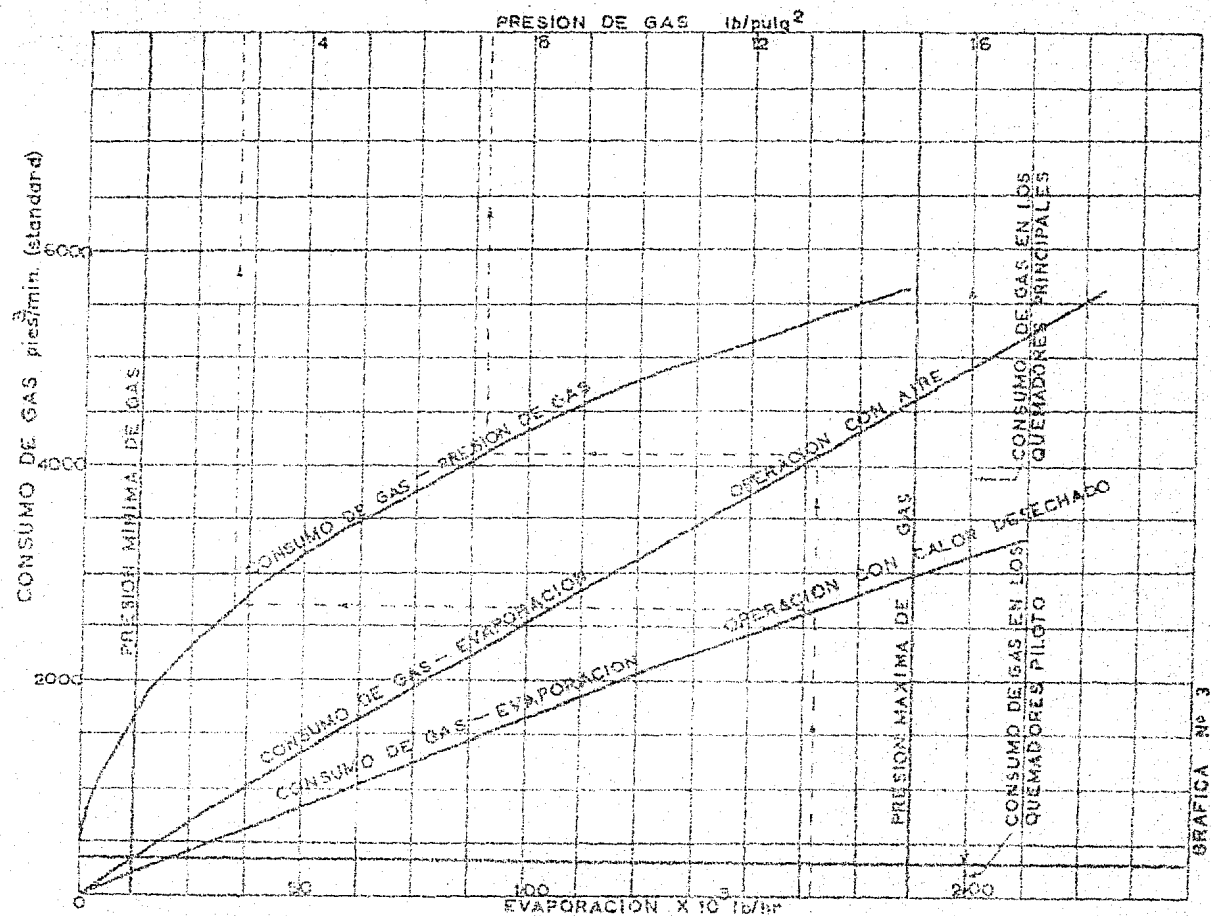
En el punto donde la ordenada correspondiente a 165,000 lb/hr corte a la curva "Consumo de Gas - Evaporación", correspondiente (operación con aire o con calor desechado), se sigue la abscisa hasta encontrar la curva "Consumo de Gas - Presión de Gas", de ahí se sigue la ordenada hasta encontrar la abscisa "Presión de Gas".

Entonces la presión de gas es:

Operación con aire: 7.2 lb/pulg.²

Operación con calor de desecho: 2.65 lb/pulg.²

Nótese la diferencia de presión para ambas operaciones, lo cual debe ser, puesto que la descarga de gas en los quemadores es función directa de la presión del mismo.



GRAFICA Nº 3

CONTROL DE LA TEMPERATURA DEL VAPOR

Introducción.— El control de la temperatura del vapor en la operación con calor de desecho se hace únicamente inyectando gases de escape directamente al horno. Esto se logra en virtud de que se aumenta la masa del flujo a través del sobrecalentador por convección y se disminuye algo la absorción de calor en el horno.

El hecho de no usar el atemperador en operación con calor de desecho involucra mayor eficiencia en el sobrecalentamiento.

Se podría hacer la inyección al horno a través de las gargantas de los quemadores, incrementando el exceso de gases una cierta cantidad arriba de lo estrictamente necesario para la combustión cuando hubiera cargas bajas; pero se tendría el riesgo de inestabilidad de fuego en los quemadores, no obstante la alta temperatura de los gases escape de la turbina. Es por esto que se hace la inyección por medio de las compuertas (E) a la pared frontal del horno a ambos lados de la serie de quemadores (como se ve en el plano No. 1). De cualquier manera, el flujo de gases a través de la caldera será la suma de los gases para la combustión más los gases de inyección.

El hecho de inyectar los gases de escape de la turbina al horno, planteaba dos problemas:

- a. Balaceo de tiro en el horno.
- b. Regulación de la temperatura con la carga.

El diseño más satisfactorio y además, el definitivo para resolver los anteriores problemas es el mostrado en la figura No. 2.

El resultado obtenido con él es el siguiente:

Se mantiene una cantidad constante de gases inyectados al variar la carga, por lo tanto se incrementa la proporción de gases inyectados con respecto a los gases de combustión cuando la carga baja y viceversa. Esto es deseable ya que --

permite regular la temperatura del vapor al variar la carga, además de que es posible calibrar los controles automáticos de tal modo que la lectura de flujo de gases inyectados esté dando una cantidad fija sobre la lectura del flujo de gases a todas las cargas.

Cuando se fijan las compuertas (E) en una cierta posición, se tiene un flujo constante debido a que la presión al escape de la turbina será constante a todas las cargas.

A plena carga no se tiene una excesiva inyección al horno, siendo ésta de aproximadamente 50,000 lb/hr., por lo que el ventilador de tiro inducido no llega a un punto de sobrecarga.

Operación.— En operación con calor de desecho, la temperatura del vapor se mantendrá en 900°F a través de ciertos límites de carga, sin que haya que operar ninguna compuerta o válvula; estando estos límites entre 100% y 80% de la carga máxima. La regulación de la temperatura al variar la carga, se lleva cabo por sí sola, en virtud del arreglo.

Se dijo anteriormente que las compuertas de inyección al horno (E), se fijan en una posición durante el programa de arranque de la caldera, y ésta no debe variar, sin afectar el comportamiento de la misma.

Para fijar la posición de las compuertas (E) durante el programa de arranque, hay que hacer lo siguiente:

Teniendo las compuertas (E) cerradas se lleva la caldera hasta plena carga, dándoles entonces la apertura necesaria para tener 900°F en la temperatura del vapor. En ese momento el ventilador de tiro inducido estará cerca de su carga máxima. Cuando baja la carga, la temperatura del vapor se mantiene en 900°F hasta cierto valor de la misma (145,000 lb/hr) en que empieza a decrecer.

Cuando la turbina de gas se dispara, habría la posibilidad de que se sucienaran gases de la chimenea a través de las compuertas (A) y (C), ya que las

compuertas (E), quedarían abiertas. Esto sucede, pero la cantidad de gases succionados es muy pequeña, ya que las compuertas (A) y (C) estarán cerradas un momento después de que ocurre el disparo. Además, algo de aire será succionado a través de la turbina, pero durante un tiempo muy corto, el necesario para cerrar las compuertas (E) manualmente.

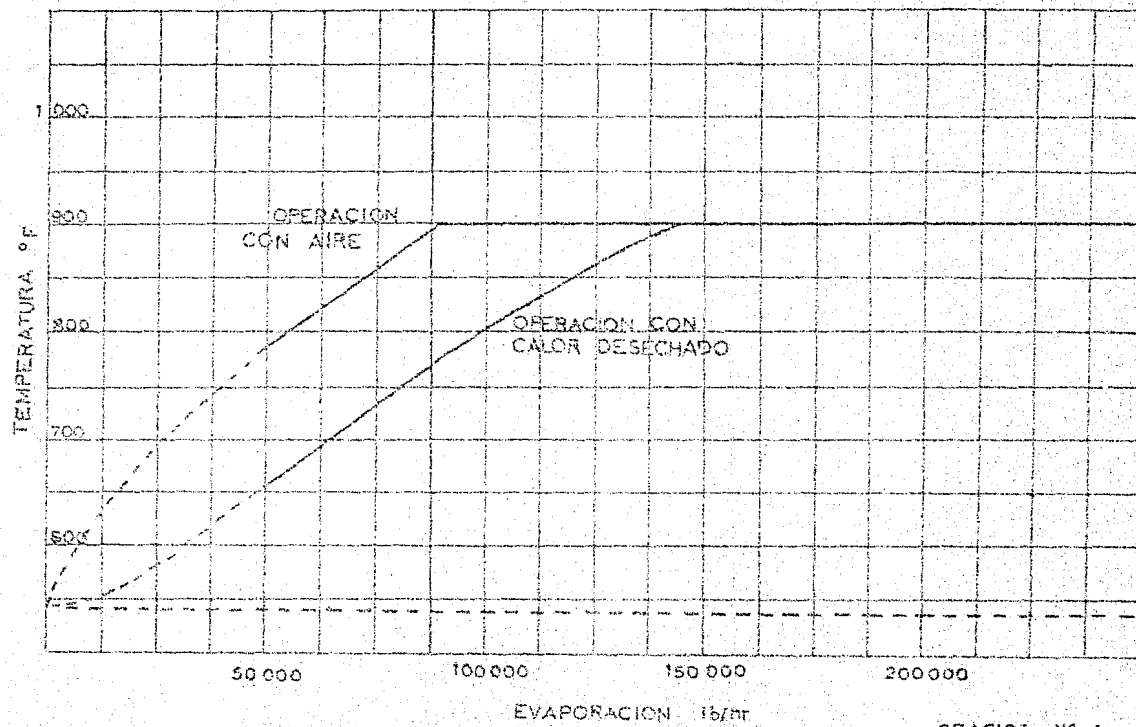
Temperatura del vapor.-- El valor de la temperatura del vapor a diferentes cargas para estas operaciones, se da en la Gráfica No. 4.

Según puede apreciarse en ella, se alcanza la temperatura de diseño de 900°F en:

Operación con aire: 90,000 lb/hr (40% del RMC).

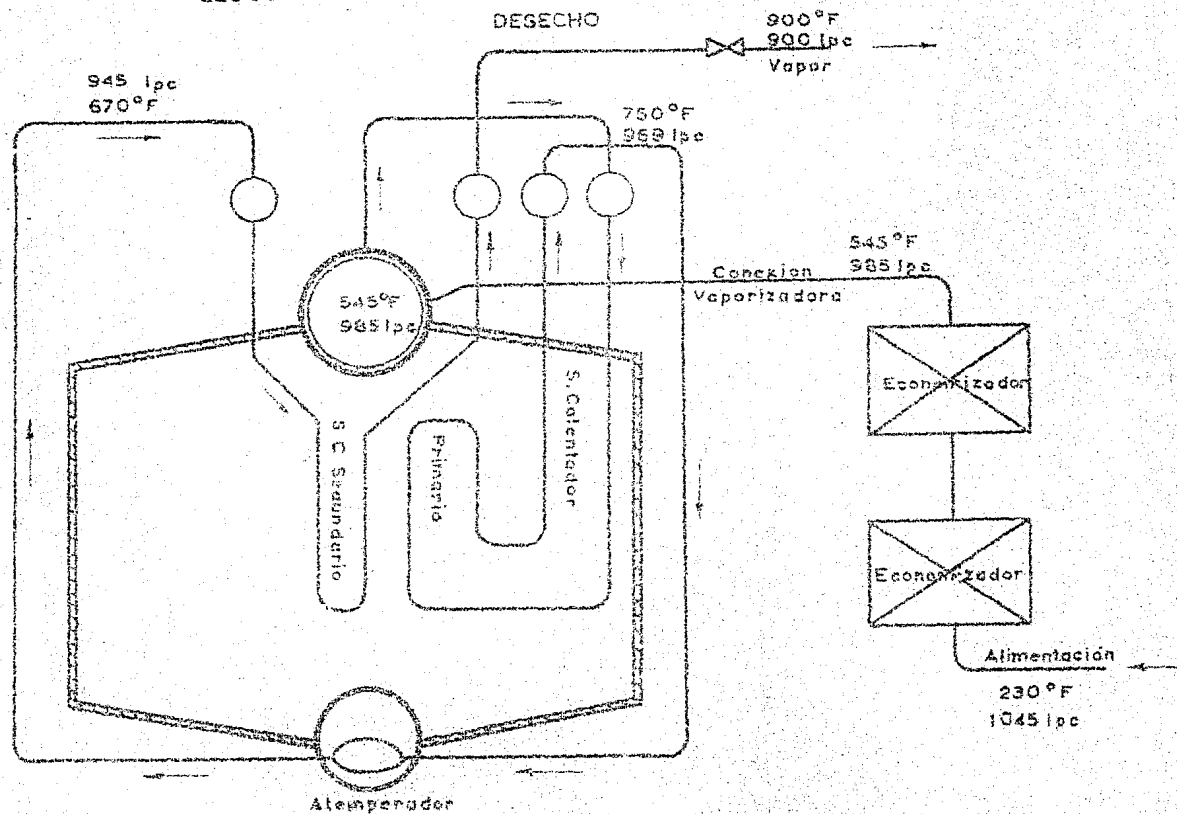
Operación con calor de desecho: 145,000 lb/hr (66% del RMC).

TEMPERATURA DEL VAPOR



GRAFICA Nº 4

TEMPERATURAS DEL AGUA Y VAPOR Y PRESIONES PARA
220 000 lb/hr DE VAPOR EN OPERACION CALOR DE



COMPORTAMIENTO ANTICIPADO

Evaporación, lb/hr	220,000	220,000	231,000
Combustible	Gas Natural + Calor desechado	Gas Natural	Gas Natural
Consumo, lb/hr	8,900	14,050	14,500
pies ³ /min	3,400	5,370	5,650
Calor liberado en el horno, Btu/hr/pie ³	27,300	35,000	36,900

Cantidades de gas, lb/hr:

Gas escape de la turbina:	907,100	- - - -	- - - -
Gas de escape a la caja de aire:	238,000	- - - -	- - - -
Peso de los gases en el horno:	245,000	304,000	321,000
A la salida de la caldera a entrada al ventilador:	262,000	323,000	340,000
Entrada economizador:	931,000	323,000	340,000
Chimenea:	931,000	323,000	340,000

Cantidad de aire, lb/hr:

Entrada a la caja de aire:	- - - -	290,000	306,000
Contenido de oxígeno del escape de la turbina, % por peso:	18	- - - -	- - - -

Exceso de O₂ y contenido de CO₂:

	O ₂	CO ₂	O ₂	CO ₂	O ₂	CO ₂
Salida del horno	20	10	20	9.7	20	9.7

Salida de la caldera	28	9.4	28	9.0	28	9.0
----------------------	----	-----	----	-----	----	-----

Presiones de vapor y agua, lb/pulg²:

Salida del sobrecalentador:	900	900	900
Entrada sobrecalentador secundario:	945	945	950
Salida sobrecalentador primario:	969	969	976
Presión en el domo:	985	985	995
Entrada economizador (incluyendo carga estática):	1,045	1,045	1,060

Temperaturas del vapor, °F:

Entrada al sobrecalentador:	540	540	540
Salida del sobrecalentador primario:	720	766	773
Entrada sobrecalentador secundario:	715	660	653
Salida del sobrecalentador:	900	900	900

Temperaturas del agua, °F:

Entrada economizador:	230	230	230
Salida economizador	545	390	395
	(vaporizando)		

Temperatura del aire ó del escape

<u>de la turbina, °F:</u>	840	80	80
---------------------------	-----	----	----

Temperaturas de los gases, °F:

Salida del horno	2,320	2,410	2,440
------------------	-------	-------	-------

Entrada sobrecalentador	2,040	2,120	2,130
Salida caldera	750	805	810
Descarga turbina gas:	840	-	-
Entrada economizador:	810	805	810
Temperatura en la chimenea:	440	320	325

<u>No. de Quemadores en operación:</u>	8	8	8
--	---	---	---

Presiones de aire y gas, pulg:
agua

Caja de aire:	✓ 3.0	0	0
Salida del horno:	- 0.2	- 2.7	- 3.0
Entrada al ventilador de T. I.:	- 1.0	- 7.2	- 8.6
Salida del ventilador de T. I.:	✓ 3.0	✓ 3.0	✓ 0.4

Balance térmico (Gas Natural):

Pérdida en gas seco:	5.0
Pérdida en humedad:	10.7
Radiación e inestimables	1.5
Eficiencia (P.C.S.)	82.8
	100.0
Eficiencia (P.C.I.)	92%

Balance térmico (Gas Natural y Calor Desechado)

Calor de entrada (H), But/hr

Combustible (P.C.I.): 190.3×10^6

Calor sensible en el escape de la turbina: 185.0×10^6

Total: 375.5×10^6

Calor Rechazado (h), But/hr

Pérdida en la Chimenea: 93.8×10^6

Pérdida por Radiación: 6.2×10^6

Total: 100.0×10^6

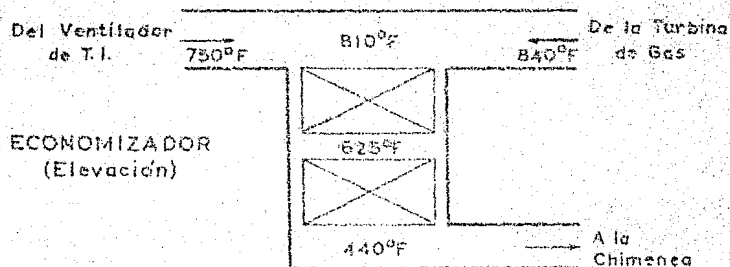
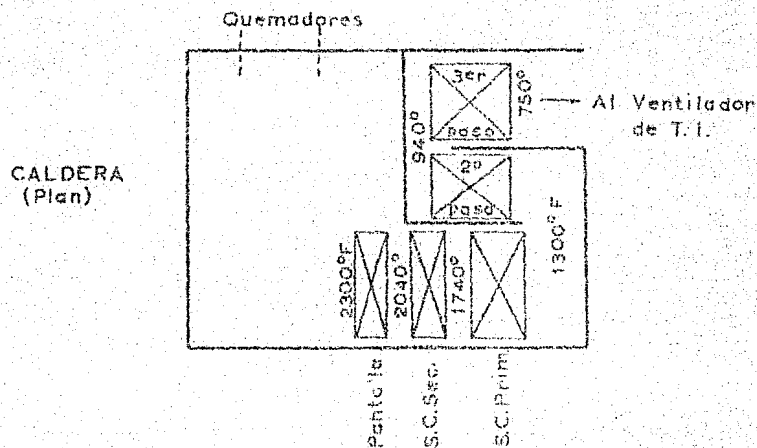
Eficiencia (P.C.I.), $\frac{H - h}{H}$: 73.3%

H = Calor que entra/hora = Calor del combustible (P.C.I.) + calor sensible en el escape de la turbina de gas.

h = Calor desechado/hora = Pérdida en la chimenea + pérdidas por radiación e inestimables.

NOTA: En el cálculo de las eficiencias anteriores no se tomó en cuenta la potencia consumida por el equipo auxiliar.

TEMPERATURA DE LOS GASES PARA
220000 lb/hr DE VAPOR OPERANDO
CON CALOR DE DESECHO.



TEMPERATURA DE LOS GASES EN LA CHIMENEA

En la gráfica No. 3 se aprecia la variación de la temperatura de los gases en la chimenea para ambas operaciones, al variar la carga. En ella se observa -- que a plena carga, la temperatura de los gases en la chimenea es:

Operación con aire: 329°F

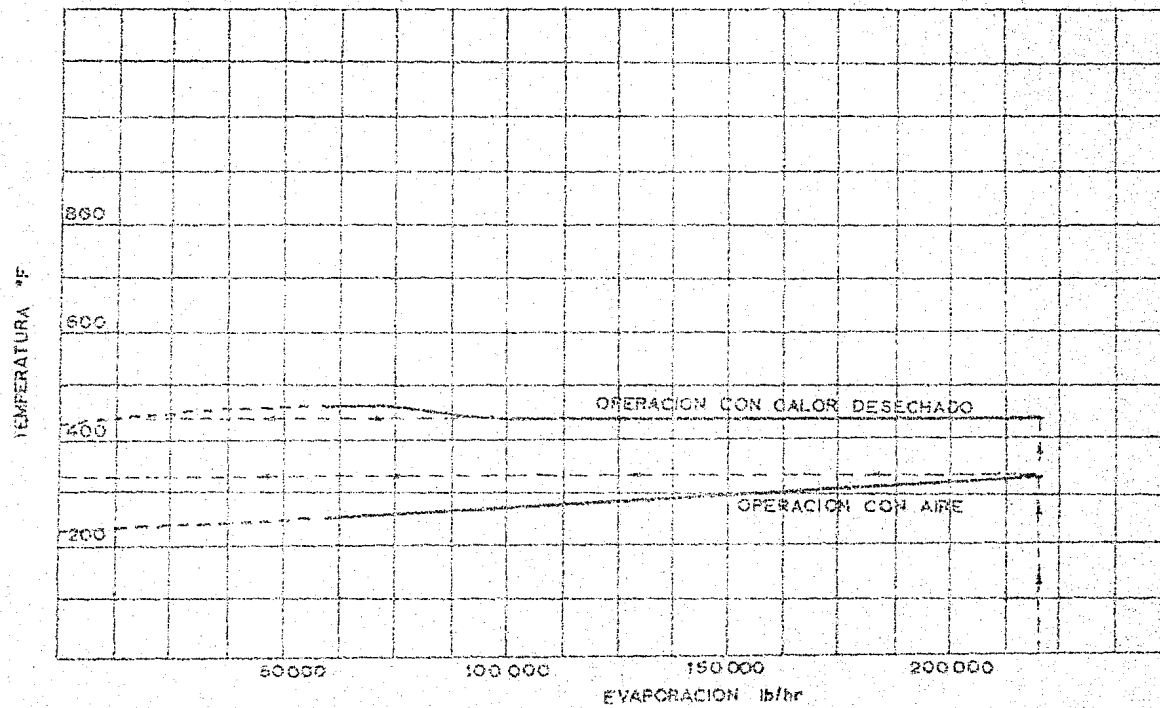
Operación con calor desechado: 440°F

Como se ve, en ambas operaciones se está arriba del límite práctico infe- -- rior de 300°F. Esta temperatura es el punto de rocío del agua presente en los -- gases.

Cuando el combustible contiene azufre, la reacción de combustión da bióxido de azufre (SO_2) que reaccionando con el agua forma compuestos corrosivos como el ácido sulfúrico (H_2SO_4) que dañarían el economizador o la chimenea. Es por esto que no es correcto bajar la temperatura de los gases abajo del punto de rocío.

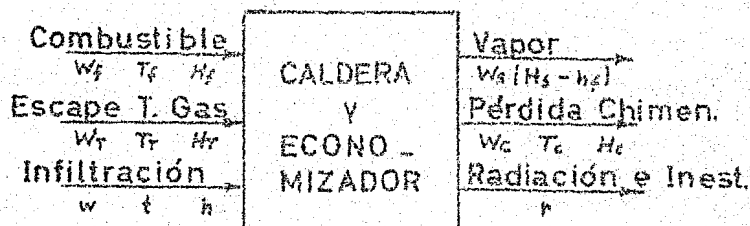
Mientras esta planta opere con gas natural, no existirá el problema de co- -- rrosión puesto que no contiene azufre.

TEMPERATURA DE LOS GASES EN LA CHIMENEA



Gráfica Nº 5

CALCULO DE CONSUMO DE COMBUSTIBLE PARA OPERACION CON CALOR DE DESECHO:



Temperatura de Referencia: t_o

W_f = Peso del combustible quemado por hora.

T_f = Temperatura del combustible.

H_f = Entalpia del combustible por lb., sobre t_o .

W_T = Peso del gas húmedo, escape de la turbina.

T_T = Temperatura del gas, escape de la turbina

H_T = Entalpia del gas húmedo, escape de la turbina por lb., sobre EOCF.

w = Peso del aire infiltrado a través de la caldera y ductos, por hora.

t = Temperatura del aire infiltrado (Temp. ambiente).

h = Entalpia por lb. del aire infiltrado, sobre t_o .

W_s = Evaporación de la caldera, por hora.

H_s = Entalpia del vapor sobrecalentado, por lb.

h_f = Entalpia del agua de alimentación a la caldera, por lb.

W_C = Peso de los gases húmedos a la chimenea, por hora.

T_C = Temperatura de los gases en la chimenea.

H_C = Entalpía de los gases húmedos en la chimenea, por lb., sobre t_o .

r = Pérdidas por radiación e inestimables, en por ciento de la entrada total de calor.

N = Poder calorífico inferior del combustible.

Balance de la Masa de Gases:

$$W_f + W_T + w = W_C \quad \dots \dots \dots (A)$$

Balance Térmico:

Temperatura de Referencia: t_o

Entrada de calor por hora = H_i :

Combustión de W_f lb/hr. de combustible:	NW_f
Calor sensible del combustible:	$W_f H_f$
Calor sensible del escape de la turbina de gas:	$W_T H_T$
Calor sensible del aire infiltrado:	wh

$$\text{Total: } H_i = NW_f + W_f H_f + W_T H_T + wh$$

Salida de calor por hora = H_o :

Calor Util:	$W_s (H_s - h_f)$
Pérdida en la chimenea (sobre la base de P.C.I.):	$W_C H_C$
Pérdidas por radiación e inestimables:	$\frac{r}{100} H_i$

$$\text{Total: } \dot{M}_o = \dot{W}_s (H_s - h_f) + \dot{W}_c H_c + \frac{r}{100} \dot{M}_i$$

Iguando la entrada y la salida de calor:

$$\dot{N} \dot{W}_f + \dot{W}_f H_f + \dot{W}_T H_T + \dot{W}_h = \dot{W}_s (H_s - h_f) + \dot{W}_c H_c + \frac{r}{100} \dot{M}_i \quad \dots (B)$$

Sustituyendo el valor de $\dot{W}_c$ dado en la ecuación (A) tenemos:

$$\dot{N} \dot{W}_f + \dot{W}_f H_f + \dot{W}_T H_T + \dot{W}_h = \dot{W}_s (H_s - h_f) + (\dot{W}_f + \dot{W}_T + \dot{W}_h) H_c + \frac{r}{100} \dot{M}_i$$

Como $H_i = \dot{N} \dot{W}_f + \dot{W}_f H_f + \dot{W}_T H_T + \dot{W}_h$, entonces podemos escribir:

$$(1 - \frac{r}{100}) (\dot{N} \dot{W}_f + \dot{W}_f H_f + \dot{W}_T H_T + \dot{W}_h) = \dot{W}_s (H_s - h_f) + (\dot{W}_f + \dot{W}_T + \dot{W}_h) H_c$$

Despejando $\dot{W}_f$:

$$\dot{W}_f = \frac{\dot{W}_s (H_s - h_f) + (\dot{W}_T + \dot{W}_h) H_c - (1 - \frac{r}{100}) (\dot{W}_T H_T + \dot{W}_h)}{(1 - \frac{r}{100}) (\dot{N} + H_f) - H_c}$$

Ejemplo:

Encontrar el consumo de combustible de la unidad a una evaporación de - - - 220,000 lb/hr, con la turbina de gas generado 15,400 HP a una temperatura ambiente de 80°F.

P.C.I. del combustible	= 21,400 Btu/lb
Temperatura de referencia	= 80°F
Temperatura del combustible	= $T_f = 80°F$
Entalpía del combustible	= $H_f = 0$

Nota: Aunque la temperatura del combustible difiera de 80°F, el calor sensible de entrada del combustible por hora es insignificante y por tanto pueda ser -- despreciado.

Peso de gas húmedo, escape de la turbina:

$$W_T = 907,100 \text{ lb/hr}$$

Contenido de humedad: 2.53%

Temperatura del gas de escape de la turbina:

$$T_T = 840^\circ\text{F}$$

Entalpía del gas de escape de la turbina, Btu/lb (sobre 80°F):

$$E_T = 183$$

Peso del aire infiltrado, lb/hr:

$$w = 15,000$$

Entalpía del aire infiltrado:

$$\text{Btu/lb: } h = 0$$

Entalpía del vapor sobrecalentado:

$$\text{Btu/lb: } H_s = 1452$$

Entalpía del agua de alimentación,

$$\text{Btu/lb: } h_f = 290$$

Temperatura de los gases en la chimenea,

$$^\circ\text{F: } T_c = 430$$

Contenido de humedad de los gases en la

chimenea, %:

$$4.0$$

Entalpía de los gases húmedos en la chimenea:

$$H_c = 90$$

Pérdidas por radiación e inestimables, %

$$r = 1.65$$

Balance de la masa de gases:

$$W_f + W_T + w = W_c$$

Sustituyendo valores: $W_c = W_f + 907,100 + 15,000$

$$= W_f + 922,100 \quad \dots\dots\dots (A)$$

Balance Térmico:

Referencia - 80°F

Temperatura ambiente - 80°F

Entrada de calor, por hora:

$$\text{Combustión del combustible} = 21,400 W_f$$

Calor sensible en el combustible = 0

Calor sensible en el escape de la

turbina de gas: = $193 \times 907,100$

= 175×10^6

Calor sensible en el aire infiltrado = 0

Entrada de calor Total = $H_1 = 21,400 W_f + 175 \times 10^6$

Salida de calor, por hora:

Calor útil = $200,000 (1452 - 200) = 276 \times 10^6$

Pérdidas por la chimenea = $90 (W_f + 922,100) = 90 W_f + 83 \times 10^6$

Pérdidas por radiación e inestimable = $\frac{1.65 \times H_1}{100}$

= $353 W_f + 2.9 \times 10^6$

Salida de calor, Total, = $H_0 = 443 W_f + 361.9 \times 10^6$

Entonces, como:

$H_1 = H_0$

Tenemos:

$21,400 W_f + 174 \times 10^6 = 443 W_f + 361.9 \times 10^6$

$W_f = \frac{187.9 \times 10^6}{20,957}$

$W_f = 8,920 \text{ lb/hr}$

DATOS DE OPERACION DE DOS TURBOGENERADORES, UNO DE GAS DE 15,400 KW, Y OTRO DE VAPOR DE 25,000 KW, OPERANDO EN CICLOS INDEPENDIENTES Y EN UN CICLO COMBINADO DE CALOR DE DESECHO

<u>Generación, % Capacidad.</u>	20	40	60	75	88	100
Turbina Gas (6 pulg. escape): KW	3,080	6,160	9,240	11,550	13,550	15,400
Turbina Vapor : KW	<u>5,000</u>	<u>10,000</u>	<u>15,000</u>	<u>18,750</u>	<u>22,000</u>	<u>25,000</u>
Ciclo total combinado : KW	8,080	16,160	24,240	30,300	35,550	40,400

Consumo de combustible, Btu.

Turbina vapor sin calor de						
desecho, Btu/hr x 10^6 :	79,500	138,000	195,000	235,500	277,000	313,000
Turbina gas Btu/hr x 10^6 :	<u>125,000</u>	<u>157,000</u>	<u>190,000</u>	<u>215,000</u>	<u>240,000</u>	<u>264,000</u>
Total sin calor de desecho:	204,500	295,000	385,000	450,500	517,000	577,000

Consumo de combustible, Btu.

Turbina vapor sin calor de						
desecho, Btu/hr. x 10^6	79,500	138,000	195,000	235,500	277,000	313,000
Calor de desecho recupera-						
do Btu/hr x 10^6 :	<u>29,300</u>	<u>49,000</u>	<u>68,500</u>	<u>82,500</u>	<u>98,000</u>	<u>113,500</u>
Turbina vapor con calor de	50,200	89,000	126,500	153,000	179,000	199,500
desecho, Btu/hr. x 10^6 :						

Turbina de Gas, Btu/hr. $\times 10^6$:	<u>125,000</u>	<u>157,000</u>	<u>190,000</u>	<u>215,000</u>	<u>240,000</u>	<u>264,000</u>
Total del ciclo combinado	175,200	246,000	316,500	368,000	419,000	463,500
Btu/hr $\times 10^6$:						

Consumo de Combustible por KWH, Btu.

Turbina vapor con calor de desecho:	10,040	8,900	8,433	8,160	8,136	7,980
Turbina vapor sin calor de desecho:	15,900	13,800	13,000	12,560	12,591	12,520
Turbina de Gas:	40,564	25,487	20,563	18,615	17,712	17,143
Ciclos separados:	25,309	18,255	15,893	14,868	14,543	14,282
Ciclo combinado:	21,683	15,223	13,057	12,145	11,786	11,473

Eficiencias Térmicas, Basadas

en consumo de combustible, %

Turbina vapor sin calor de

desecho:	21.86	24.73	25.66	27.17	27.11	27.26
Turbina de gas:	8.41	12.39	16.59	18.29	19.29	19.91
Ciclos separados:	13.48	18.69	21.47	22.95	23.47	23.89
Ciclo combinado:	15.74	22.42	26.14	28.10	28.96	29.75

ECONOMIZADOR

CARACTERÍSTICAS:

Tipo: Monotubular y vaporizador.

Carcasa a prueba de fuga de gas, para soportar una presión interna de 7 - - pulgadas de columna de agua.

Es de tubos continuos formando dos bancos, cada uno de ellos de 16 vueltas de alto por 54 elementos de ancho.

Los tubos son de 1 1/2" de diámetro exterior, arreglados en hilera, con - - paso horizontal de 3" y un paso vertical de 3". Longitud aproximada entre codos, 24 pies.

Superficie de calefacción: 32,600 pies²

Hay casquillos con orificios de 1/4" de diámetro a la entrada de cada tubo.

Los 54 tubos a la salida del economizador forman 27 pares, y cada par está soldado a tope con un tubo de 2" de diámetro exterior. Estas conexiones están -- tomadas en tres hileras, para entrar al domo sobre el segundo y tercer pasos de la caldera, y desembocando en una pared de ciclones.

ECONOMIZADOR VAPORIZADOR

Resulta algunas veces ventajoso, producir parte del vapor en un economiza-- dor en vez de producirlo en superficie de caldera, que es más cara. Es por ésto que algunos generadores de vapor del tipo convencional, usan el economizador va-- porizador.

En nuestro caso, se justifica el uso de este tipo de economizador, para -- provechar el calor latente de la gran cantidad de gases de escape de la turbina -- de gas, ya que a altas cargas el calor cedido en el economizador es capaz de pro-- ducir vapor a la presión de trabajo.

El régimen de vaporización en el economizador queda limitado por razones de circulación, (como se verá más adelante). Generalmente ese límite es un 20% de la alimentación a plena carga.

Este tipo de economizador requiere de un tratamiento de agua más completo - por ser en realidad un generador de vapor del tipo monotubular en el cual no hay modo de separar los sólidos. Por esta razón no es adecuado en plantas que requieran gran cantidad de agua de repuesto.

VAPORIZACION EN EL ECONOMIZADOR

El tema de vaporización en el economizador requiere un especial interés por lo dicho anteriormente. A continuación se tratarán algunos de los puntos más importantes involucrados en él.

Se fijó el límite superior de vaporización en 15% de vapor por peso, lo cual aproximadamente corresponde a un 80% de vapor por volumen. Para determinar este límite no solamente se tomó en cuenta el problema del exceso de vapor en el economizador, si no también la capacidad de separación de las efusiones del domo.

Conforme se incrementa la cantidad de vapor producido, la caída de presión en la sección vaporizadora aumenta muy rápidamente, con el resultado de que el flujo de agua a través del economizador llega a ser inestable. Es posible llegar a la condición, en que una parte de los elementos del economizador lleguen a estar carentes de flujo de agua, mientras que otros estén completamente llenos. Este estado de cosas podría dar lugar a una pérdida seria en la eficiencia de la transferencia de calor, debido principalmente a la mala distribución de diferencia de temperatura producto entre el lado de los gases y la lado del agua. Un factor secundario que causa pérdidas en la transferencia de calor, es la deposición de los coeficientes de transferencia de calor cuando los tubos se han secado o están próximos a un estado seco.

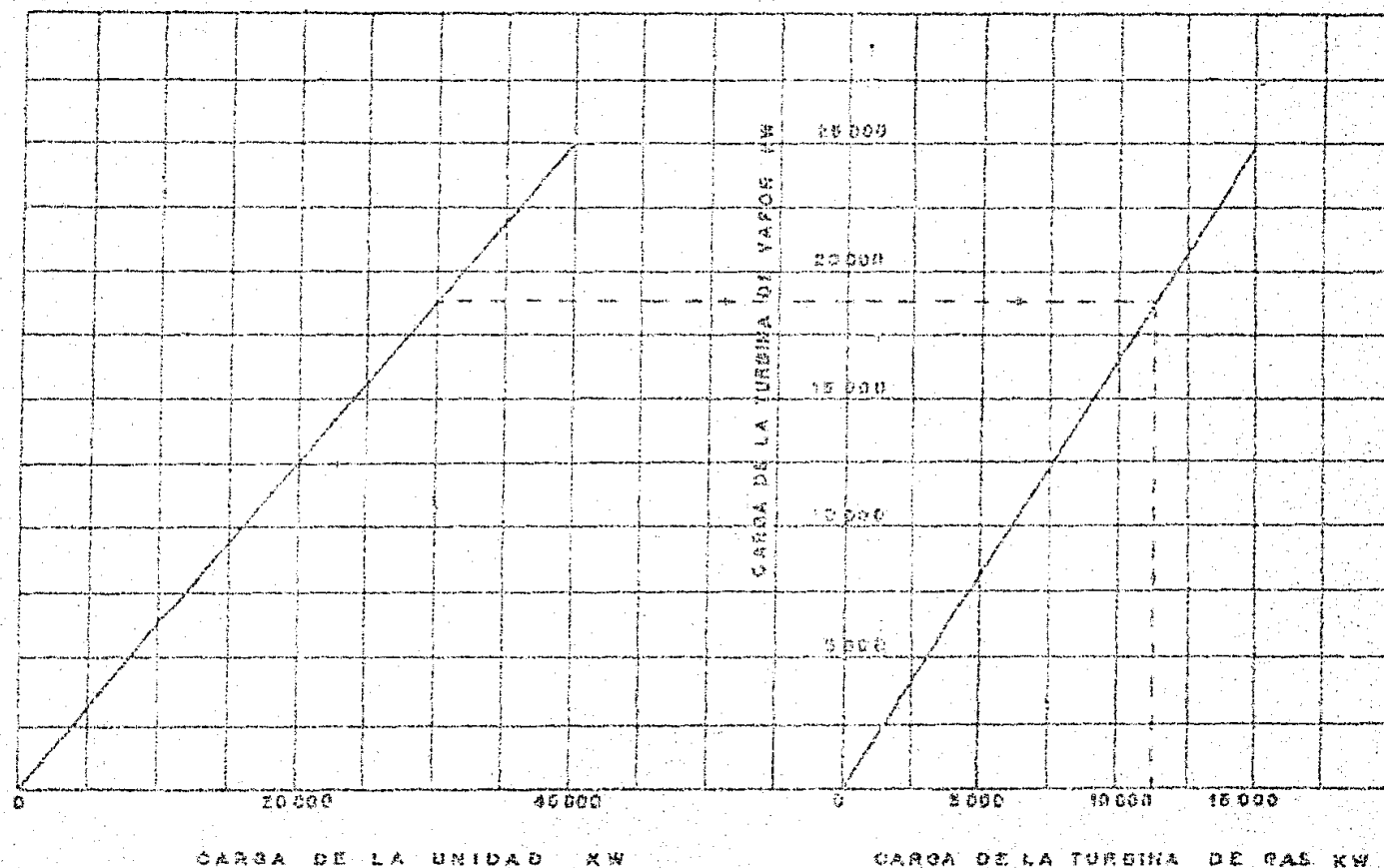
Aparte de las anteriores pérdidas, existe la posibilidad de causar un daño progresivo a los elementos del economizador, debido a que algunos tubos tenderían a expandirse más que otros, y con los esfuerzos térmicos así establecidos, se corre el riesgo de distorsión y movimientos diferenciales en los mismos, acortándose su vida útil.

Como se dijo antes, los tubos del economizador están provistos en su entrada de casquillos para proporcionar un factor de estabilización, el cual permite llegar a los valores de vaporización permisibles que tenemos.

Sin embargo, el cálculo de vaporización para "operación más conveniente", está bastante abajo siempre del máximo permitido y si nos apeguemos a él, los demás regímenes de vaporización no nos conciernen. La gráfica No. 5 es un diagrama que sirve para repartir la carga sobre la base de "operación más conveniente", teniendo que seguir a los gobernadores de ambas turbinas.

Para ilustrar como se maneja, supongamos que la unidad tiene una demanda de 30,000 KW; tomando 30,000 KW en la escala del lado izquierdo, subimos hasta la primera línea de referencia y luego horizontalmente pasando por la escala central en 18,750 KW, y de ahí, a una segunda línea de referencia. Luego bajamos a la escala del lado derecho, llegando a 11,250 KW. La carga de 30,000 KW se reparte entonces por los gobernadores en 18,750 KW a la turbina de vapor y 11,250 KW a la turbina de gas.

DIVISION DE LA CARGA DE LA PLANTA
BASADA EN LA OPERACION MAS CONVENIENTE



GRAFICA N°6

Ratificando este ejemplo con los datos básicos, tenemos:

Demanda: 30,000 KW (75% de la capacidad de la planta),
Asignándose: 11,250 KW a la turbina de gas (75% de su capacidad), y
18,750 KW a la turbina de vapor (75% de su capacidad)
Total: 30,000 KW

La gráfica No. 7 es otro nomograma para dividir la carga en una forma tal - que siempre estará el economizador en su máximo régimen permitido de vaporización. Esta curva tiene una forma irregular y es por tanto inadecuada para que la sigan los gobernadores.

Como no se puede saber en forma alguna el régimen de vaporización en el economizador en un momento dado, es arriesgado seguir las curvas de esta gráfica - pues podría suceder que los gobernadores tuvieran desviaciones respecto a ellas, debido a su forma propia.

Esta gráfica sirve como referencia y se lee de una manera similar a la gráfica No. 6

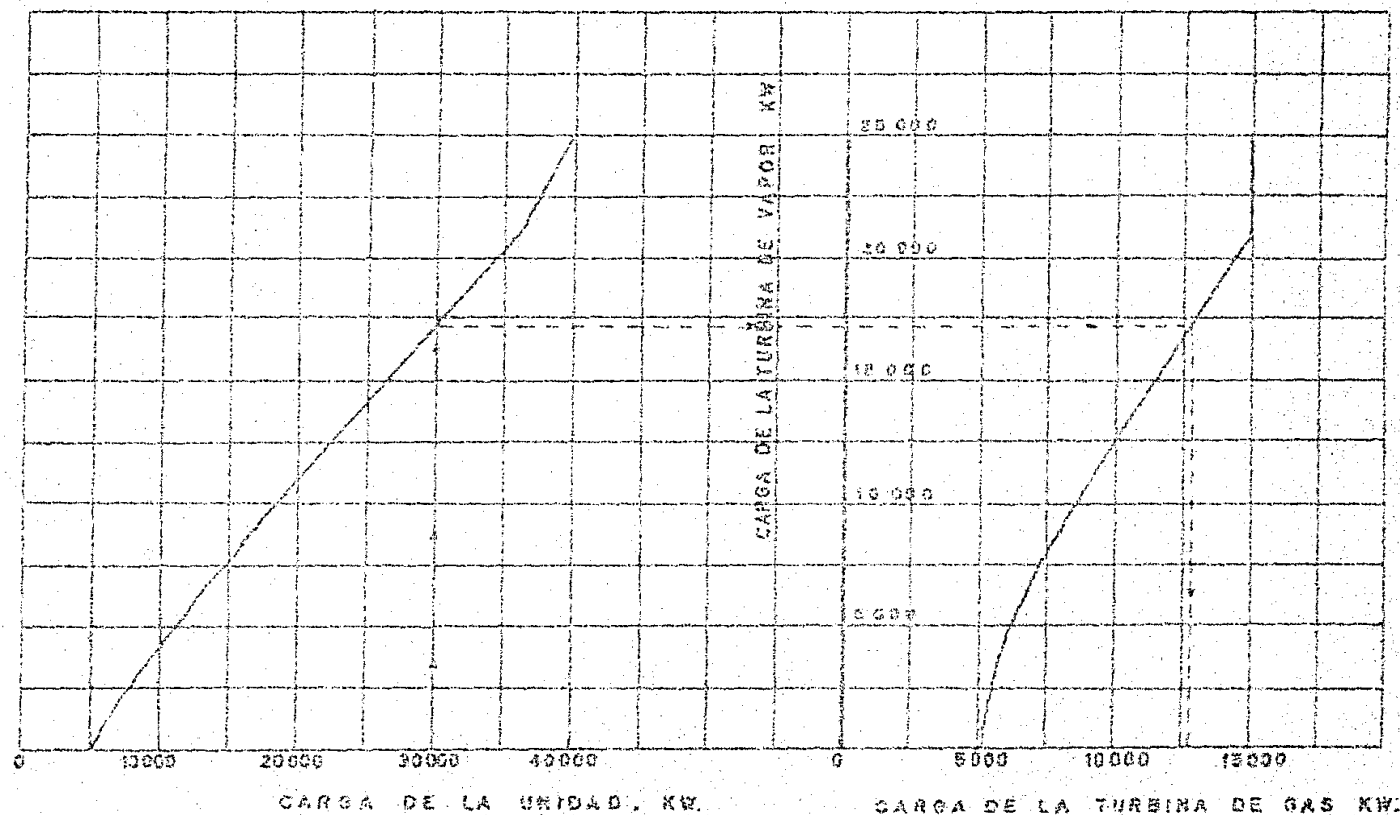
La gráfica no. 8 nos indica cuanto vapor podemos esperar producir en el economizador y su temperatura.

Continuando con nuestro ejemplo numérico que nos ilustró en la gráfica No. 6 tenemos:

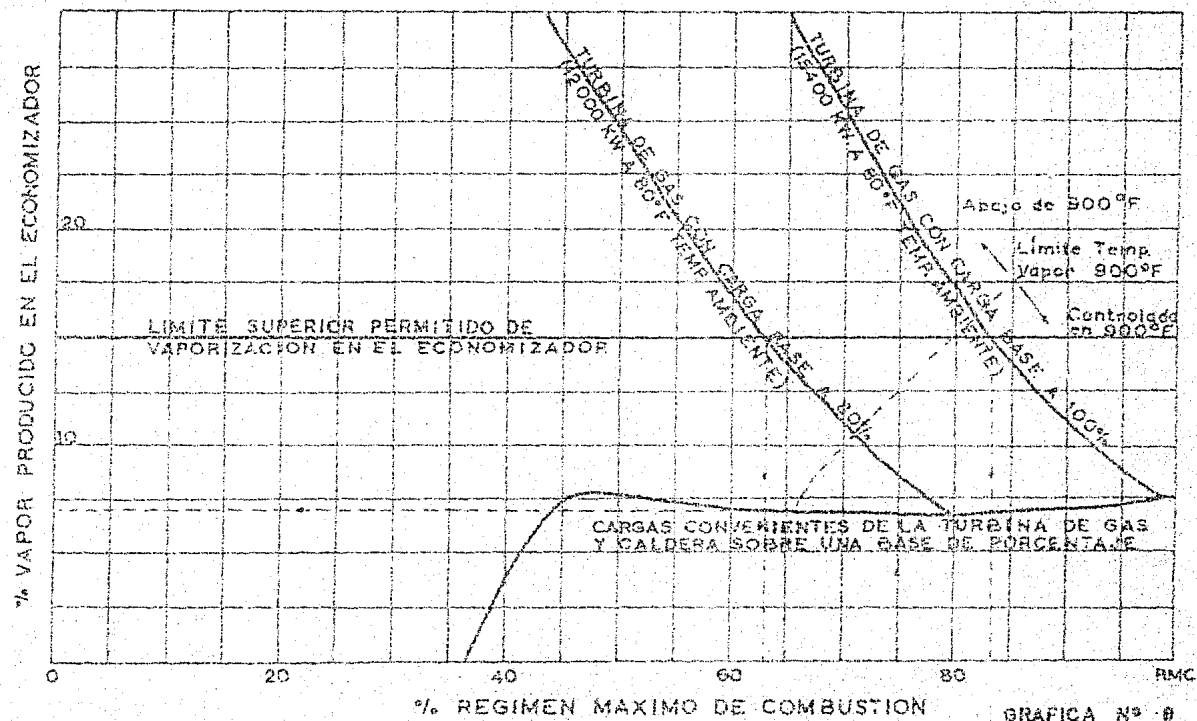
Partiendo con 75% del Régimen Máximo de Combustión, subimos hasta la línea "Cargas convenientes de la Turbina de Gas y Caldera sobre una base de Porcentaje" y leemos 6.9% de vapor producida en el economizador. Vemos además que este punto en la gráfica cae a la derecha de la línea punteada llamada "límite de la Temperatura del Vapor", así que podemos esperar por tanto la temperatura de diseño de 900°F en el vapor a la salida del sobrecalentador.

También vemos que estamos suficientemente abajo del límite de vaporización de 15%.

DIVISION DE LA CARGA DE LA PLANTA
BASADA EN LA VAPORIZACION MAXIMA
PERMISIBLE EN EL ECONOMIZADOR (16% POR PESO)



CARACTERÍSTICAS DE VAPORIZACION EN EL ECONOMIZADOR



Las otras curvas de la gráfica se refieren a otras formas de división de carga, cuando la turbina de gas tiene cargas base de 100% y 80%; en ellas se observa que para cargas de la caldera menores de 83.5% y 63.5% respectivamente, el régimen de vaporización en el economizador es prohibitivo.

La gráfica No. 9 nos muestra la temperatura de los gases en la chimenea que podemos esperar, para diferentes métodos de distribución de carga.

Siguiendo con el ejemplo anterior, subimos en 30,000 KW hasta la línea llamada "Turbinas de Gas y Vapor a Cargas Convenientes", y se lee que la temperatura de los gases en la chimenea es de 440°F.

Las otras líneas nos muestran también la temperatura de los gases en la chimenea, pero según otros métodos de gobierno de ambas turbinas.

Se discutió anteriormente sobre la importancia de limitar el régimen de vaporización en el economizador, hagamos ahora uso de las gráficas para conocer el comportamiento del economizador para métodos de repartición de carga diferentes al más conveniente.

Supongamos que la turbina de gas tiene una carga base de 15,000 KW. Las gráficas Nos. 6 y 7 no se aplican, pero son útiles los Nos. 8 y 9.

Digamos que la demanda eléctrica de la unidad es de 30,000 KW, entonces:

Demanda ,..... 30,000 KW

Asignándose: 15,000 KW a la turbina de gas (100% de su capacidad)

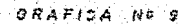
..... 15,000 KW a la turbina de vapor (60% de su capacidad)

Total: 30,000 KW

A 60% de Régimen Máximo de Combustión, la gráfica No. 8 nos dice que el economizador deberá vaporizar el 35% por peso del agua que le llega, ésto es, 20% sobre el valor máximo permitido.

Ahora, la gráfica No. 9 nos enseña que para 30,000 KW de potencia combinada

TEMPERATURA DE LOS GASES EN LA CHIMENEA °F



la temperatura de la chimenea deberá ser de 487°P.

CARACTERISTICAS DEL SISTEMA Y NATURALEZA DE LA CARGA ELECTRICA DE LA PLANTA

La carga electrica del sistema es sumamente variable, debido a la relativamente baja capacidad del mismo, respecto a las cargas instantáneas que se presentan.

El sistema está constituido por dos plantas, la No. 1 con cinco turbogeneradores, con una capacidad nominal total de 15,000 KW y la No. 2 con cuatro unidades que dan una capacidad nominal total de 82,000 KW.

La carga eléctrica principal está constituida por hornos eléctricos, éstos son: dos de 20,000 KW de capacidad cada uno y uno de 10,000 KW.

Se deduce de lo anterior, que las variaciones de carga son entre muy amplios límites, de corto tiempo de duración, y sin orden alguno, como se ve en la gráfica No. 10. "Flujo Vapor - Tiempo".

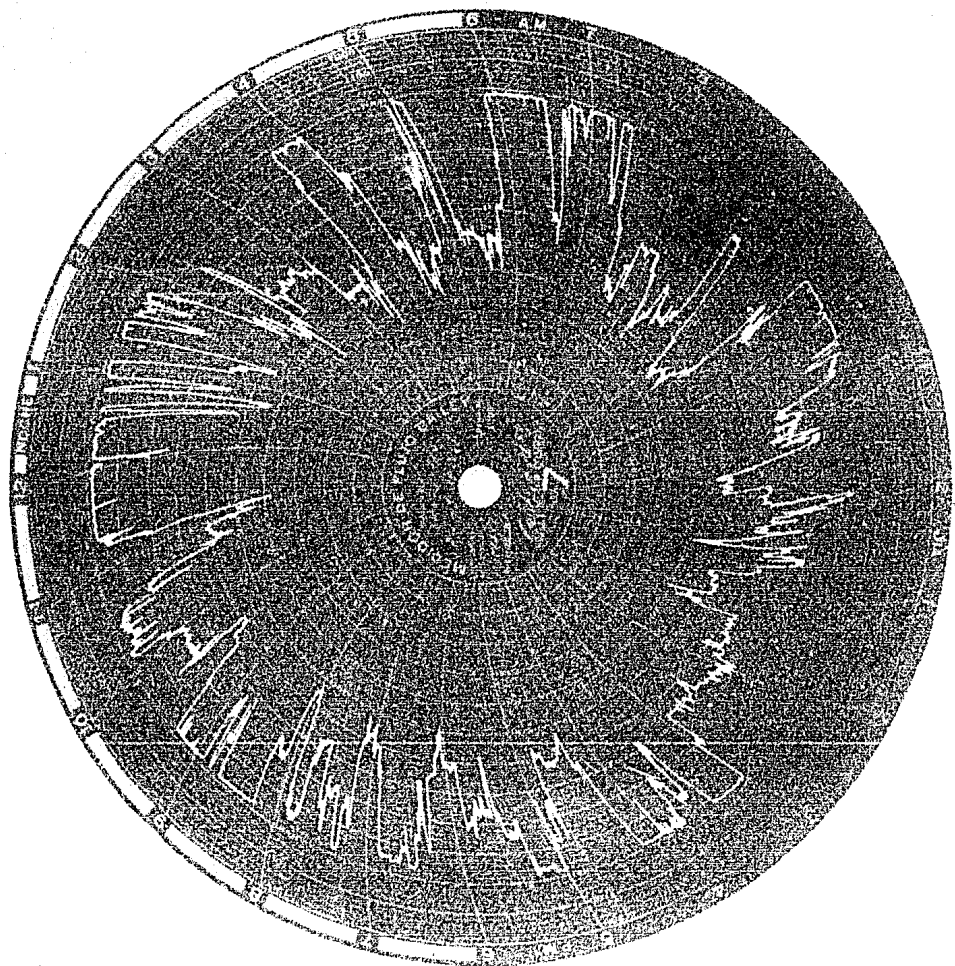
CONSECUENCIAS

Una carga tan variable es perjudicial para cualquier equipo en general, reduciéndose su vida útil debido a la variación de régimen de trabajo de esa naturaleza. En lo que toca a caldera y a turbina de gas el agente principal de daño es el cambio de temperatura, principalmente en esta última por sus altas temperaturas de trabajo.

Cuando se trabaja en operación con aire, se hace lo posible por tomar una carga base con las turbinas de gas; siendo esta carga base lo más alta posible -- por razones de eficiencia. Con ésto se evita que tomen variaciones de carga a -- variaciones bruscas de carga. Esta operación la llevan a cabo haciendo que las turbinas de vapor tomen mayores proporciones de variación de carga.

En operación con calor de desecho se presenta el siguiente problema:

La operación correcta exige proporcionalidad en la repartición de las va -



riaciones de carga que toman cada turbina (vapor y gas) para proteger así el economizador de sobre-calentamiento; ahora bien, esto implica que la carga de la - - turbina de gas variará como la carga del sistema, estando entonces expuesta a mayor deterioro que con carga más estable. Aparentemente así va a trabajar el arreglo.

Una solución al problema anterior es, derivar una parte de los gases de escape de la turbina de gas a la atmósfera a través de las compuertas (A). Esto es, tomar una carga base con la turbina de gas y tirar a la atmósfera una cantidad de gases que varíe inversamente con la carga de la turbina de vapor. Esta cantidad de gases desechados, podría hacerse que fuera mínima, aproximando los regímenes de vaporización en el economizador al límite máximo permitido. La operación de esta manera, requiere de otro tipo de control para las compuertas (A).

Está claro que operando de esta manera el arreglo, la eficiencia se reducirá en algo.

Entonces, en operación con calor de desecho, ambos generadores quedarán ligados en paralelo a la barra colectora general, y tomarán entonces cargas proporcionales a la carga del sistema. Los gobernadores de ambas turbinas deberán estar ajustados a una sensibilidad igual, para que trabajen perfectamente coordinados. Hay que tomar en cuenta para esta operación que la capacidad máxima de la - turbina de gas varía considerablemente según la temperatura ambiente.

DATOS COMPARATIVOS PARA OPERACION CON CALOR DE DESECHO OPERANDO A CARGA PARCIAL LA UNIDAD.

CARGA DE LA UNIDAD = 75%

Turbina de Gas (80°F Temp. Amb.)

75%

36%

Generación	11,550	5,600
Auxiliares	60	60
Producción Neta	11,490	5,540

Turbina de Vapor

75%

100%

Generación	18,750	25,000
Auxiliares	900	1,200
Producción Neta	17,850	23,800

Total Combinado

Generación	30,300	30,600
Auxiliares	960	1,260
Producción Neta	29,340	29,340

Combustible

Gas Natural: P.C.S. : 23,800 Btu/lb

P.C.I. : 21,400 Btu/lb

Turbina de Gas

Consumo de Calor (P.C.I.)	Btu/hr	192.5×10^6	135.0×10^6
Consumo de combustible	lb/hr	9,000	6,300
Flujo del compresor	lb/hr	896,000	896,000
Flujo de gases de escape	lb/hr	905,000	902,300
Temperatura en el escape	°F	725	555
Entalpia del escape, sobre 80°F	Btu/lb	161	118

Caldera

Consumo de combustible	lb/hr	6,620	10,900
Entrada de calor, sobre 80°F	Btu/hr		
Combustible		141.5×10^6	232.0×10^6
Gas de escape		145.7×10^6	106.5×10^6
Total		287.2×10^6	338.5×10^6
Infiltración	lb/hr	14,000	17,000
Peso gases salida economizador	lb/hr	919,000	919,300
Temperatura gases salida economizador	°F	440	375
Entalpia, sobre 80°F, gases salida economizador	Btu/lb	91	74

Salida de calor sobre 80°F:

Btu/hr

Util en vapor

197.0×10^6

264.0×10^6

Pérdida en la chimenea

64.2×10^6

68.5×10^6

Pérdida por radiación

5.0×10^6

6.0×10^6

Total:

287.2×10^6

338.5×10^6

Turbina de Vapor

Temperatura del vapor

°F

900

900

Temperatura del agua de alimentación

°F

230

230

Calor agregado en la caldera /lb de vapor

Btu/lb

1,253

1,253

Flujo en la válvula

lb/hr

156,800

210,700

Régimen de calor (P.C.I.)

Btu/KWH

11,400

12,500

Régimen de calor (P.C.S.)

Btu/KWH

12,700

13,900

Eficiencia térmica (P.C.I.)

%

30.0

27.3

Eficiencia térmica (P.C.S.)

%

27.0

24.6

DIFERENTES FORMAS DE OPERACION DEL ARREGLO

A continuación se dan los casos que pueden presentarse, en la forma de operar este arreglo:

CASO I:

TURBINA DE GAS SOLA, CALDERA FUERA

1. Todas las compuertas cerradas, excepto (H).
2. Se fija abierta (A) con el control manual en el tablero. (A) estará normalmente abierta si el ventilador de tiro inducido está parado.
3. Arránquese la turbina de gas, descargando a la atmósfera a través de (A).

CASO II:

CALDERA SOLA, TURBINA DE GAS FUERA

1. Todas las compuertas cerradas, excepto (A), (H) y (G) las cuales están completamente abiertas.
2. Manualmente fíjese (A) abierta.
3. Arránquese el ventilador de tiro inducido y procédase a hacer la purga de la caldera, regulando el aire por medio de (F). La compuerta (A) cerrará (si no está manualmente fijada abierta) tan pronto como el ventilador arranque.
4. Enciéndanse los quemadores y elévese presión.

CASO III:

OPERACION CON CALOR DE DESECHO

1. Se arrancan la caldera y la turbina de gas de la manera convencional.
2. Abrase totalmente la compuerta aisladora del escape de la turbina (B) por medio de su control local manual.

3. Se pone (C) en automático. Esta compuerta permanecerá cerrada, dado - que la presión al escape de la turbina será baja.
4. Lentamente ciérrase (A) desde el control manual montado en el tablero.
5. Cuando la presión de escape de la turbina llegue a 3 pulgadas de agua - aproximadamente, (C) automáticamente empezará a abrir para mantener -- esta presión de escape.
6. Ciérrase completamente (A) por medio del control manual en el tablero, entonces todo el escape de la turbina pasará por (C). Las compuertas (A) automáticamente abrirán si el escape de la turbina llega a 4 pulg. de agua de presión aproximadamente; esto para prevenir excesiva pre- -- sión de escape de la turbina y en los ductos.
7. Póngase la válvula selectora del Maestro en manual.
8. Lentamente empíese a abrir (B), usando la relación flujo gas - flujo aire y el tiro del horno como una guía. Cuando el tiro del horno lle- gue a - 0.1 pulg. de agua, póngase (D) en automático. La compuerta -- (H) cerrará completamente tan pronto como la presión en la caja de ai- re sea de 0 pulg. de agua. Si momentáneamente ocurriera una escasez - de aire para la combustión durante este cambio, el combustible será -- limitado automáticamente a un valor adecuado de acuerdo con la canti- -- dad de aire disponible.
9. Fíjense manualmente las compuertas (E) en la posición normal de opera- ción.
10. A plena presión y con carga la caldera, póngase el tiro (F), el com- -- bustible y el control maestro en automático, entonces la caldera opera- rá como una caldera convencional.

Caso IV:

EN OPERACION CON CALOR DE DESECHO, LA TURBINA DE GAS SE DISPARA

1. Conforme la presión de escape de la turbina baja, (C) cierra y (D) abre, tratando de mantener el tiro en el horno.
2. Cuando la presión en la caja de aire llega a 0 Pulg. de agua, (H) empieza a abrir, y queda completamente abierta cuando la presión en la caja de aire se hace negativa.
3. El operador deberá poner (C) y (D) en control manual, cerrarlas y abrir (A) completamente por medio del control manual desde el tablero.
4. Círrrense las compuertas (B) y (E) por medio de sus controles locales manuales.
5. Cuando la turbina de gas se arranca de nuevo, procédase como en el caso III para volver a operación normal.

Caso V:

OPERACION CON CALOR DE DESECHO, LA CALDERA DE DISPARA DEBIDO A FALLA DEL VENTILADOR DE TIRO INDUCIDO

1. El suministro de combustible a los quemadores, inmediatamente es cortado.
2. (A) abra por medio de una válvula solenoide. Conforme la presión en el ducto baja, (C) cierra automáticamente.
3. Al bajar el tiro en el horno, (D) cierra.
4. Círrrense las compuertas (B) y (E).
5. Póngase la caldera en control manual y arránquese de nuevo siguiendo los casos II y III.

CASO VI:

OPERACION CON CALOR DE DESECHO, LA CALDERA SE DISPARA DEDIDO A BAJA PRESION DEL

COMBUSTIBLE

1. El suministro de combustible a los quemadores inmediatamente es cortado y la caldera continúa operando como una caldera para calor desechado sin quemadores, hasta que se remedia la situación.
2. El operador deberá poner la caldera en control manual, abrir (A) por medio de su control, cerrar (B) y (E) y volver a arrancar como en los casos II y III.

CASO VII:

BOMBA DE AGUA DE ALIMENTACION SE DISPARA

1. Cuando la bomba de agua de alimentación se dispara, provoca el disparo del ventilador de tiro inducido, entonces deberá actuarse como en el caso V.

CAPITULO III

VENTILADOR DE TIPO INDUCIDO

EQUIPO AUXILIAR

VENTILADOR DE TIRO INDUCIDO

Para seleccionar un arreglo del sistema de tiro de una caldera hay que hacer un estudio técnico-económico somero que nos determine el mismo.

Los datos técnicos principales requeridos para seleccionar el tipo propio y tamaño de un ventilador son:

1. Flujo.
2. Presión estática requerida para mantener el flujo.
3. Densidad del gas.
4. Tipo y velocidad del motor.
5. Carácter del sistema. Flujo o presión constantes o variables.
6. Grado permisible de emisión de sonido.

Por otro lado, debe hacerse en balance económico tomando en cuenta costo inicial y consumo de energía, para llegar a una decisión en el tipo de arreglo que será seleccionado.

El estudio anterior para esta caldera dió como resultado el siguiente arreglo:

Un ventilador centrífugo de aspas hacia atrás y doble succión; un acoplamiento hidráulico de velocidad variable, un motor eléctrica de velocidad constante y una compuerta del tipo convencional.

Trabajo:

Operación con aire:

<u>Evaporación de la Caldera lb/hr</u>	<u>Volumen pies³/min.</u>	<u>Temperatura °F</u>	<u>Presión pulg. de agua</u>
145,000	111,000	690	3.5
231,000	192,000	810	9.0

Operación con calor de desecho:

<u>Evaporación de la Caldera lb/hr</u>	<u>Volumen pies³/min.</u>	<u>Temperatura °F</u>	<u>Presión pulg.de agua</u>
145,000	128,000	700	4.0
231,000	158,000	750	7.75

VENTILADOR

Características:

Marca	Davidsons
Tipo	B.C.B. 45 (aspas hacia atrás)
Número por Caldera	1
Motor	550 h.p., 870 r.p.m.
Control	Acoplamiento hidráulico
<u>Diseño:</u>	Flujo
	220,000 pies ³ /min. a 840°F y 10.75 pulg. de agua

El rotor del ventilador es de aspas curvas hacia atrás "doble ancho" y "entrada doble".

A continuación se da la designación de la dirección de rotación y descarga, además de la posición de las cajas de succión de ambas calderas:

Dirección de Rotación y Descarga de los ventiladores:

En la Caldera No. 8: Rotación: Sentido contrario al movimiento de las manecillas de un reloj.

Descarga: Corriente hacia arriba.

En la Caldera No. 9: Rotación: Sentido de las manecillas de un reloj.

Descarga: Corriente hacia arriba.

Posición de las Cajas de Succión:

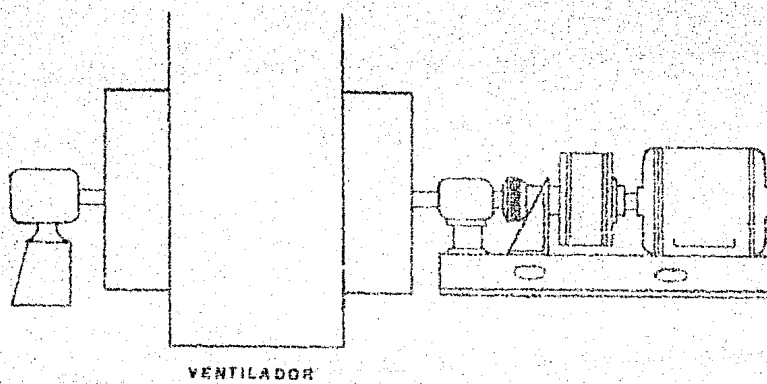
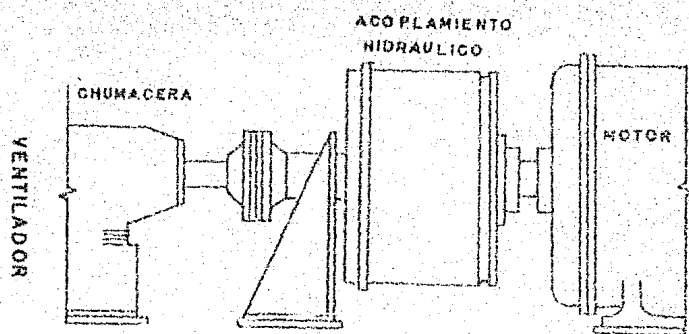


FIGURA N° 1

En la Caldera No. 8: Horizontal, entrada a la izquierda, doble.

En la Caldera No. 9: Horizontal, entrada a la derecha, doble.

El ventilador se soporta sobre dos chumaceras, una a cada lado de la carcasa, la del lado del motor está montada en una placa que es común para el motor, y la exterior está montada en una estructura tipo "A".

Sistema de Lubricación de las Chumaceras:

A continuación se describe el sistema de lubricación de las chumaceras y su modo de operar.

Este sistema consta de: tanque de almacenamiento y decantación, enfriador, tuberías, válvulas, bombas y chumaceras.

El tanque de almacenamiento es cúbico, de lamina de acero soldada; tiene un nivel de cristal con sus marcas de alto y bajo nivel. Sirve además para purificar el aceite por decantación.

La bomba auxiliar es centrífuga impulsada por un motor eléctrico.

El filtro es del tipo de elementos laminados, auto limpiable.

El enfriador es un intercambiador de calor de superficie con agua como la sustancia enfriadora.

La bomba mecánica es de engranes y está directamente acoplada a la flecha del ventilador.

Las tuberías a presión y succión son de 1 pulg. y las de descarga de las chumaceras de 2 pulg. excepto las tuberías de succión y de descarga de la bomba mecánica en que la primera es de 3 pulg. y la otra de 1 pulg.

Las chumaceras son de fricción.

Operación:

En operación normal el aceite es succionado por la bomba mecánica del tanque de almacenamiento, que lo fuerza a través del filtro y enfriador; luego se ra-

nifica para alimentar a ambas chumaceras pasando antes por una válvula de globo - en cada ramificación para regular (igualar) el flujo a ambas chumaceras. De ahí regresa al tanque.

Como la bomba mecánica está directamente acoplada a la flecha del ventilador y ésta es de velocidad variable, entonces hay una velocidad de la flecha (carga baja) en que la presión del aceite no es suficiente para una lubricación y enfriamiento adecuados para las chumaceras por tanto hay una bomba auxiliar de aceite.

El cambio de operación de una a otra bomba se hace de la siguiente manera:

Cuando velocidad de la flecha es tal que la presión de aceite cae a 12 lb/pulg² automáticamente empieza a operar la bomba auxiliar, que mantiene esa presión.

Cuando la velocidad de la flecha aumenta de tal manera que la presión generada por la bomba mecánica es mayor que 12 lb/pulg², automáticamente la bomba auxiliar deja de operar.

Estos cambios automáticos se hacen por medio de un interruptor eléctrico de presión conectado a un circuito especial para ello. La toma de aceite para el interruptor está en la misma línea del manómetro, es decir la línea general.

El arreglo de las válvulas de no-retorno hacen posible el flujo correcto, cuando hay cambio de bombas.

Hay que hacer notar que la bomba mecánica siempre estará trabajando mientras trabaje el ventilador.

El retorno de aceite al tanque a través de la válvula de presión sirve para ajustar la presión de aceite de trabajo a las chumaceras.

Hay además otro interruptor de presión de un circuito de seguridad que protege al ventilador por baja presión de aceite en las chumaceras, abriendo el interruptor de la alimentación del motor eléctrico del ventilador, cuando la presión de aceite baja a 9 lb/pulg². La toma de aceite de este interruptor está en el mismo lugar que para el anterior.

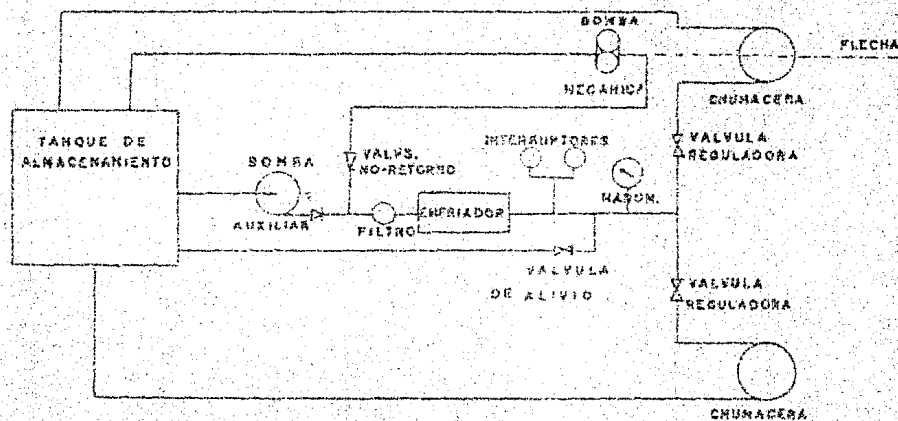


FIGURA Nº 2

MOTOR ELECTRICO

CARACTERISTICAS:

Motor de corriente alterna de inducción, tipo Jaula de Ardilla o Intemperie.

Potencia:	560 H.P.
Tensión:	440 volts
Corriente:	641 amperes
Frecuencia:	60 ciclos
Fases:	3
R.P.M.:	880

Elevación permisible de temperatura: 55°C

ACOPLAMIENTO HIDRAULICO

El acoplamiento hidráulico es del tipo de control por "cucharón" en el cual la cantidad de aceite en el circuito de trabajo puede ser variada por un control externo, para regular la velocidad de la flecha impulsada.

Construcción:

Una descripción somera del acoplamiento es la siguiente:

Las partes conectadas a la flecha impulsora son:

La placa impulsora elástica, la carcasa posterior, la carcasa recipiente y el impulsor.

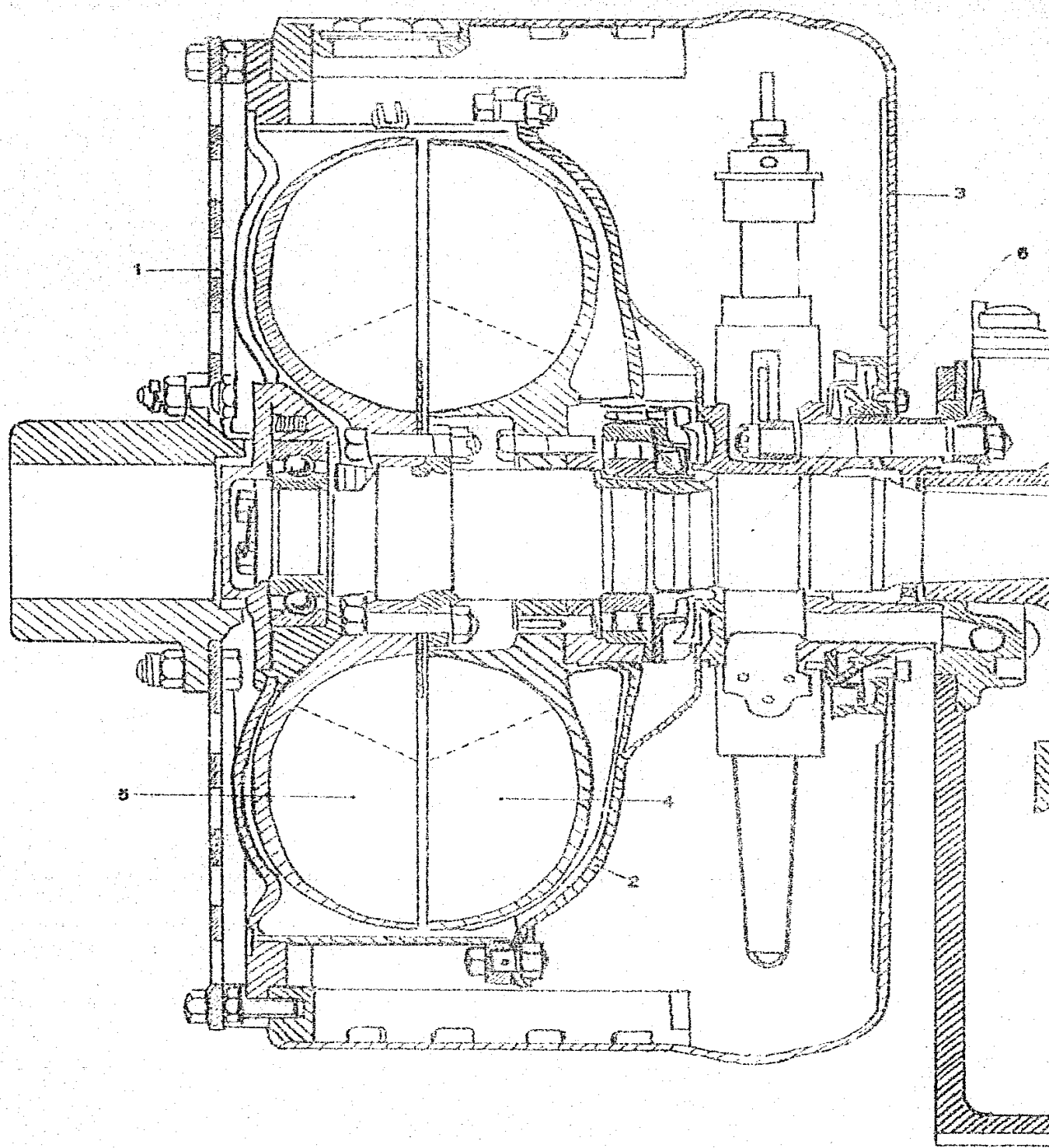
Las partes conectadas a la flecha impulsada incluyen:

El rotor, la flecha y el acoplamiento semi-flexible de multi-disco.

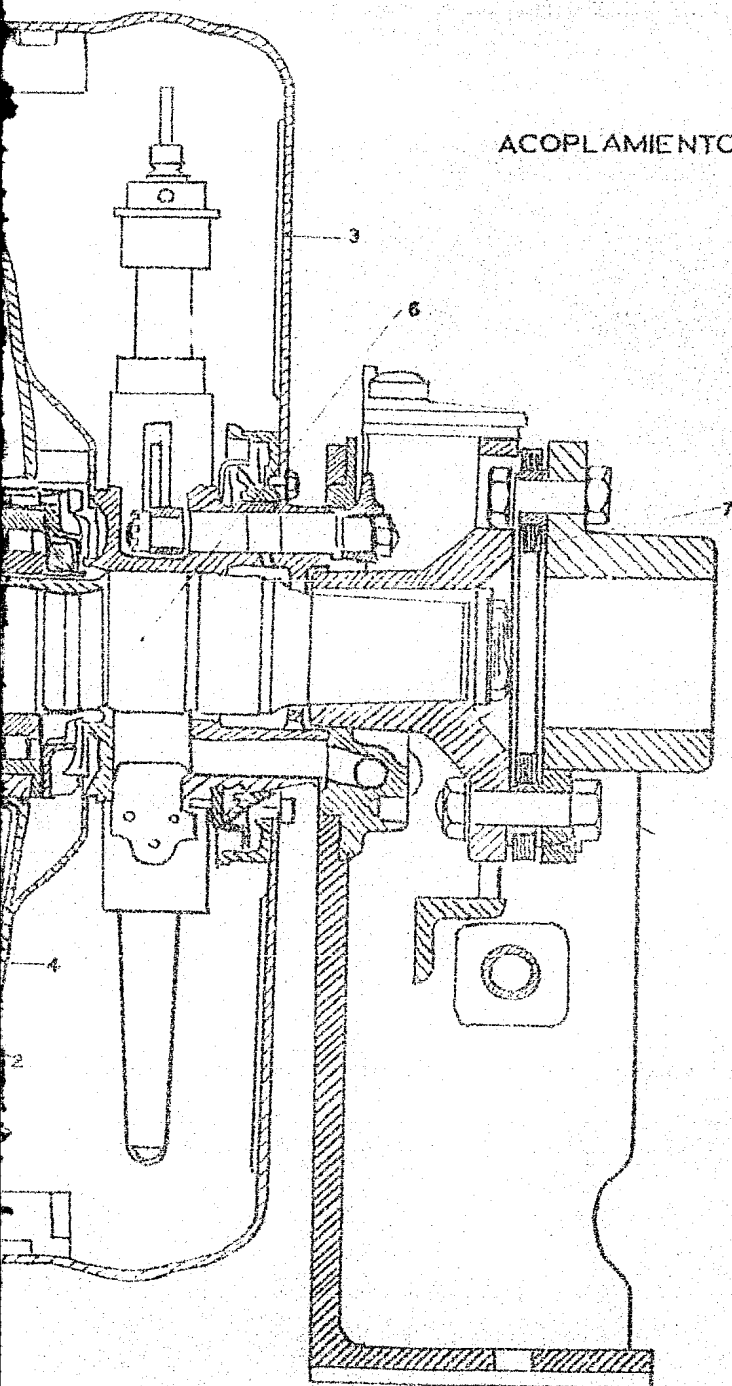
La parte estacionaria consta de:

La cubierta que lleva el cucharón ajustable y su estructura que la soporta.

El peso del acople se reparte entre las flechas impulsora e impulsada.



ACOPLAMIENTO HIDRAULICO



- 1 PLACA IMPULSORA ELASTICA
- 2 CARCAZA POSTERIOR
- 3 CARCAZA RECIPIENTE
- 4 IMPUSOR
- 5 ROTOR
- 6 FLECHA
- 7 ACOPLAMIENTO SEMI-FLEXIBLE

FIGURA Nº 3.

Operación:

El impulsor actúa como una bomba centrífuga, transmitiendo potencia por la energía cinética del aceite, el cual circula en la forma de un remolino en el circuito de trabajo, al rotor, el cual actúa como una turbina. La velocidad de la flecha impulsada está determinada por la cantidad de aceite en el circuito.

El aceite está continuamente escapando del circuito de trabajo a través de pequeñas boquillas a la carcasa recipiente, en donde forma un anillo rotatorio.

El tubo cucharón recoge aceite de este anillo rotatorio y lo hace circular a través de un puerto en la cubierta del cucharón a un enfriador, y el aceite entonces regresa al circuito de trabajo. Por tanto hay una circulación continua de aceite a través del enfriador y la cantidad de aceite en el circuito de trabajo se mantiene al valor deseado por la posición del tubo cucharón.

Moviendo el tubo cucharón dentro del anillo rotatorio de aceite, progresivamente se recoge aceite del recipiente y se transfiere al circuito de trabajo, mientras inversamente, sacándolo, se permite al aceite escapar del circuito al recipiente, en donde permanece, entonces, haciendo que el circuito se vacíe progresivamente.

Posiciones intermedias del tubo cucharón entonces, determinan la cantidad de aceite en el circuito de trabajo y por tanto el deslizamiento en el acoplamiento.

Enfriador:

Son en realidad dos enfriadores en serie. Es un intercambiador de calor de superficie; la sustancia enfriadora es agua cruda. El enfriador hace posible que el aceite entre al circuito de trabajo a una temperatura adecuada y por tanto con una viscosidad también adecuada.

La temperatura del aceite a la salida del enfriador es sensiblemente cons--

tante. El gasto de agua se fija arriba de cierto valor máximo especificado. En este caso es de 55 lts./min. a 60°F y la caída de presión del agua al pasar por el enfriador es de 2 a 3 lb/pulg².

El calentamiento por fricción del aceite dentro del acoplamiento es apreciable, por tanto se hace necesario el uso del enfriador.

Proceso de llenado:

Uno de los trabajos preparatorios para el primer arranque es el llenado del acoplamiento. Debe ser llenado con aceite mineral delgado de baja viscosidad.

Por lo delicado del equipo, debe tenerse mucho cuidado en no ponerle aceite de diferente grado del que ya tiene el acoplamiento o ponerle una mezcla de aceites, además de absoluta limpieza del mismo.

La cantidad de aceite es:

Para el acoplamiento 123 litros

Para los enfriadores y tuberías: 34 litros.

El llenado se lleva a cabo por una tana especial para ello que tiene el acoplamiento. Debe ponerse únicamente nueve décimas de la cantidad total del aceite requerido.

Póngase la palanca que mueve el cucharón en su posición "fuera". Véase si la flecha impulsada está libre para moverse.

Ahora arránquese el motor. Mévase lentamente la palanca operadora del cucharón a su posición "dentro" para circular el aceite a través de los enfriadores y tuberías, y empezar a correr el acoplamiento.

Después de que el acoplamiento ha trabajado unos minutos, regrésese la palanca del cucharón a su posición "fuera". Póngase más aceite en la tana hasta ver que sale como fuente alrededor del husillo de una válvula que tiene en el centro la tana. Debe ser un flujo definido de aceite y no intermitente.

Después de lo anterior el acoplamiento queda listo para usarse.

Instrucciones de Operación:

Es conveniente que en el momento de arrancar el motor, el acoplamiento tenga su cucharón en la posición "fuera", para que el arranque sea prácticamente sin carga.

Frecuentemente, sin embargo, es posible arrancar estando el cucharón en su posición de trabajo, donde haya quedado de su anterior operación. Esto depende del tipo de máquina, del tipo de arrancador (cuando es eléctrico) y de la naturaleza de la carga, entrando aquí la inercia de las partes móviles.

En el ventilador, objeto de este estudio, se aprovechó la ventaja de poder aislar la carga del motor eléctrico, usando así un arrancador de menor capacidad (más adelante se explica más ampliamente). El par motor de arranque es grande -- por la gran inercia del ventilador y la del rotor del motor; no por la carga misma, puesto que un ventilador requiere bajo par motor de arranque.

Entonces, antes de arrancar el motor debe ponerse siempre el cucharón del acoplamiento en su posición "fuera".

Cuando el motor esté a plena velocidad, muévase el control del cucharón a su posición "dentro" para poner en movimiento la flecha impulsada.

La velocidad del ventilador se ajusta al valor requerido variando la posición del control del cucharón.

El dispositivo que mueve la palanca del cucharón es un control remoto neumático automático.

CARACTERISTICAS GENERALES:

La variación del flujo impulsado por el ventilador al sistema, es el objetivo en muchas instalaciones. En la práctica se utilizan varios métodos para controlar la capacidad. La relativa importancia de varios factores en cada aplicación

particular, determina la selección del método.

Fundamentalmente una máxima eficiencia en el control o una máxima reducción en potencia de operación que acompañen la requerida reducción en capacidad volumétrica es una función primordial de diseño.

La selección del método de control resultará de una evaluación de tales factores como: costo inicial, costo de operación, rango disponible de regulación de capacidad, velocidad de respuesta al cambio, simplicidad de operación, seguridad, vida y mantenimiento.

Los métodos de control ordinariamente usados son los siguientes:

<u>Método de Control</u>	<u>Velocidad del Ventilador</u>	<u>Velocidad del Primotor</u>
Compuertas a la descarga	Constante	Constante
Aletas radiales a la entrada	Constante	Constante
Compuertas a la entrada	Constante	Constante
Acoplamiento hidráulico	Ajustable	Constante
Acoplamiento eléctrico	Ajustable	Constante
Motor de C. D.	Variable	Variable
Motor de C. A. de anillo colector	Variable por pasos	Variable por pasos
Motor de C. A. de dos o tres velocidades	Semi-Variable	Semi-Variable
Turbina	Variable	Variable
Arreglo de velocidad variable de poleas y bandas	Variable	Constante

Los métodos de control anteriores caen dentro de tres clasificaciones generales:

1. Velocidad constante del motor y del ventilador, con un dispositivo auxiliar para modificar la característica del ventilador o del sistema.

2. Motor de velocidad constante con un dispositivo auxiliar intermedio entre el motor y el ventilador para dar una velocidad ajustable del ventilador.
3. Motor de velocidad variable, directamente conectado al ventilador, dando por tanto velocidad variable al ventilador.

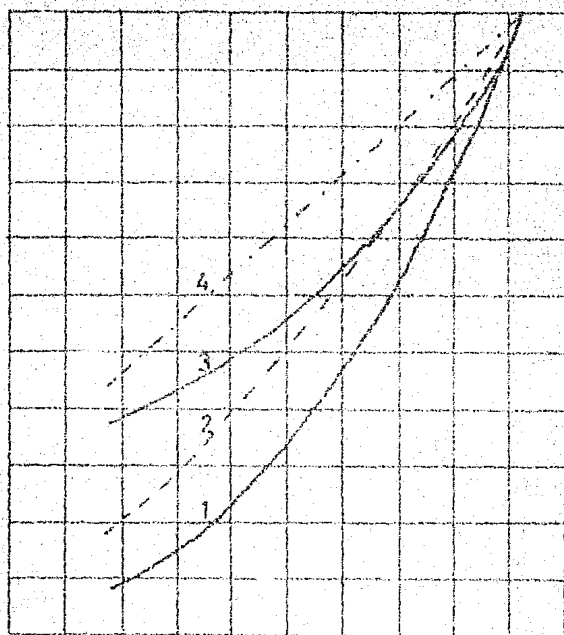
El método de control seleccionado para esta caldera, cae dentro de la clasificación número 2. Es un acoplamiento hidráulico, con velocidad del ventilador ajustable y velocidad del motor constante.

El más eficiente método de control del flujo en lo que se refiere a consumo de energía por el ventilador, es variando su velocidad. El método de control por compuertas en general, requiere mayor inversión inicial que cualquier otro, pero es el menos eficiente.

La Gráfica No. 1, nos muestra un caso típico de consumo de energía al variar la carga, para varios métodos de control de flujo en un ventilador de tiro inducido.

1. Control teórico de velocidad (únicamente interviene la potencia en la flecha del ventilador).
2. Control de velocidad ajustable. Acoplamiento hidráulico.
3. Velocidad del ventilador constante, control con compuerta a la entrada.
4. Velocidad del ventilador constante, control con compuerta a la descarga.

El método de control con acoplamiento hidráulico, suministra ajuste de velocidad sin pasos (como lo hacen otros métodos) amplios límites de bajo consumo de energía, un costo inicial comparable a un motor primo de velocidad variable, una respuesta satisfactoria a la demanda de control y disminuye el desgaste o cro



MÉTODOS DE CONTROL TÍPICOS DE UN VENTILADOR DE TIRO INDUCIDO

Gráfica N° 1

sión del ventilador debido a la reducción de la velocidad.

Otra ventaja del acoplamiento hidráulico, es que puede usarse con él un motor eléctrico para uso general, con un arrancador simple, y que con otro método de control requeriría un equipo arrancador mucho más complicado. Esta ventaja se hace más notoria conforme la capacidad de la planta aumenta. En esta caldera esta ventaja es definitiva debido a, como ya se dijo, la inercia tan grande de las partes móviles. La capacidad de la unidad justifica el costo inicial del acoplamiento hidráulico.

CARACTERÍSTICAS MECÁNICAS

Las características mecánicas del acoplamiento son las siguientes:

La relación de velocidad entre las flechas impulsora e impulsada es función de la cantidad de aceite en el acoplamiento y de la carga.

Se requiere una diferencia de velocidad entre el impulsor y el rotor para mantener la circulación de aceite entre ellos y así transmitir potencia. Esta diferencia llamada deslizamiento es de 3% a plena carga.

El porcentaje de deslizamiento es también el porcentaje de pérdidas por fricción.

El acoplamiento hidráulico es un dispositivo transmisor de par motor constante, esto es, el par motor desarrollado por la flecha de la carga siempre es igual al de la flecha impulsora, sin importar la relación de velocidad.

De lo anterior se infiere que la eficiencia de transmisión de un acoplamiento hidráulico es esencialmente proporcional a la velocidad de la flecha impulsada.

Entonces tenemos:

$$P_1 = T_1 \times \omega_1 \quad \text{y} \quad P_2 = T_2 \times \omega_2$$

$$\text{si } T_1 = T_2 \quad \text{y} \quad \omega_1 \neq \omega_2$$

$$\text{luego } P_1 \neq P_2$$

quedando finalmente:

$$P = T_1 \times \omega_1 = T_2 \times \omega_2 + Q$$

siendo:

- P potencia al freno del motor.
- P_1 potencia en la flecha del ventilador.
- T_1 par motor de la flecha impulsora.
- T_2 par motor de la flecha impulsada.
- ω_1 velocidad de la flecha impulsora.
- ω_2 velocidad de la flecha impulsada.
- Q calor resultante en el acoplamiento.

Como se ve, es muy importante el aspecto del enfriamiento del aceite, para disipar el calor producido en el acoplamiento.

Cuando el circuito de trabajo del acoplamiento está completamente lleno de aceite, éste transmite el par motor máximo del motor, es decir, está transmitiendo a plena carga.

Es posible preseleccionar un valor de sobrecarga con sólo limitar la cantidad máxima de aceite al acoplamiento.

En combinación con el ventilador en el cual la potencia en la flecha varía según el cubo de la velocidad del ventilador, el control por medio de acoplamiento hidráulico suministra amplios límites de baja potencia en la característica de control.

En la gráfica No. 1, la curva No. 1 nos indica el consumo teórico de energía de un ventilador de velocidad variable, al variar la carga; es decir, tomando en cuenta exclusivamente el consumo de energía por el ventilador al variar su velocidad y haciendo caso omiso de la pérdida de energía en el acoplamiento.

Dado que este tipo de acoplamiento permite que el motor impulsor esté a plena velocidad en el momento de tomar la carga, el par motor que es capaz de trans-

mitir cuando el circuito de trabajo está lleno de aceite es igual al par motor máximo del motor.

Como se dijo antes, en esta planta se aprovecha la propiedad de este acoplamiento de poder tomar la carga gradualmente, es decir, de aceleración controlada de las partes móviles para usar un par de arranque reducido.

Cuando se arranca un motor estando el cucharón del acoplamiento hidráulico en su posición de trabajo, el par motor del acoplamiento se incrementa como el cuadrado de la velocidad del motor hasta 85% de la velocidad de sincronismo en que el par motor del motor y el acoplamiento son iguales.

La eficiencia de este acoplamiento es de 95%, siendo las pérdidas, por bombeo, por viento y fricción en los rodamientos de 2% y las pérdidas por deslizamiento de 3% (carga plena).

Otra ventaja muy importante del acoplamiento hidráulico es que aisla las vibraciones originadas en el ventilador o en el motor.

Si se conocen las dimensiones físicas del acoplamiento y las velocidades del impulsor y rotor pueden calcularse, la pérdida en energía cinética, la potencia transmitida y el par motor.

LEYES BASICAS

La variación de velocidad del ventilador da como resultado, variación en: la capacidad, la presión y la potencia consumida por el mismo, de la siguiente manera:

1. La capacidad varía como la velocidad.
2. La presión varía como el cuadrado de la velocidad.
3. La potencia varía como el cubo de la velocidad.

Las anteriores leyes son válidas siempre que permanezcan constantes, las dimensiones del ventilador, el sistema y la densidad de los gases.

CURVAS CARACTERISTICAS DEL VENTILADOR

Las gráficas Nos. 2, 3 y 4 son las curvas características del ventilador, -- las cuales nos indican en forma gráfica el comportamiento del mismo.

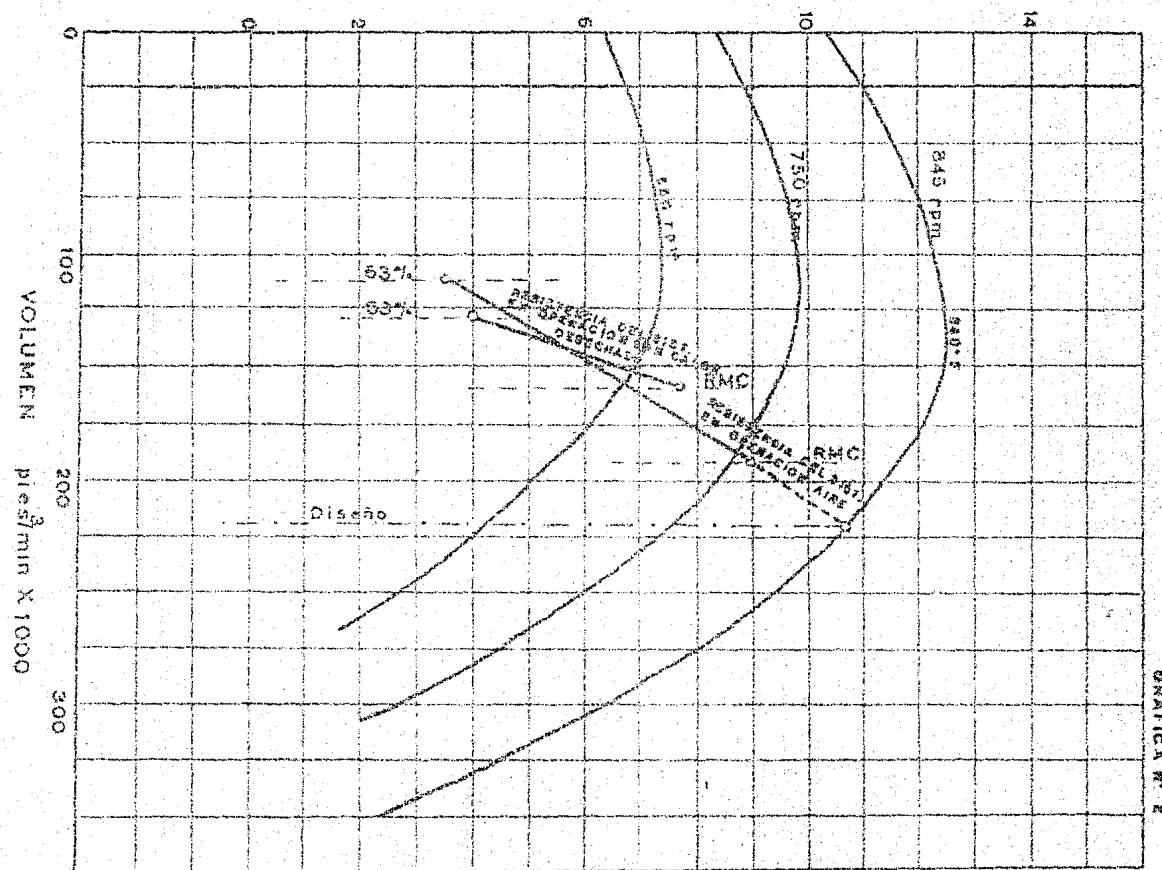
En las figuras, la capacidad en pies ³/min. está marcada horizontalmente -- como la variable independiente y la presión estática, la potencia al freno, la -- velocidad del ventilador y la temperatura de los gases, están marcadas vertical-- mente como las variables dependientes.

El significado básico de las curvas características debe ser apreciado; ellas definen rigurosa y exactamente el modo como el ventilador deberá operar.

Si la carga de presión para una capacidad dada es menor que la indicada en -- la curva característica del ventilador, debe aumentarse la resistencia del siste-- ma, poniendo algo, como una compuerta que haga efecto de estrangulamiento. Si no se pusiera este incremento a la resistencia al flujo, el ventilador suministrará aire adicional hasta que el régimen de flujo establezca una resistencia del sis-- tema, la cual coincide con algún punto de la curva característica.

No hay alternativa, el ventilador deberá operar en un punto de la caracterís-- tica cuando se ha establecido el balance.

PRESION ESTATICA pulg de agua



GRAFICA N° 2

Las curvas características de un ventilador varían con: la velocidad, el tamaño y la densidad del gas

En nuestro caso tenemos variación de velocidad pero no de tamaño ni de densidad del gas (apreciable).

Se notarán en las gráficas, curvas que definen el estado para cada operación, con aire y calor de desecho.

Se notarán además ordenadas definiendo el flujo de gases para:

- a) Diseño del ventilador.
- b) Régimen máximo de combustión para estas operaciones.
- c) A un 65% del R. M. C. para ambas operaciones.

La gráfica No. 2 muestra curvas Presión Estática - Volumen para varias velocidades del ventilador, muestra además, las curvas Resistencia del Sistema - Volumen. Las primeras se obtuvieron a partir de la curva característica básica del ventilador, es decir, la de diseño a 845 R.P.M. y 840°F en la temperatura de los gases, de la siguiente manera:

Tomamos cinco puntos sobre la curva básica de los que derivamos aplicando las leyes básicas de los ventiladores al cambio de velocidad otros cinco puntos para cada curva:

A 845 R.P.M.:

Volumen = 50,000 pies³/min.

Presión Estática = 11.5 pulg.

A 750 R.P.M.:

Volumen = $50 \times 10^3 \times \frac{750}{845} = 44,400$ pies³/min.

Presión Estática = $11.5 \times \left(\frac{750}{845}\right)^2 = 9.1$ pulg.

A 650 R.P.M.:

$$\text{Volumen} = 50 \times 10^3 \times \frac{650}{845} = 38,500 \text{ pies}^3/\text{min.}$$

$$\text{Presión Estática} = 11.5 \times \left(\frac{650}{845}\right)^2 = 6.82 \text{ pulg.}$$

A 845 R.P.M.:

$$\text{Volumen} = 150 \times 10^3 \text{ pies}^3/\text{min.}$$

$$\text{Presión Estática} = 12.3 \text{ pulg.}$$

A 750 R.P.M.:

$$\text{Volumen} = 150 \times 10^3 \times \frac{750}{845} = 133,000 \text{ pies}^3/\text{min.}$$

$$\text{Presión Estática} = 12.3 \times \left(\frac{750}{845}\right)^2 = 9.7 \text{ pulg.}$$

A 650 R.P.M.:

$$\text{Volumen} = 150 \times 10^3 \times \frac{650}{845} = 115,500 \text{ pies}^3/\text{min.}$$

$$\text{Presión Estática} = 12.3 \times \left(\frac{650}{845}\right)^2 = 7.2 \text{ pulg.}$$

A 845 R.P.M.:

$$\text{Volumen} = 200 \times 10^3 \text{ pies}^3/\text{min.}$$

$$\text{Presión Estática} = 11.4 \text{ pulg.}$$

A 750 R.P.M.:

$$\text{Volumen} = 200 \times 10^3 \times \frac{750}{845} = 177,500 \text{ pies}^3/\text{min.}$$

$$\text{Presión Estática} = 11.4 \times \left(\frac{750}{845}\right)^2 = 9 \text{ pulg.}$$

A 650 R.P.M.:

$$\text{Volumen} = 200 \times 10^3 \times \frac{650}{845} = 154,000 \text{ pies}^3/\text{min.}$$

$$\text{Presión Estática} = 11.4 \times \left(\frac{650}{845}\right)^2 = 6.77 \text{ pulg.}$$

A 845 R.P.M.:

$$\text{Volumen} = 250 \times 10^3 \text{ pies}^3/\text{min.}$$

$$\text{Presión Estática} = 9.4 \text{ pulg.}$$

A 750 R.P.M.:

$$\text{Volumen} = 250 \times 10^3 \times \frac{750}{845} = 222,000 \text{ pies}^3/\text{min.}$$

$$\text{Presión Estática} = 9.4 \times \left(\frac{750}{845}\right)^2 = 7.42 \text{ pulg.}$$

A 650 R.P.M.:

$$\text{Volumen} = 250 \times 10^3 \times \frac{650}{845} = 192,000 \text{ pies}^3/\text{min.}$$

A 845 R.P.M.:

$$\text{Volumen} = 350 \times 10^3 \text{ pies}^3/\text{min.}$$

$$\text{Presión Estática} = 2.5 \text{ pulg.}$$

A 750 R.P.M.:

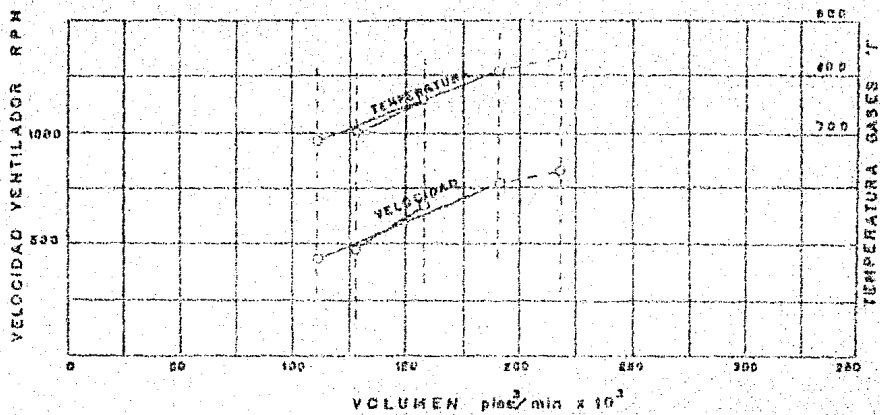
$$\text{Volumen} = 350 \times 10^3 \times \frac{750}{845} = 310,000 \text{ pies}^3/\text{min.}$$

$$\text{Presión Estática} = 2.5 \times \left(\frac{750}{845}\right)^2 = 1.98 \text{ pulg.}$$

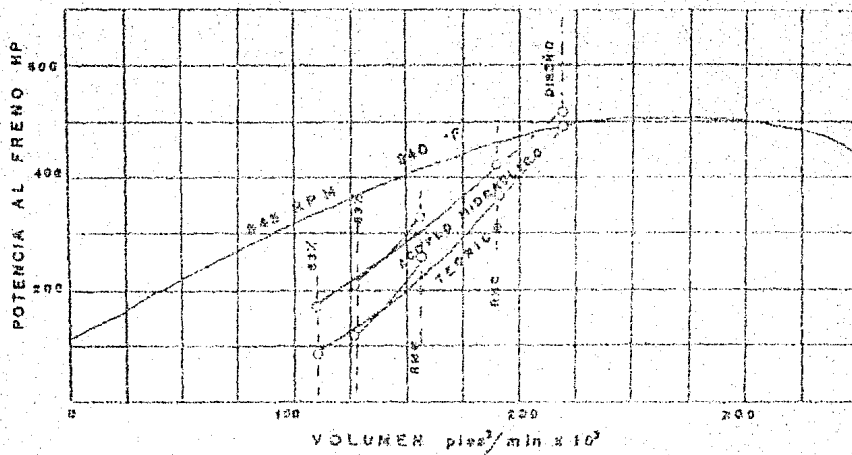
A 650 R.P.M.:

$$\text{Volumen} = 350 \times 10^3 \times \frac{650}{845} = 269,000 \text{ pies}^3/\text{min.}$$

$$\text{Presión Estática} = 2.5 \times \left(\frac{650}{845}\right)^2 = 1.48 \text{ pulg.}$$



GRAFICA N° 3



GRAFICA N° 4

Las curvas Resistencia del Sistema mostradas también en la Gráfica No. 2 -- nos indican como en un sistema fijo como el presente, la presión estática requerida para mantener un flujo determinado, varía como el cuadrado de éste. Por depender de las mismas variables se representa en las mismas coordenadas que la -- presión estática del ventilador, éste es útil para establecer una correlación entre ellas. La intersección de la curva resistencia del sistema y las curvas presión estática, definen puntos en donde existe el equilibrio. En estos puntos la demanda del sistema es satisfecha por la presión obtenida del ventilador, dando por resultado una operación continua.

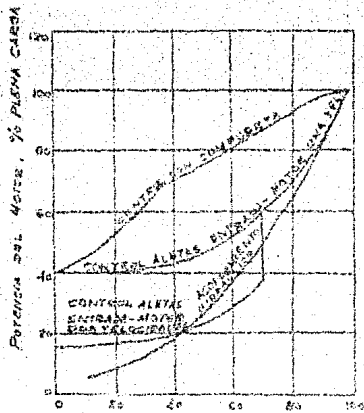
La Gráfica No. 3 nos ayuda a conocer la velocidad del ventilador y la temperatura de los gases para varias cargas.

La Gráfica No. 4 muestra la potencia al freno consumida por el motor para varias cargas y sus respectivas velocidades del ventilador. Las curvas "Acoplamiento Hidráulico" toman en cuenta la pérdida de energía en el acoplamiento, mientras que las curvas "Teórico" dan el consumo de potencia únicamente sobre la base de que ésta varía como el cubo de la velocidad del ventilador.

Las Gráficas Nos. 5, 6 y 7 nos ilustran de diferentes maneras, como variando la velocidad del ventilador para controlar el volumen de gases a través de la caldera, el consumo de energía es menor.

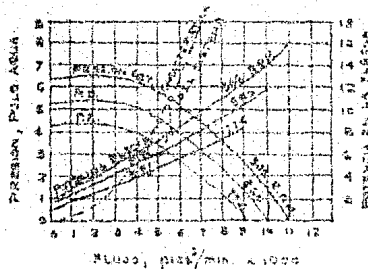
La Gráfica No. 5 muestra un caso típico del anterior ahorro de energía, -- comparando el control por acoplamiento hidráulico con los tipos de control más usuales, como son por compuertas y aletas, además del control por aletas a la entrada con motor eléctrico de C. A. de dos velocidades, que en ciertos aspectos -- compite con el control por acoplamiento hidráulico.

En la Gráfica No. 6 se muestran tres condiciones de trabajo a diferentes -- cargas en cierto ventilador. Ahí se observa que conforme baja la carga, se requiere menos potencia bajando también la velocidad.



FLUJO POR EL VENTILADOR, EN PLENA CARGA

GRAFICA N°5 POTENCIA REQUERIDA POR EL VENTILADOR PARA VARIOS TIPOS DE CONTROL DE VOLUMEN.



GRAFICA N°6 EFECTO DE LA VARIACIÓN DE VELOCIDAD DEL VENTILADOR

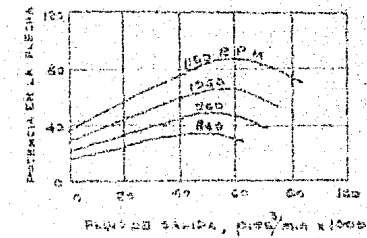
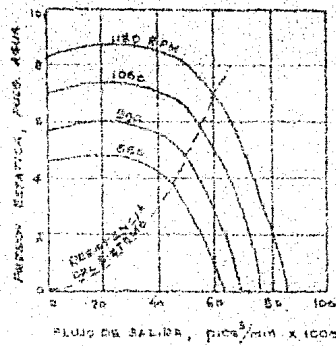


ILUSTRACIÓN DE CÓMO PUEDE DETERIORARSE ECONÓMICAMENTE EL FLUJO Y LA PRESIÓN ESTÁTICA. OBSERVANDO, VARIANDO LA VELOCIDAD DEL VENTILADOR PARA ENTREGAR EL FLUJO REQUERIDO POR EL SISTEMA.

GRAFICA N°7

En la Gráfica No. 7 se muestra en la parte superior, la variación de presión estática con la velocidad del ventilador y en la parte inferior la variación de la potencia requerida al variar la velocidad, ambas en función del volumen de gases descargado.

PERDIDA DE ENERGIA POR ESTRANGULAMIENTO

A continuación se hace un somero análisis del proceso de estrangulamiento que se presenta al tener compuertas.

Si el ventilador opera a velocidad constante (ver Gráfica No. 7) entonces para cualquier flujo menor que el determinado por la intersección de las curvas, "Resistencia del Sistema" y "R.P.M.", el exceso de presión deberá ser usado estrangulando. Esto es, el ventilador desarrolla un exceso de energía de presión la cual deberá ser disipada por estrangulamiento.

PROCESO DE ESTRANGULAMIENTO

Un proceso de estrangulamiento es tomado como un proceso irreversible, de flujo continuo, adiabático ($Q = 0$), éste es, ningún trabajo es dado y la pérdida de energía disponible es máxima. Ocurre cuando un fluido fluye hacia una región de menor presión. Es una expansión libre, como sucede cuando se abre la válvula de un tanque de aire comprimido a la atmósfera. En la válvula, aumenta la velocidad del gas y por tanto hay un cambio de energía cinética. Sin embargo, esta energía es disipada conforme el aire del tanque se difunde en la atmósfera, así -- que el efecto total es el de un flujo pequeño o ningún cambio de energía cinética.

Para estas condiciones podemos encontrar una expresión de la ecuación general de la energía que defina el proceso:

Si $\Delta P = 0$, como $W = 0$ y $Q = 0$, la ecuación de la energía para flujo continuo queda:

$$H_1 + K_1 = H_2 + K_2$$

Es probable que en algún punto del paso de expansión por estrangulamiento - la energía cinética K pudo ser relativamente grande, sin embargo en aplicaciones prácticas las condiciones finales de la sustancia son virtualmente estacionarias,

o

$$K_1 \approx K_2$$

Entonces:

$$H_1 = H_2 \quad - \text{ (Para cualquier fluido)}$$

o

$$w C_p (T_2 - T_1) = 0 \quad - \text{ (Para gas ideal)}$$

representan condiciones que definen el proceso de estrangulamiento.

Si la sustancia fuera un gas ideal (y sólo así) $T_1 = T_2$ como $H_1 = H_2$.

Como $T = \text{cte.}$, $P_1 V_1 = P_2 V_2$ para un gas ideal

Los gases imperfectos generalmente sufren un decremento de temperatura como resultado del estrangulamiento, correspondiendo a alguna condición final tal como 1 - C (figura No. 4)

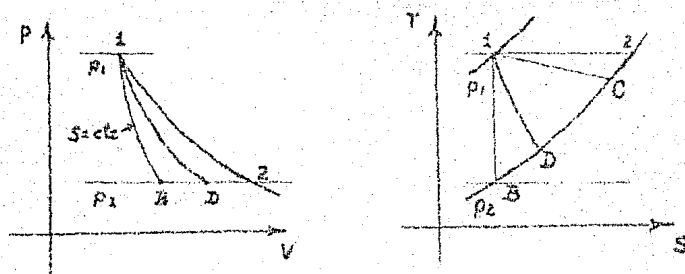


Fig No 4

En la figura la curva 1-B representa un proceso adiabático reversible (S = C) durante el cual se obtiene el máximo trabajo de la energía que tenía la sustancia en el estado 1. El proceso adiabático de estrangulamiento 1-2 no produce

trabajo, por tanto las áreas bajo las curvas no representan trabajo y calor; esto es, los puntos a lo largo de la curva no son una secuencia de puntos en equilibrio y la curva 1-2 no necesariamente representa el recorrido del "punto estado". La expansión es irreversible, y "desorganizada" para la producción de trabajo y la conservación de energía utilizable.

En este proceso de estrangulamiento, la entropía siempre sufre un incremento.

BIBLIOGRAFIA

STEAM

The Babcock & Wilcox, Co.

COMBUSTION ENGINEERING

MECHANICAL ENGINEERS' HANDBOOK

Lionel S. Marks

ELECTRIC GENERATION - STEAM STATIONS

Bernhardt G. A. Skrotzki

THEORY AND PRACTICE OF HEAT ENGINES

Virgil Moring Faired

INGENIERIA TERMICA

Apuntes Ing. Ignacio Avilez S.

A. S. M. E.

Publicaciones

INSTRUCTIVOS

Babcock & Wilcox, Ltd.

Bailey Meter, Co.

Davidson & Co., Ltd.

Fluidrive Engineering Co., Ltd.