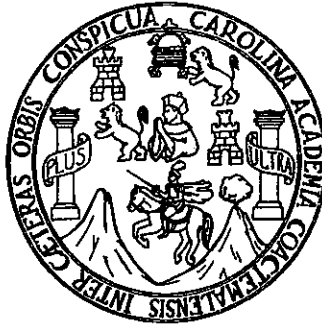


UNIVERSIDAD DE SAN CARLOS DE GUATEMALA



FACULTAD DE INGENIERÍA

**OPTIMIZACIÓN DE LA OPERACIÓN DE LA UNIDAD DE 25 MEGAVATIOS
DE LA CENTRAL TERMOELÉCTRICA SANTA ANA**

TESIS

**PRESENTADA A LA JUNTA DIRECTIVA DE LA
FACULTAD DE INGENIERÍA**

POR

FRANCISCO ARTURO FIGUEROA VÁSQUEZ

**AL CONFERÍRSELE EL TÍTULO DE
INGENIERO MECÁNICO**

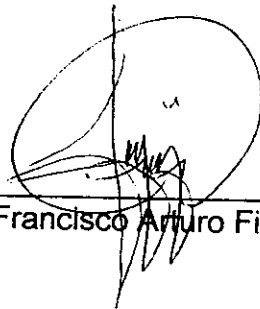
GUATEMALA, FEBRERO DE 1,999

HONORABLE TRIBUNAL EXAMINADOR:

Cumpliendo con los preceptos que establece la ley de la Universidad de San Carlos de Guatemala, presento a su consideración mi trabajo de tesis titulado:

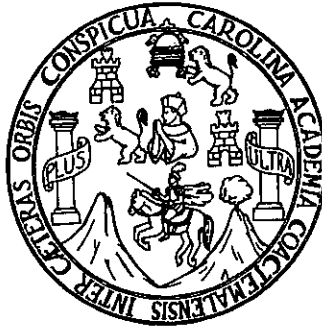
**OPTIMIZACIÓN DE LA OPERACIÓN DE LA UNIDAD DE 25
MEGAVATIOS DE LA CENTRAL TERMOELÉCTRICA SANTA ANA**

Tema que me fuera asignado por la dirección de la Escuela de Ingeniería Mecánica, con fecha 3 de febrero de 1998.



Francisco Arturo Figueroa Vásquez

UNIVERSIDAD DE SAN CARLOS DE GUATEMALA



FACULTAD DE INGENIERIA

MIEMBROS DE JUNTA DIRECTIVA

DECANO	Ing.	Herbert René Miranda Barrios
VOCAL 1°	Ing.	José Francisco Gómez Rivera
VOCAL 2°	Ing.	Carlos Humberto Pérez Rodríguez
VOCAL 3°	Ing.	Jorge Benjamín Gutiérrez Quintana
VOCAL 4°	Br.	Dimas Alfredo Carranza
VOCAL 5°	Br.	José Enrique López Barrios
SECRETARIO	Inga.	Gilda Marina Castellanos de Illescas

TRIBUNAL QUE PRACTICÓ EL EXAMEN GENERAL PRIVADO

DECANO	Ing.	Julio Ismael González Podszueck
EXAMINADOR	Ing.	Julio César Campos Paiz
EXAMINADOR	Ing.	Jorge Raúl Soto Obediente
EXAMINADOR	Ing.	Juan Luis Obiols Del Cid
SECRETARIO	Ing.	Francisco Javier González López

Guatemala, 10 de julio de 1,998

Ingeniero
Carlos Humberto Pérez Rodríguez
Director
Escuela de Ingeniería Mecánica,
Presente.

Estimado Ingeniero:

Por este medio, me permito informar a Ud. como asesor del trabajo de Tesis titulado " Optimización de la Operación de la Unidad de 25 Megavatios de la Central Termoeléctrica Santa ana " del estudiante, Francisco Arturo Figueroa Vásquez, que después de realizar las correcciones necesarias, doy mi aprobación al mismo por cumplir los objetivos previamente trazados.

Hago constar que los conceptos vertidos en este trabajo de Tesis son responsabilidad del autor y del suscrito.

Agradeciendo su atención a la presente, me suscribo.

Atentamente,



Carlos Humberto Figueroa Vásquez
Ingeniero Mecánico
Colegiado No. 2,984
Asesor



FACULTAD DE INGENIERIA

El Coordinador del Area Térmica de la Escuela de Ingeniería Mecánica, luego de conocer la aprobación del Asesor y habiendo revisado en su totalidad el trabajo titulado **Optimización de la Operación de la Unidad de 25 Megavatios de la Central Termoelectrica Santa Ana**, del Estudiante Francisco Arturo Figueroa Vásquez, recomienda su Autorización.

ID Y ENSEÑAD A TODOS

Ing. Julio Cesar Molina Zaldaña
Coordinador de Area

Guatemala, septiembre de 1,996.

UNIVERSIDAD DE SAN CARLOS
DE GUATEMALA



FACULTAD DE INGENIERIA

Escuelas de Ingeniería Civil, Ingeniería Mecánica Industrial, Ingeniería Química, Ingeniería Mecánica Eléctrica, Escuela Técnica, Ingeniería en Sistemas Ingeniería Electrónica y Escuela Regional de Ingeniería Sanitaria y Recursos Hidráulicos.
Apartado Postal 217-1-01-907, Guatemala
Ciudad Universitaria, Zona 12
Guatemala, Centroamérica

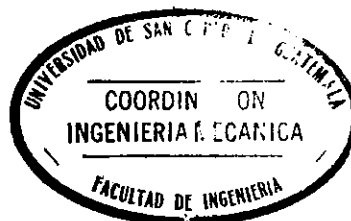
El Director de la Escuela de Ingeniería Mecánica de la Facultad de Ingeniería de la Universidad de San Carlos de Guatemala, después de conocer el dictamen del asesor, con el visto bueno del Coordinador del Área Térmica, al trabajo de tesis **Optimización de la Operación de la Unidad de 25 Megavatios de la Central Termoeléctrica Santa Ana**, del estudiante **Francisco Arturo Figueroa Vásquez**, procede a la autorización del mismo.

ID Y ENSEÑANZA A TODOS

Ing. Carlos Humberto Pérez Rodríguez

DIRECTOR

Guatemala, febrero de 1,999.





FACULTAD DE INGENIERIA

Escuelas de Ingeniería Civil, Ingeniería Mecánica Industrial, Ingeniería Química, Ingeniería Mecánica Eléctrica, Escuela Técnica, Ingeniería en Sistemas Ingeniería Electrónica y Escuela Regional de Ingeniería Sanitaria y Recursos Hidráulicos.

Apartado Postal 217-1-01-907, Guatemala
Ciudad Universitaria, Zona 12
Guatemala, Centroamérica

El Decano de la Facultad de Ingeniería de la Universidad de San Carlos de Guatemala, luego de conocer la aprobación por parte del Director de la Escuela de Ingeniería Mecánica, Ingeniero Carlos Humberto Pérez Rodríguez, al trabajo de tesis titulado Optimización de la Operación de la Unidad de 25 Megavatios de la Central Termoeléctrica Santa Ana, presentado por el estudiante universitario Francisco Arturo Figueroa Vásquez, procede a la autorización para la impresión del mismo.

IMPRIMASE

Francisco

ING. HERBERT RENE MIRANDA BARRIOS

DECANO

Guatemala, febrero de 1,999.



ACTO QUE DEDICO A:

DIOS: Porque el hombre sabio es aquel que le teme,
por guiarme siempre por el buen camino,
por darme fuerzas para superar la adversidad,
por permitirme alcanzar mis metas.

Mis abuelos: Hermelinda Ruano V. de Vásquez
Efraín Vásquez+
Ramiro Figueroa Mancilla+
María Teresa Aguilar de Figueroa+

Mis padres: Francisco Arturo Figueroa Aguilar.
Ethel Leticia Vásquez Ruano de Figueroa.
Por sus sabios consejos y su apoyo.

Mis hermanos: Ana, Ramiro, Luis y Pedro.
con mucho cariño.

Mi esposa: Dora Athenea González Vásquez.
Por su comprensión, apoyo, alientos y amor.

Mi hija: Layla Naidú Figueroa González.
Con amor.

Mi patria: Guatemala

La Facultad de Ingeniería

La Universidad de San Carlos de Guatemala

ÍNDICE GENERAL

ÍNDICE DE ILUSTRACIONES	i
LISTA DE SÍMBOLOS	iii
GLOSARIO	v
INTRODUCCIÓN	vii

1. DESCRIPCIÓN DE LA CENTRAL

1.1	Localización, condiciones meteorológicas y topográficas	1
1.2	Descripción de la central	3
1.3	Generador de vapor y equipo auxiliar	4
1.3.1	Descripción del generador de vapor	4
1.3.2	Combustión	8
1.3.3	Bombas de agua de alimentación de la caldera	12
1.4	Turbina de vapor	13
1.4.1	Descripción	13
1.5	Sistema hidráulico y de lubricación del turbogenerador	19
1.5.1	Descripción del sistema hidráulico	20
1.5.2	Mecanismos de protección de la turbina de vapor	23
1.6	Condensador y calentadores de agua de alimentación	29

1.6.1	Válvula de 4 vías	31
1.6.2	Calentadores de agua de alimentación	31
1.7	Generador y estación eléctrica	32
1.7.1	Estación eléctrica	35
1.8	Sistemas de agua de enfriamiento	38
1.9	Planta de tratamiento de agua de reposición	39
2.	BASES DE LAS PRUEBAS DE EFICIENCIA EN EL GENERADOR DE VAPOR Y TURBOGENERADOR	
2.1	Descripción de los métodos a seguir	43
2.1.1	Método directo	43
2.1.2	Método indirecto: balance térmico norma ASME	45
2.1.2.1	Descripción general del método	46
2.1.3	Método de cálculo de pérdidas	51
2.2	Pruebas de comportamiento de la turbina de vapor	54
2.2.1	Método de trazo de la línea de condición	60
2.2.2	Procedimiento seguido para el trazo	60
2.3	Cálculo de la eficiencia del generador de vapor	65
2.3.1	Análisis de gases de combustión	66
2.3.2	Análisis de combustible	66
2.3.3	Pérdidas por gas seco	68

2.3.4	Pérdidas por humedad de combustión del hidrógeno	69
2.3.5	Pérdidas por humedad del aire	69
2.3.6	Pérdidas por radiación	71
2.3.7	Pérdidas por humedad del combustible	71
2.4	Generador eléctrico	73
2.5	Cálculo del balance térmico del ciclo	73
2.5.1	Trazo de la línea de condición	79
2.5.2	Determinación de la eficiencia de la turbina	86
2.5.3	Balance térmico de los calentadores del ciclo	89
2.5.3.1	Balance térmico del calentador de alta presión N° 1	89
2.5.3.2	Balance térmico del calentador de alta presión N° 2	90
2.5.3.3	Balance térmico del desaereador	91
2.5.3.4	Balance térmico del calentador de baja presión	92
2.5.3.5	Cálculo de flujo de vapor de escape en el condensador	93
2.5.4	Trabajo interno de la turbina de vapor	93

2.5.5	Potencia en el generador	94
2.5.6	Razones de calor	95
3.	ESTUDIO ECONÓMICO PARA LA SELECCIÓN DE LA CARGA ÓPTIMA	
3.1	Análisis de la carga de la unidad	97
3.2	Método para la selección de la carga optima	97
3.3	Datos que se utilizan para la selección de la carga óptima	103
3.4	Costo económico para las diferentes cargas	109
	CONCLUSIONES	112
	RECOMENDACIONES	113
	BIBLIOGRAFÍA	114

ÍNDICE DE ILUSTRACIONES

FIGURAS

No.		Pág.
1	Plano de localización de la central	2
2	Plano del generador de vapor	5
3	Diagrama del sistema de combustible del generador de vapor (Bunker # 6)	10
4	Plano de localización de los quemadores del generador de vapor	11
5	Válvula principal de cierre rápido de la turbina de vapor	16
6	Diagrama de válvulas de control de la turbina de vapor	18
7	Diagrama del sistema hidráulico y de control de la turbina de vapor	21
8	Gobernador de velocidad de la turbina de vapor	25
9	Sistema de gobierno de la turbina de vapor	26
10	Válvula de cierre rápido antiretorno	28
11	Corte de sección del condensador de superficie	30
12	Vistas del rotor y estator del generador eléctrico	33
13	Diagrama del sistema de aceite para sellos de hidrógeno	34
14	Diagrama unifilar de la estación eléctrica de la central termoeléctrica	37

15	Diagrama de la planta de tratamiento de agua para caldera	41
16	Gráfica de pérdidas por radiación en paredes de calderas ("A.B.M.A.")	70
17	Gráfica de pérdidas en el escape contra flujo en el condensador en la turbina de vapor	85
18	Línea de condición de la turbina de 25,000 kW	87
19	Diagrama del ciclo regenerativo	88
20	Calentador de alta presión numero 1	89
21	Calentador de alta presión numero 2	90
22	Desaerador	91
23	Calentador de baja presión	92
24	Condensador de superficie	93
25	Curvas de comportamiento del turbogenerador	101
26	Gráfica: costo de incremento de carga y razón de calor contra carga	106
27	Gráfica: consumo horario contra carga	108
28	Gráfica: régimen térmico y costo por hora contra carga	111

TABLAS

No.		Pág.
I	Razón de calor contra carga	103
II	Razón de calor, consumo horario y costo de incremento de carga contra carga	106
III	Razón de calor y costo por hora contra carga	110

LISTA DE SÍMBOLOS

η	Eficiencia
$^{\circ}\text{F}$	Temperatura en Grados Fahrenheit
$^{\circ}\text{C}$	Temperatura en Grados Centígrados
H,h	Entalpía
m	Flujo másico de Fluido
msnm	Metros sobre el nivel del mar
Hg	Símbolo del Mercurio
kW	Kilovatio
KWH	Kilovatios por hora
MW	Megavatio
MVA	Megavolta-amperio
kVA	Kilovolta-amperio
Hz	Ciclos por segundo
kV	Kilovoltio
NaOH	Soda cáustica
HCl	Ácido Clorhídrico
PCC	Poder calorífico del combustible
1,2	Superíndices
1,2	Subíndices
Δ	Diferencial (entalpía, volumen, etc.)
hp	Caballos de potencia
rpm	Revoluciones por minuto
psig	Presión manométrica en libras por pulgada cuadrada
psia	Presión absoluta en libras por pulgada cuadrada

gal	Galones
ppm	Partes por millón
gpm	Galones por minuto
plg	Pulgadas
Lb	Libras
BTU	Unidad británica de temperatura
hr	Hora
min	Minuto
pH	Potencial Hidrógeno
US\$	Dólares norteamericanos
kCal	Kilocaloría
kg	Kilogramos
C.D.	Corriente directa
C.A.	Corriente alterna
kPa	Kilopascales

GLOSARIO

Bagacillo	Residuo volátil proveniente del bagazo de la caña.
Bagazo	Fibra combustible, residuo de la caña de azúcar al ser extraído el jugo de la misma en el proceso de producción de azúcar.
Gases calientes	Gases procedentes del proceso de combustión.
Hollín	Subproducto de la combustión del bagazo en los generadores de vapor de tipo acuatubular.
Orsat	Aparato utilizado para medir el contenido de oxígeno, bióxido de carbono, en los gases de combustión.
Retrolavado	Proceso de inversión del sentido de dirección de un fluido.

Válvula de 4 vías Válvula utilizada para realizar retrolavado en el condensador de superficie.

Zafra Período en el que los ingenios azucareros están en su proceso de producción de azúcar.

INTRODUCCIÓN

El objeto de este trabajo, relacionado con la obtención de la **CARGA ÓPTIMA PARA UNA CENTRAL TERMOELÉCTRICA**, es presentar un resumen de los principios en los que descansan los métodos para la resolución de la distribución económica, de la demanda de unidades generadoras.

La necesidad de la adopción de un criterio económico en la distribución de la demanda de la unidad generadora de 25 Megavatios ha sido puesta en evidencia por las cuantiosas reducciones de los costos de generación en las plantas térmicas. Ésto para hacer frente a las imperiosas necesidades que cada vez se acrecientan a causa de la industrialización del país.

En sí, los notables ahorros en los costos de producción que se pueden obtener, permiten y justifican el análisis del presente estudio.

A lo largo de este trabajo, se desarrolla una teoría amplia y completa de los criterios que se siguen para el cálculo de la obtención de la **CARGA ÓPTIMA**, así como los métodos y soluciones para la obtención de cargas económicas según el mínimo y máximo aprovechamiento de los recursos económicos y naturales con los que se cuentan.

Cada uno de los puntos que se exponen a continuación son los más sobresalientes al respecto y han sido coordinados de una manera lógica, cada tópico se ha tratado en la mejor forma conocida, se han usado dibujos lineales para obtener una visualización clara del presente trabajo.

Las gráficas que se han expuesto fueron elegidas por su gran utilidad y además porque son el resumen de una serie de referencias básicas.

1. DESCRIPCIÓN DE LA CENTRAL

1.1 Localización, condiciones meteorológicas y topográficas

La Central Termoeléctrica Santa Ana se encuentra localizada en el departamento de Escuintla, en la finca Cerritos, a 64.5 km de la Ciudad Capital de Guatemala, sobre la carretera que conduce a Santa Lucía Cotzumalguapa, y dentro de las instalaciones del Ingenio Santa Ana.

Condiciones metereológicas

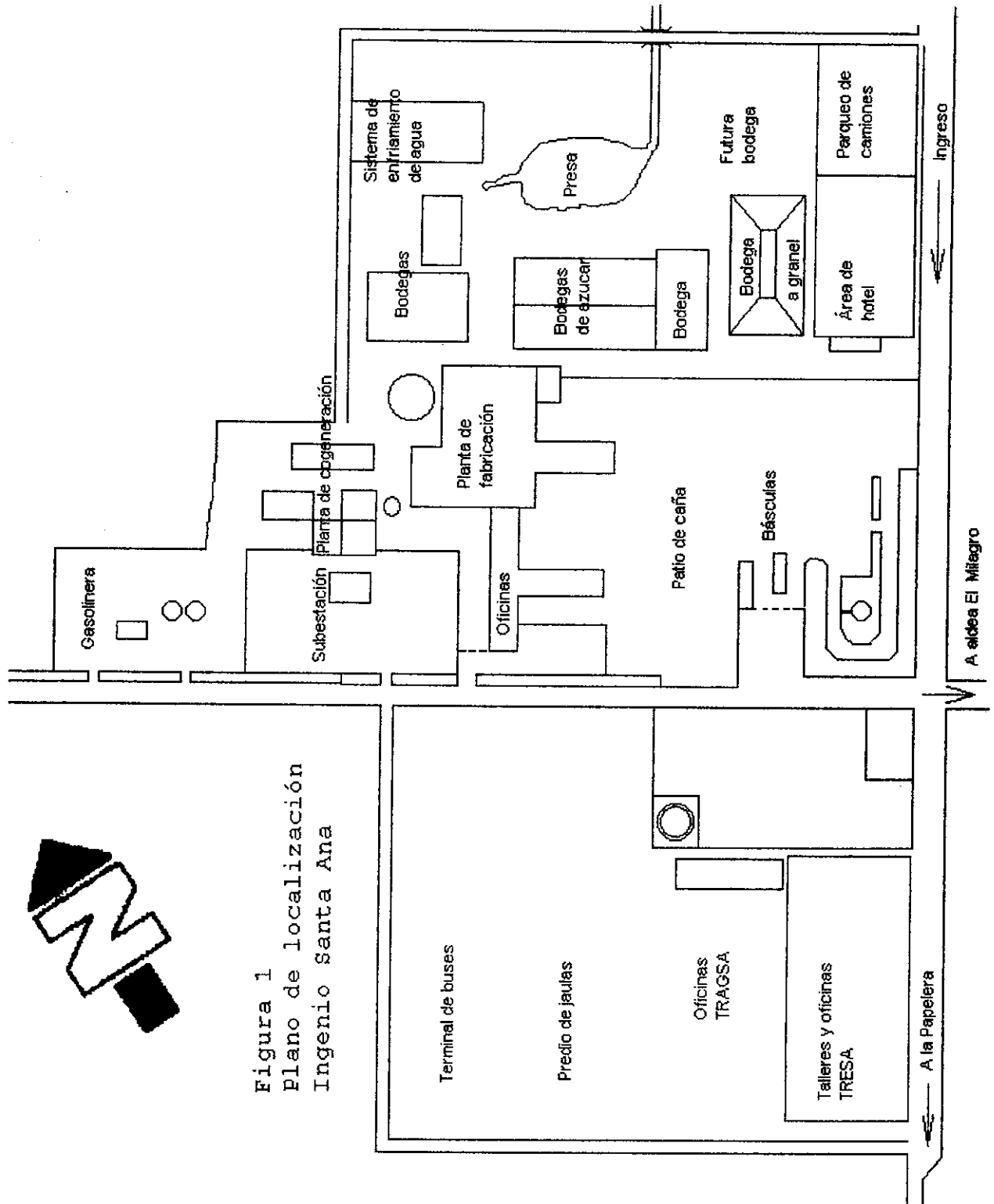
Precipitación		2,713.57
Horas sol		6.88 hrs
Evaporación		4.97
Humedad relativa	Mínima	41.34 %
	Máxima	93.98 %
Temperatura	Mínima	21 °C
	Máxima	36 °C

Condiciones topográficas

Elevación	270 msnm
Longitud	14°17'
Latitud	90°14'



Figura 1
Plano de localización
Ingenio Santa Ana



1.2 Descripción de la central

El edificio de casa de máquinas es de acero estructural, forrado de láminas de acero, el cual aloja en su totalidad tres unidades generadoras con sus respectivos auxiliares.

Está cubierto la mayor parte del equipo debido que en esta zona, predomina en ciertas épocas del año fuertes lluvias y vientos, además por estar ubicado dentro de las instalaciones del Ingenio Santa Ana, en período de Zafra predomina la contaminación del aire con residuos de bagacillo y hollín. Con lo cuál el equipo queda protegido, facilitándose al personal de operación y mantenimiento la vigilancia y conservación del mismo.

Posee instalada una grúa viajera con capacidad de 25 toneladas, su finalidad principal es el montaje y desmontaje de las piezas del turbogenerador.

Internamente la casa de máquinas queda dividida en tres departamentos, que comprenden los equipos de caldera, tablero de control eléctrico y turbogeneradores, debido a la operación individual que se lleva a través de un tablero de control y mando para los equipos descritos anteriormente.

Fuera de la casa de máquinas está instalada la Estación Eléctrica que es de tipo intemperie y está diseñada para resistir las inclemencias climatológicas del lugar.

1.3 Generador de vapor y equipo auxiliar

Las características de la caldera son las siguientes:

Marca	Bigelow
Modelo	KVS4468
Flujo de vapor	260,000 Lbs/hr
Presión de vapor sobrecalentado	850 psig
Presión máxima	900 psig
Temperatura de vapor sobrecalentado	900 °F
Diámetro domo superior	66 plg
Diámetro domo inferior	42 plg
<i>Superficie calórica</i>	
Convección	18,500 pie ²
Paredes de agua	3,300 pie ²
Economizador	6,100 pie ²
Precalentador de aire	28,000 pie ²

1.3.1 Descripción del generador de vapor

La superficie calefactora está formada principalmente por la superficie de caldeo por radiación que constituyen las cuatro paredes del hogar.

La caldera está constituida principalmente por dos domos, el inferior, se le llama recipiente de lodos, es soportado a la caldera exclusivamente por los tubos curvos que están conectados al domo superior.

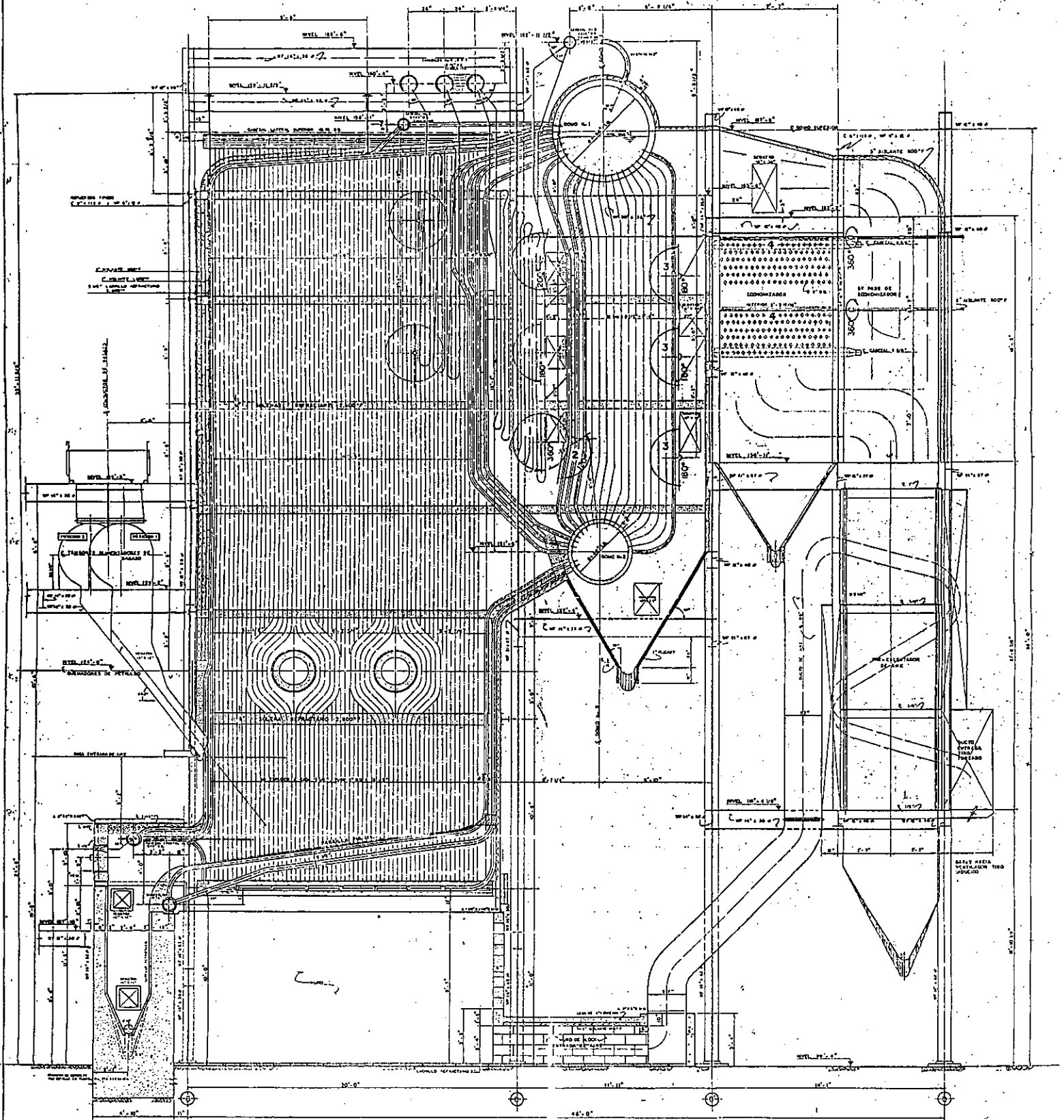


Figura 2 Plano del generador de vapor.

C.V. JOB 9333-01222

NOTAS
1. 10'-0" CENTRO A CENTRO DE BOMBAS

CONSULTORES DE INGENIEROS AZUCAREROS	
INGENIERO SANTA ANA - GUATEMALA	
ELEVACION CALDERA BELOM-RYS 1448 PLANO N.º STA-3430	
Fecha: 2007/03	Escala: 1/2"
Elaborado: J.C.	Capacidad: 250 000 LBS/H
Revisado: J.C.	

En el domo superior están montados los separadores de vapor o deflectores, los cuales separan las partículas de agua y el vapor, de la mezcla de ambos elementos que desde los tubos de evaporación llega al domo y sale al colector del sobrecalentador.

El suministro del agua de alimentación está en el mismo domo, la cual se reparte proporcionalmente a lo largo de él, por medio de una tubería de 6" que tiene unos orificios para la salida del agua se encuentra en la posición más baja del nivel normal del agua de la caldera, con el fin de calentar de antemano el agua de alimentación, antes de hacer contacto con la superficie del domo.

Las paredes del horno se mantienen enfriadas por una pared de tubos de 3" de diámetro, en el techo, en el piso y paredes laterales formando un circuito con los dos domos.

El banco de tubos de la caldera es normalizado con respecto al arreglo y espacio entre los mismos tubos, teniendo así un banco frontal de tubos de 3" de diámetro y un banco posterior de 2 ½" de diámetro, situado entre ellos se encuentra el sobrecalentador de vapor.

El arreglo simétrico de la unidad, con respecto a la línea central del horno, contribuye a la uniformidad de las condiciones del horno, así como a la distribución del vapor dando lugar a que los gases entren a baja velocidad y a una temperatura constante, a todo lo largo del banco de tubos,

no permitiendo concentración de calor en ningún punto en particular.

Los tabiques deflectores refractarios dirigen los gases de combustión hacia arriba a través del haz de tubos que está en el frente del hogar, luego hacia abajo sobre los tubos del sobrecalentador, y finalmente en un tercer paso sobre el conjunto de tubos de la parte de atrás.

El muro de agua y el primer haz de tubos reciben calor por radiación y algo de convección, los tubos del sobrecalentador y los de atrás reciben calor principalmente por convección y por radiación. La mayor porción del vapor se produce en los muros de agua techo y haz frontal de tubos.

Al salir los gases de combustión de la caldera, se hacen pasar directamente a un precalentador de aire del tipo tubular, el cual tiene la finalidad de precalentar el aire y reducir la temperatura de los gases de combustión que descargan a la atmósfera. Está constituido de tubos y placas, dispuestas en tal forma que el flujo de los gases van en el interior de los tubos y el aire por el exterior de ellos. El calor es transmitido a través de los tubos de manera que caliente el aire y enfríe los gases, los cuales van en contraflujo para obtener el máximo aprovechamiento.

Las temperaturas de los gases de salida deben ser tan bajas como sea posible, pero sobre la temperatura de punto de rocío de los gases, para reducir las pérdidas de flujo de

gas a un mínimo. Sin embargo si la superficie del metal del calentador es demasiado fría, la humedad del flujo de gas se condensará, esta condensación será corrosiva al metal de los tubos o placas particularmente, si el combustible que se quema contiene un alto porcentaje de azufre como en nuestro caso que se maneja Bunker # 6.

El azufre produce corrosión, al elevarse la temperatura a la cual la condensación ocurre, la corrosión ocurrirá en el lugar donde el aire frío entre en contacto con el precalentador.

1.3.2 Combustión

La caldera tiene instalado un equipo de combustión, que puede quemar opcionalmente diesel o Bunker # 6. La combinación de cualquiera de estos combustibles es posible para el servicio, pero bajo ciertas condiciones.

La instalación del combustible consta de 4 quemadores combinados diesel-Bunker en ejecución frontal y distribuidos en el 3^{er} nivel de la misma, cada quemador es operado independientemente y cuenta con todos los equipos de atomización necesarios, así como los de regulación y seguridad.

Es esencial mantener una buena mezcla de aire y combustible, así como la misma proporción de aire al

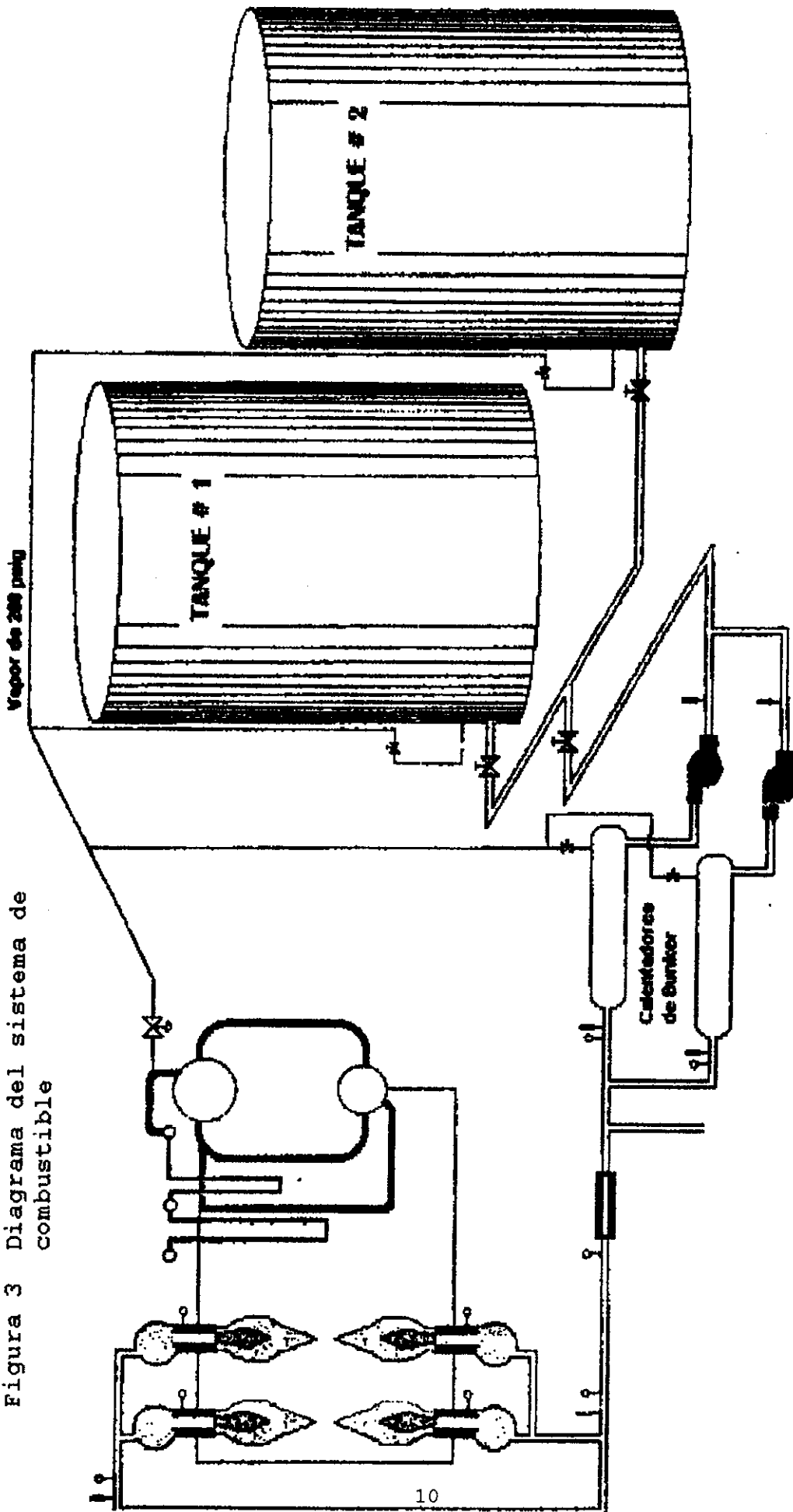
combustible en cada quemador, de este modo se conseguirá una combustión completa.

Los análisis de los gases de combustión, para determinar el oxígeno remanente y el contenido de monóxido de carbono, será una manera apropiada y precisa de saber si la relación aire-combustible es correcta.

El suministro de este aire es a través de un ventilador de tiro forzado, que generalmente lo toma de la atmósfera y lo suministra en cantidades apropiadas según sea la relación, ya que varía ampliamente de acuerdo con los componentes del combustible y el poder calorífico. Sin embargo, la cantidad de oxígeno o aire necesario para producir una libra de vapor, es aproximadamente la misma, para un mismo tipo de combustible.

La extracción de gases de combustión se hace por medio de 2 ventiladores de tiro inducido y está en función de la presión del hogar, la cual no varía en cualquier condición de carga manteniendose una presión de columna estática de - 2.5 plg de H₂O.

Figura 3 Diagrama del sistema de combustible



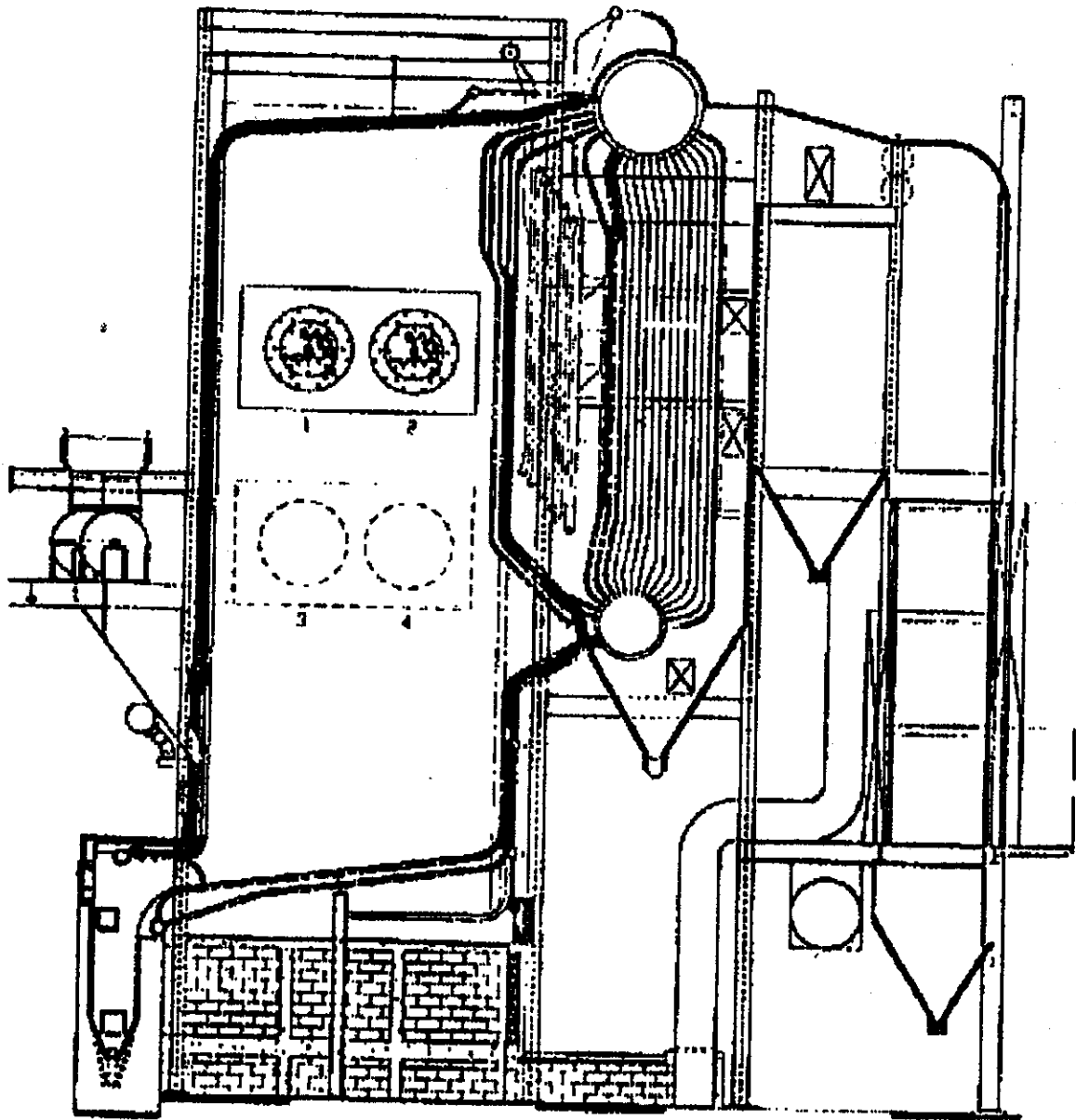


Figura 4 Plano de localización de los quemadores del generador de vapor

1.3.3 Bombas de agua de alimentación de la caldera

La caldera cuenta con tres bombas centrífugas con la capacidad suficiente para soportar la producción máxima de vapor, cada una sus características son las siguientes:

	Bomba # 1	Bomba # 2	Bomba # 3
Fabricante	POWER MACHINERY INC.	STEAM TURBINE COMPANY DE LAVAL	
Capacidad	36,000 gal/hr	26,100 gal/hr	26,100 gal/hr
Presión	2,600 psig	1,185 psig	1,185 psig
Velocidad	3,550 rpm	3,580 rpm	3,580 rpm
Motor accionado eléctricamente			
Potencia	600 hp	450 hp	450 hp

Las bombas # 2 y # 3 cuentan con su sistema de autolubricación, ya que en el eje está instalada una bomba de engranajes.

Cada bomba cuenta con un recipiente de 5 galones, así como un enfriador de aceite, el cual es enfriado con el agua de servicio.

La bomba # 1 posee el tipo de lubricación hidroestática, controlada con medidores de nivel.

1.4 Turbina de vapor

Marca	"General Electric"
Potencia	25,000 kW
Velocidad	3,600 rpm
Número de extracciones	5
Número de etapas	19
Presión de operación	850 psig
Temperatura de operación	900 °F
Presión de escape	2 plg de Hg Abs

1.4.1 Descripción de la turbina

La turbina de 25,000 kW es del tipo axial, en el cual el primer paso consiste de un rodete Curtiss con dos escalonamientos de velocidad, las demás etapas son de presión y velocidad simple.

El flujo de vapor, se puede considerar de simple efecto en una sola carcaza. Con relación a la presión de escape, queda incluida en la clasificación de turbinas de condensación.

La finalidad del Rodete "Curtiss" es de reducir las pérdidas alrededor de las terminales de los álabes, permitiendo así que el vapor incremente su volumen.

Cuenta con toberas estacionarias que están situadas a la salida de la caja de vapor y teniendo tal forma que permiten que el vapor se expanda y alcance velocidades relativamente altas. Por lo que esta velocidad es aprovechada para producir un movimiento a los álabes del rotor, absorbiendo así toda la energía cinética que lleva el flujo de vapor al salir de las toberas.

Los elementos principales de que está constituida la turbina son los siguientes:

- a) Carcaza o cubierta
- b) Rotor
- c) Chumaceras
- d) Sellos o empaquetaduras laberínticas
- e) Válvulas de control del flujo de vapor

La carcaza está diseñada para soportar el rotor horizontalmente, se encuentra dividida por el centro vertical con el objeto de facilitar su inspección y desmontaje.

Además, soporta las chumaceras, alojamientos de los sellos, toberas y diafragmas estos principalmente son los que controlan la trayectoria y estado físico del vapor.

El rotor de la turbina es de acero forjado, siendo el elemento principal que se encuentra en movimiento por la acción del vapor, en él están montadas las ruedas que llevan

los álabes, los cuales están fijados por medio de una muescas en forma de " T " y son armados por medio de una banda con la finalidad de reducir las fugas en los bordes de los álabes, además ayuda a eliminar los problemas de vibración.

Las chumaceras son del tipo autoalineable y divididas horizontalmente, son de metal babbit, se encuentran situados en los extremos de la carcaza, a un lado de la parte de afuera de la zona de los sellos de vapor. Absorben gran cantidad de calor, ocasionado por la misma fricción así como la cantidad de calor que lleva el vapor, que es conducido por la misma flecha o rotor, y justamente el enfriamiento se hace por medio del aceite que fluye a través de ellos, por lo que el aceite se enfría al pasarlo por unos enfriadores antes de entrar a los cojinetes, de este modo se controla que la temperatura del aceite no se eleve.

Además la turbina cuenta con una chumacera de empuje del tipo "Kingsbury", cuya finalidad es absolver los desplazamientos axiales del rotor, con el objeto de mantener los pequeños huelgos que hay entre los diafragmas y los álabes del rotor, se encuentra situado en el extremo del rotor del lado de alta presión.

La finalidad de los sellos de vapor o empaquetaduras laberínticas es formar un sello hermético que impida la salida de vapor en el lado de alta presión y la entrada de aire en el extremo de baja presión por la acción de vacío que hay en el escape de la turbina.

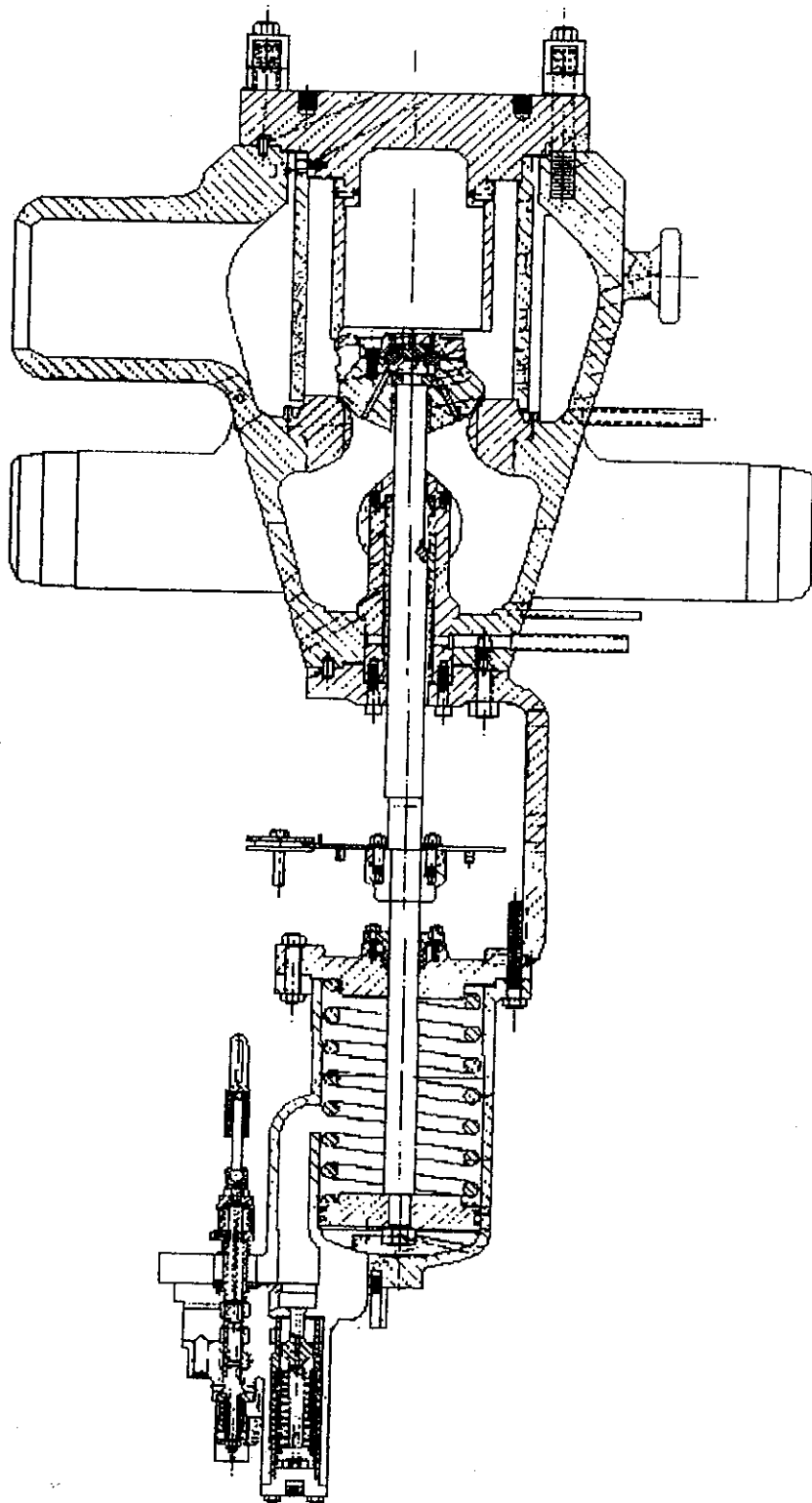


Figura 5 Válvula principal de cierre rápido

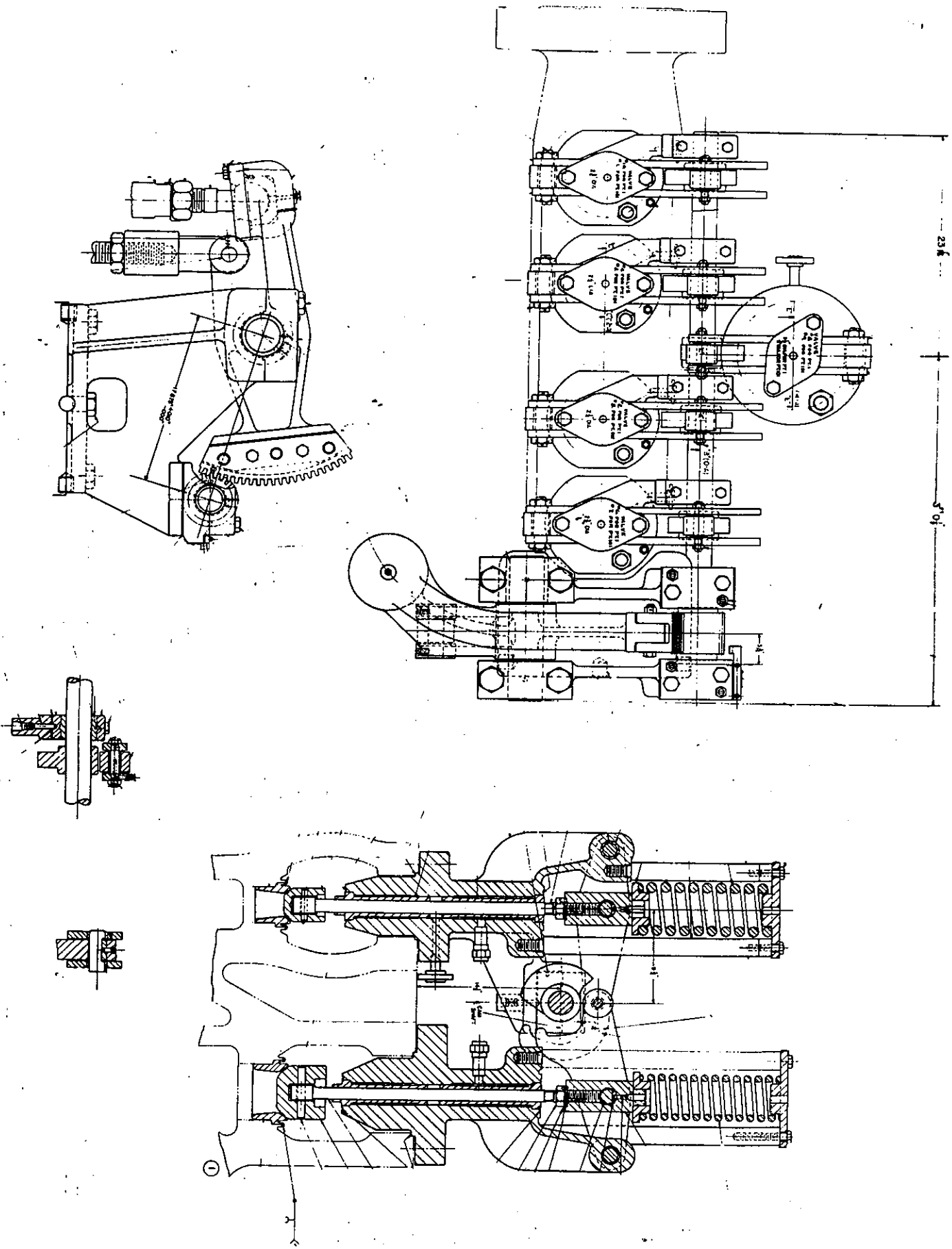


Figura 6 Diagrama de válvulas de control de la turbina de vapor

La turbina tiene un sello entre la flecha y los diafragmas de las diferentes etapas con el fin de evitar una caída de presión, éstos sellos están montados en los diafragmas estacionarios de cada etapa.

Las válvulas de control del flujo de vapor tienen la función primordial de regular la cantidad de vapor que se requiere para mantener una velocidad giratoria constante, de acuerdo con el regulador de velocidad.

Previamente, el vapor pasa por una válvula de cierre rápido, cuya finalidad es cortar el vapor instantáneamente a la turbina en caso de que fuera necesario.

El mecanismo de apertura de las válvulas de control de carga es a través de válvula piloto, relevadores de aceite, así como de cilindro y pistones que son operados por el regulador de velocidad de la turbina.

Cuenta con 10 válvulas que operan a la vez con lo cual se evita una estrangulación del vapor al pasar por ellas, con lo cual se aumenta la eficiencia de la turbina; además, se reparte en una forma equitativa el calentamiento inicial en la zona de toberas al poner en marcha la turbina.

1.5 Sistema hidráulico y de lubricación del turbogenerador

Este sistema efectúa un control primordial en la operación del turbogenerador, en cualquier estado que se encuentre, ya sea fuera de servicio, puesta en marcha o en servicio continuo.

Los equipos principales de que está constituido el sistema son los siguientes:

Dos bombas centrífugas accionadas con motor eléctrico de corriente alterna, de trabajo continuo, (una a la vez) pone en servicio el sistema de lubricación y dispositivos de control de la turbina; de las características siguientes:

Capacidad	175 gal/min
Presión	150 psig
Velocidad	3600 rpm

Una bomba centrífuga accionada por vapor llamada generalmente Turbo-bomba, pone en servicio los dispositivos de mando y de seguridad, así como la lubricación del mismo, sus características son:

Capacidad	175 gal/min
Presión	75 psig
Velocidad	3600 rpm

Una bomba centrífuga accionada por motor eléctrico de corriente directa, disponible para cualquier emergencia, de características:

Capacidad	175 gal/min
Presión	45 psig
Velocidad	3600 rpm

1.5.1 Descripción del sistema hidráulico

Se utiliza exclusivamente como operador de los dispositivos de gobierno o mando, así como los de protección.

La operación del sistema en los mecanismos de mando se inicia en el momento de que la válvula de cierre rápido queda totalmente abierta, ya que se mantiene en el sistema una presión de aceite de 150 psig, por encontrarse los dispositivos de protección reestablecidos y listos para operar.

El limitador de carga opera manualmente y se deja en la posición de máxima apertura, con el objeto de permitir el paso de aceite de la línea principal a la válvula piloto del gobernador de velocidad, la cual va a regular el paso de aceite según sea la señal que reciba.

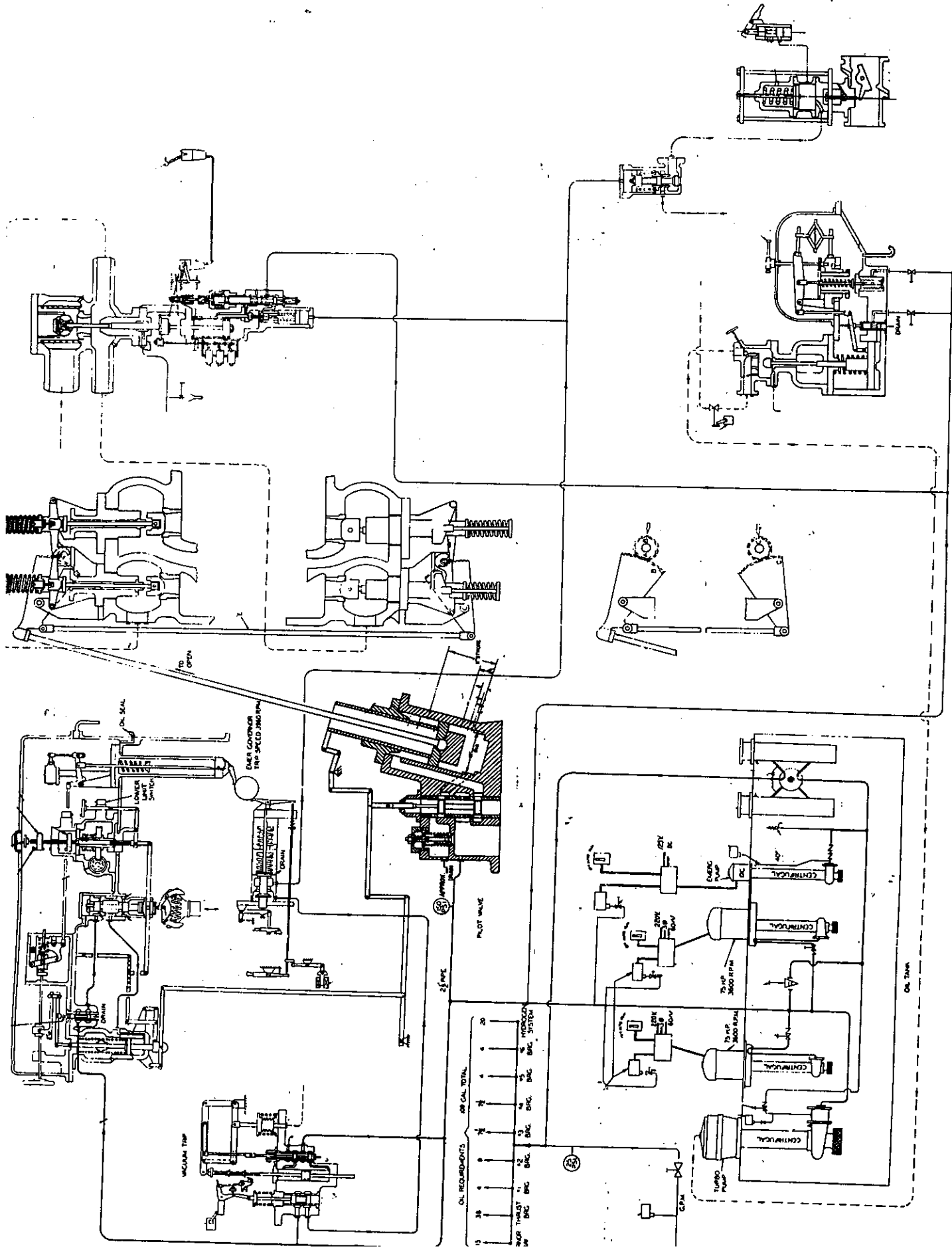


Figura 7 Diagrama del sistema hidráulico y de control de la turbina de vapor

El mecanismo de sincronización se opera manualmente del límite de baja velocidad al de alta, sin llegar a él, con ello se inicia la operación en el gobernador de velocidad, debido al desplazamiento de la válvula piloto que se le da, la cual descubre una lumbrera, que va a permitir el paso de aceite al relay de velocidad.

Al introducirse la presión de aceite al cilindro de velocidad, va comprimiendo un resorte debido al desplazamiento que tiene el pistón, el cual a su vez mueve una barra que hace operar un sistema de palancas, las cuales una de ellas opera la válvula del relay secundario.

El relay secundario recibe una presión de aceite de la misma línea principal, la cual es bloqueada por la válvula.

Al desplazarse esta válvula, se descubre la lumbrera que permite el paso de aceite al cilindro de operación por la parte superior, y al ir aumentando su presión comprime el resorte que impide el desplazamiento del pistón, al desplazarse mueve la barra que hace operar las válvulas de vapor y con ello es permitido el flujo de vapor a las toberas, dando lugar a poner en marcha la turbina.

Cuando la unidad llega a su velocidad de operación, el gobernador de velocidad entra en servicio, el cual, basado bajo la operación de un regulador de masas centrífugas, debido al ascenso o descenso de las masas, que sufre bajo cada cambio de velocidad es controlado por la operación que tiene la válvula piloto, que regula el paso de aceite al

relay de velocidad, manteniendo así una velocidad giratoria constante.

1.5.2 Mecanismos de protección de la turbina de vapor

Estos mecanismos al operar efectúan un cierre instantáneo al paso de vapor a la turbina, por lo que, todos operan directamente sobre la válvula de cierre rápido.

La operación se inicia al efectuar la apertura de la válvula de cierre rápido, esto se hace al operar la palanca de armado, la cual desplaza una válvula para permitir el paso de aceite de la línea principal a todos los dispositivos de protección y a la misma válvula, ésta a su vez, al llegar la presión de aceite e ir incrementando va comprimiendo el resorte debido al desplazamiento del pistón, y a la vez va operando el vástago de la válvula, para despegarla de su asiento y así permitir el paso de vapor a la caja de válvulas.

El turbogenerador cuenta con las protecciones siguientes:

- Disparo por sobrevelocidad.
- Disparo manual o de emergencia.
- Disparo por bajo vacío en el condensador.
- Disparo de la válvula solenoide.
- Cierre de las válvulas de no retorno de las extracciones.

El disparo de sobrevelocidad es operado por la acción de un peso excéntrico que se encuentra colocado en el eje principal de la turbina, dicho peso es mantenido en su lugar por medio de un resorte siempre y cuando la turbina opere a velocidades normales, pero puede desarrollar la fuerza centrífuga necesaria (generalmente a una velocidad de 3960 rpm) para vencer la presión del resorte y salir de su lugar lo suficiente para golpear el trinquete que sostiene la válvula de retención de aceite del sistema hidráulico, al desacoplarse del trinquete, la acción de un resorte manda cerrar el paso de aceite y la misma válvula abre para drenar el aceite almacenado en el sistema, con lo cual la válvula de cierre rápido se cierra por no haber una fuerza que se oponga al resorte comprimido.

El disparo manual o de emergencia efectúa una operación similar solo que manualmente ya que se empuja la palanca de disparo la cual golpea el trinquete anterior y efectuándose la misma operación descrita anteriormente.

El disparo de bajo vacío en el condensador está conectado directamente al condensador, por medio de una toma que llega a un fuelle, el cual se comprime al no tener el vacío normal de 23 plg de mercurio.

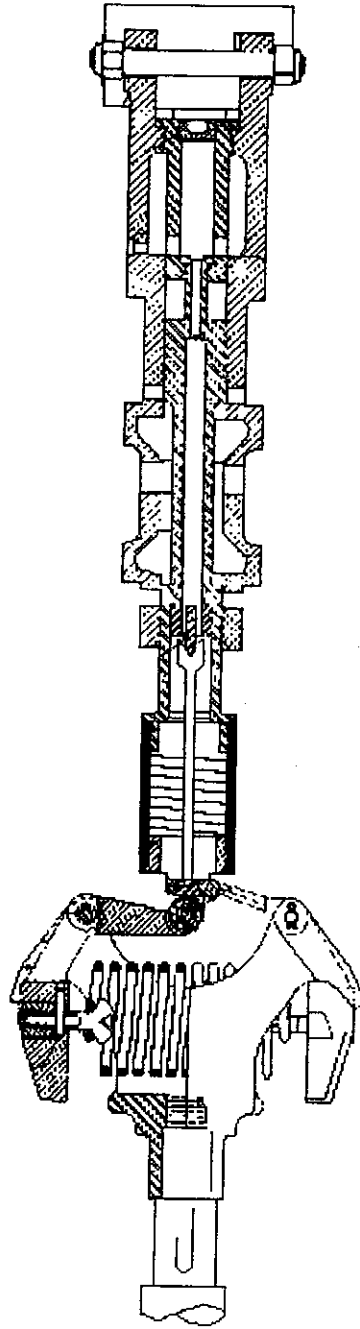


Figura 8 Gobernador de velocidad de la turbina de vapor

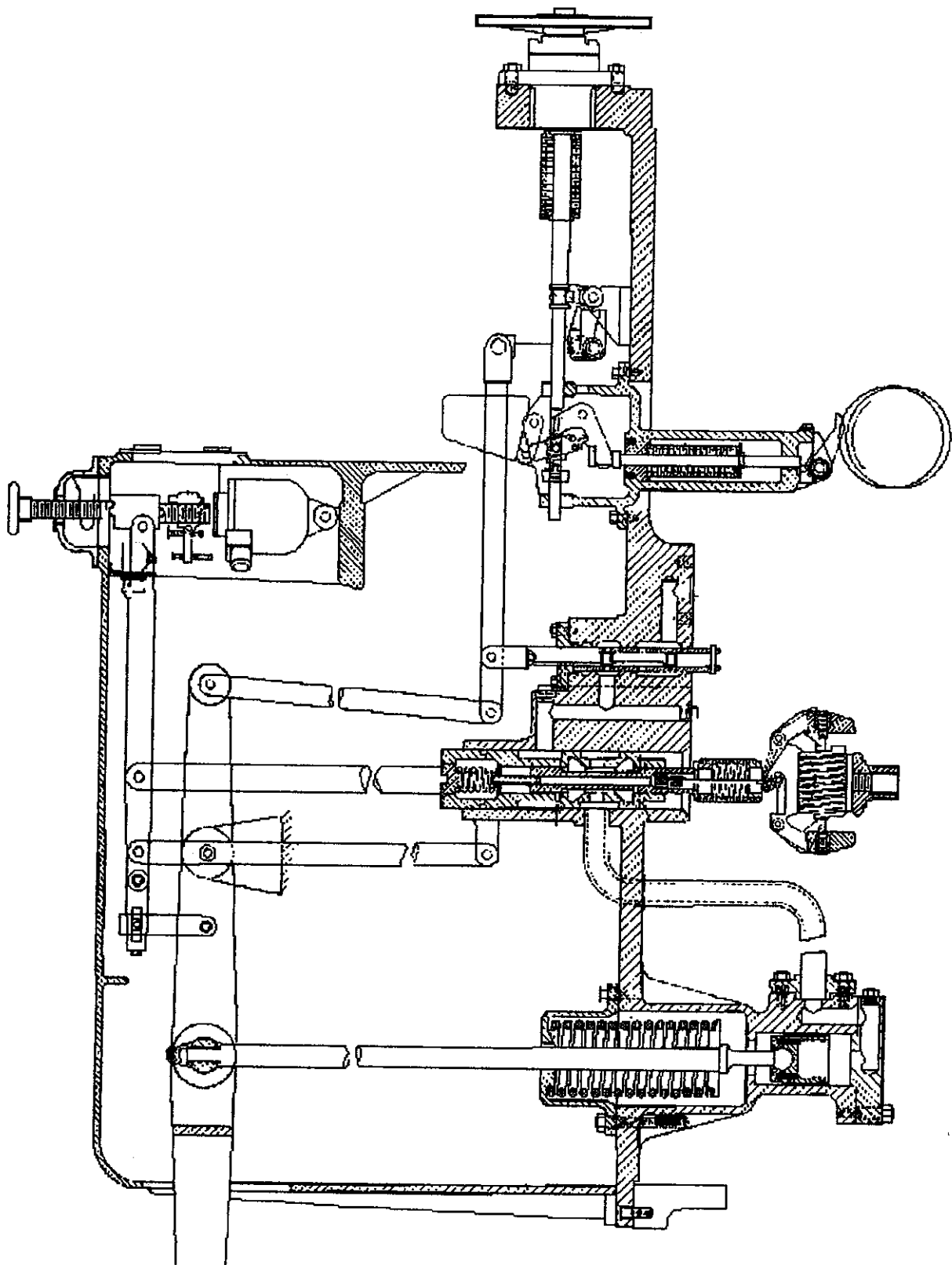


Figura 9 Sistema de gobierno de la turbina de vapor

Cuando se presenta alguna falla que haga bajar el vacío hasta la presión de disparo que es 18 plg de mercurio, el fuelle trata de volver a su posición normal por lo que a través de un mecanismo mueve una válvula que mantiene la presión de aceite del sistema, la cual ahora se desplaza, disminuyendo la presión y así cerrar la válvula de cierre rápido.

El disparo de la válvula solenoide recibe una señal eléctrica para formar un campo magnético que haga atraer la válvula que está obstruyendo el paso de aceite al dren y con ello se disminuye la presión del sistema que hace operar la válvula de cierre rápido.

La operación de las válvulas de no retorno de las extracciones ocurre en cualquier momento que se presente una disminución de la presión de aceite en el sistema hidráulico, ya que ella mantiene comprimido un resorte, el cual a su vez cierra la válvula de paso de aire a las válvulas de no retorno, en caso de que se presente una pérdida de presión el resorte ayuda a que la válvula se despliegue permitiendo así el paso de aire a las válvulas.

Las válvulas de cierre rápido operan como válvulas de retención para impedir la entrada de agua que pudiera provenir de un calentador que se hubiera dañado.

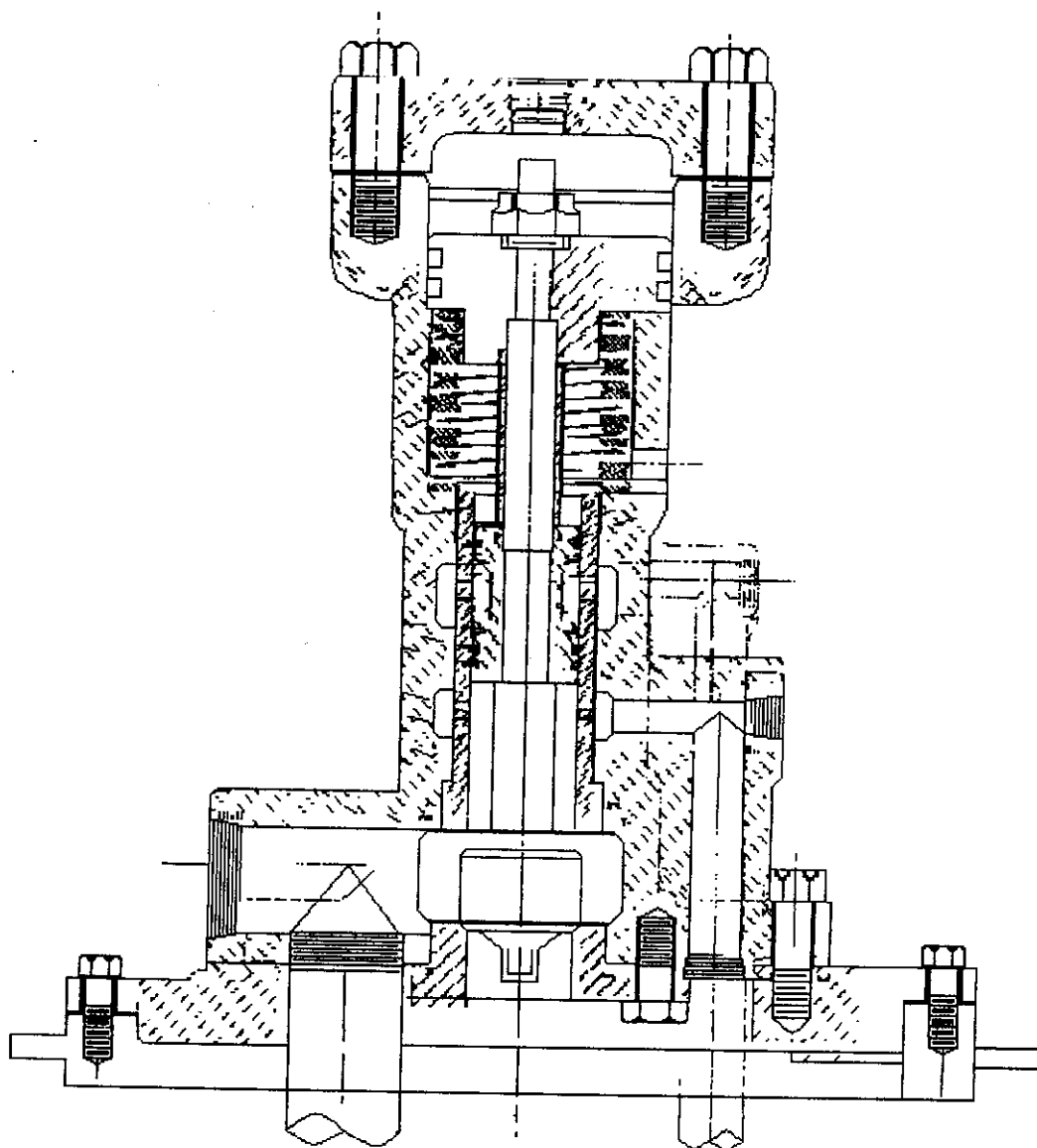


Figura 10 Válvula antiretorno de cierre rápido

1.6 Condensador y calentadores de agua de alimentación

El turbogenerador de 25,000 kW, posee un condensador redondo, dividido en dos partes. La mitad de la cámara de agua se puede abrir durante el servicio pero en condiciones de carga reducida, con el fin de efectuarse una limpieza o revisión, sin necesidad de interrumpir la marcha.

El peso del condensador es soportado por unos resortes que descansan en una base de concreto, de este modo se puede desplazar libremente hacia abajo sin que se levante la boca o escape de la turbina.

El condensador tiene en la parte inferior un recipiente donde cae el agua proveniente de la condensación llamado: **"pozo caliente"**.

Las características del condensador son las siguientes:

Marca:	"The Lummus Company"
Superficie de condensación:	30,000 pies ²
Diámetro externo de los tubos:	7/8" x 18 Ga.
Longitud de los tubos:	24' 2 3/4"
Agua de circulación:	24,200 gpm
Temperatura de entrada de agua de circulación:	81 °F
Temperatura de salida de agua de circulación:	95.7 °F

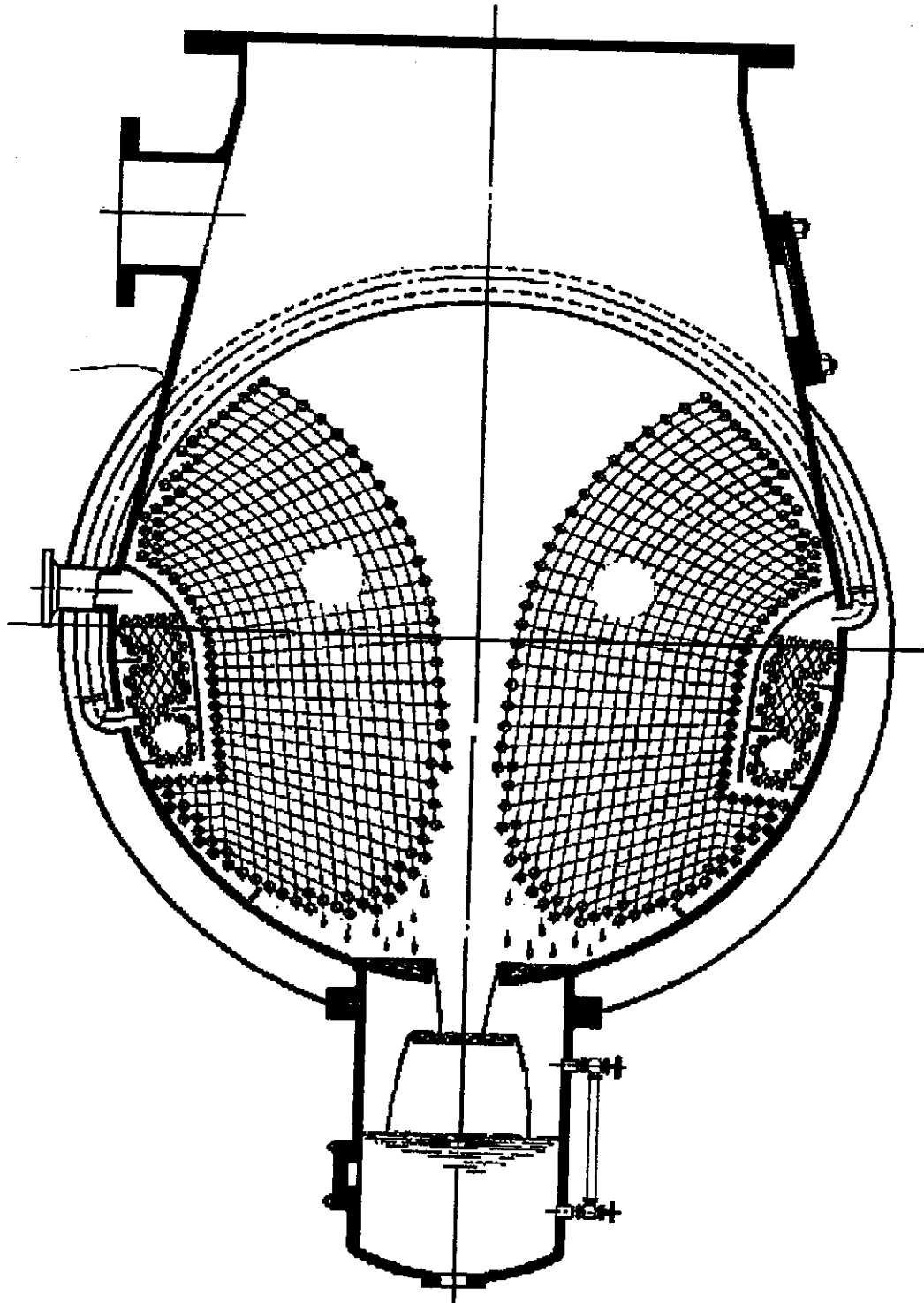


Figura 11 Corte de sección del condensador de superficie

Vapor condensado:	200,000 Lb/hr
Capacidad de vapor:	190,000,000 BTU/hr
Vacío en el condensador del lado de vapor:	28 Plg de mercurio

1.6.1 Válvula de 4 vías

En la Central Termoeléctrica Santa ana se diseñó e instaló una válvula de 4 vías, para realizar el retrolavado del condensador a plena carga, obteniéndose exelentes resultados, debido a que el agua de circulación, es recibida con demasiados sólidos en suspención, lo que repercute en frecuentes bajas de vacío dentro del mismo, por no realizar el adecuado intercambio de calor con el medio refrigerante y el condensador mismo.

1.6.2 Calentadores de agua de alimentación

En el circuito del agua de alimentación se encuentra el siguiente equipo:

Un calentador de baja presión montado horizontalmente, su dren está directamente conectado al condensador, el control se hace por medio de una válvula de acción automática, al aprovechar la diferencia de presiones.

Un desaerador con su tanque de almacenamiento. El repuesto del agua al ciclo es controlado por el nivel del

Pozo Caliente. El derrame por alto nivel descarga al tanque de agua de repuesto.

Dos calentadores de alta presión, con montaje horizontal y sus drenes estan conectados directamente al desaerador.

Los calentadores pueden ser puenteados en el lado de agua y bloqueados en la zona de vapor, de tal manera que para una falla en estos aparatos la unidad puede ser operada con ciertas restricciones de carga.

1.7 Generador y estación eléctrica

El generador es de corriente alterna y se encuentra acoplado directamente a la turbina de vapor, sus características son:

Marca:	General Electric
Capacidad:	31,250 kVA
Voltaje:	12,000 voltios
Factor de potencia:	0.85
Velocidad:	3,600 rpm
Frecuencia:	60 Hertz (ciclos/segundo)
Voltaje de excitación:	250 voltios C.D.
Enfriamiento:	aire-hidrógeno a una presión máxima de 15 psig

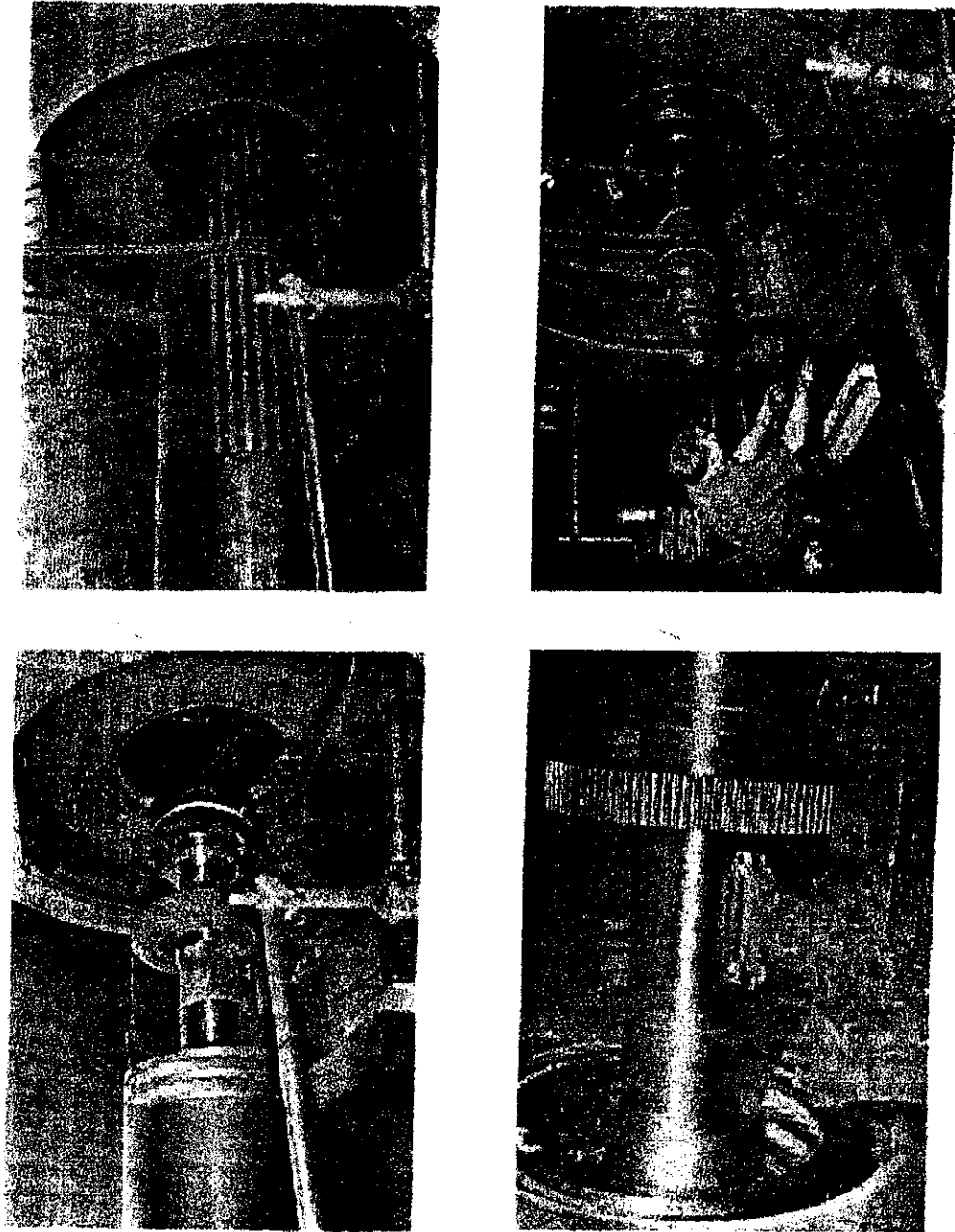


Figura 12 Vistas del rotor y estator del generador eléctrico

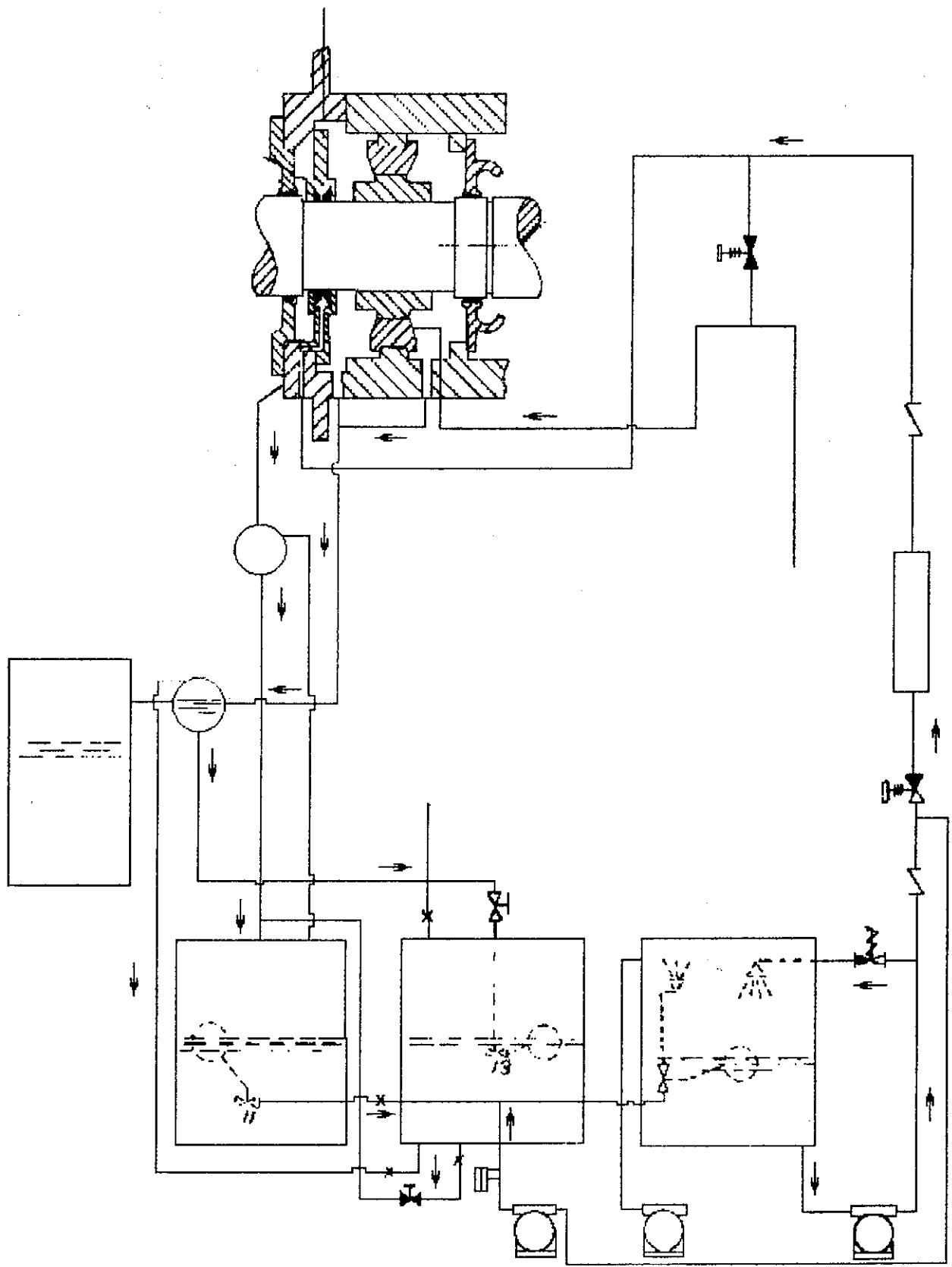


Figura 13 Diagrama del sistema de aceite para sellos de hidrógeno

La conexión del generador es en estrella, con neutro conectado a tierra a través de un transformador de distribución.

Las protecciones principales del generador son:

- Diferencial del generador
- Diferencial del generador - transformador de potencia.
- Diferencial del generador - transformador de uxiliares.
- Fallas a tierra.
- Falla en la excitación.
- Sobrecorriente.
- Sobrevoltaje.
- Potencia inversa.

1.7.1 Estación eléctrica

La Central Termoeléctrica Santa Ana cuenta con una estación eléctrica de servicio común con el Ingenio Santa Ana, la cual tiene capacidad de suministro de 69,000 voltios, corriente alterna, en tres hilos, y de la cual se interconecta nuestra unidad generadora por medio de un transformador con capacidad de 33 MVA, con relación de voltaje 69 kV / 12 kV, el cual posee sus respectivos interruptores de aire y en aceite que operan con sus respectivas protecciones.

Protecciones de la estación eléctrica.

- Relé de sobre corriente.
- Relé de fase a tierra.
- Relé de falla de potencial.

Además, la unidad de 25 MW posee su transformador de arranque con capacidad de 2000/2240 kVA, con relación de voltaje 13.8 kV / 2.4 kV, y su transformador de equipos auxiliares cuya capacidad es de 2500 kVA, con relación de voltaje 12 kV / 2.4 kV. Los dos transformadores poseen sus mecanismos de sincronización, con los cuales es posible ponerlos en servicio durante la operación de la unidad, pero en condiciones de baja carga, operando uno a la vez, con sus respectivas protecciones de enclavamiento.

El ingenio se alimenta por medio de un transformador de 16 MVA de capacidad con relación de voltaje de 69 kV / 13.8 kV, el cual provee de potencial a sus diferentes cargas.

La figura 14 representa el diagrama unifilar de la estación eléctrica, con sus detalles.

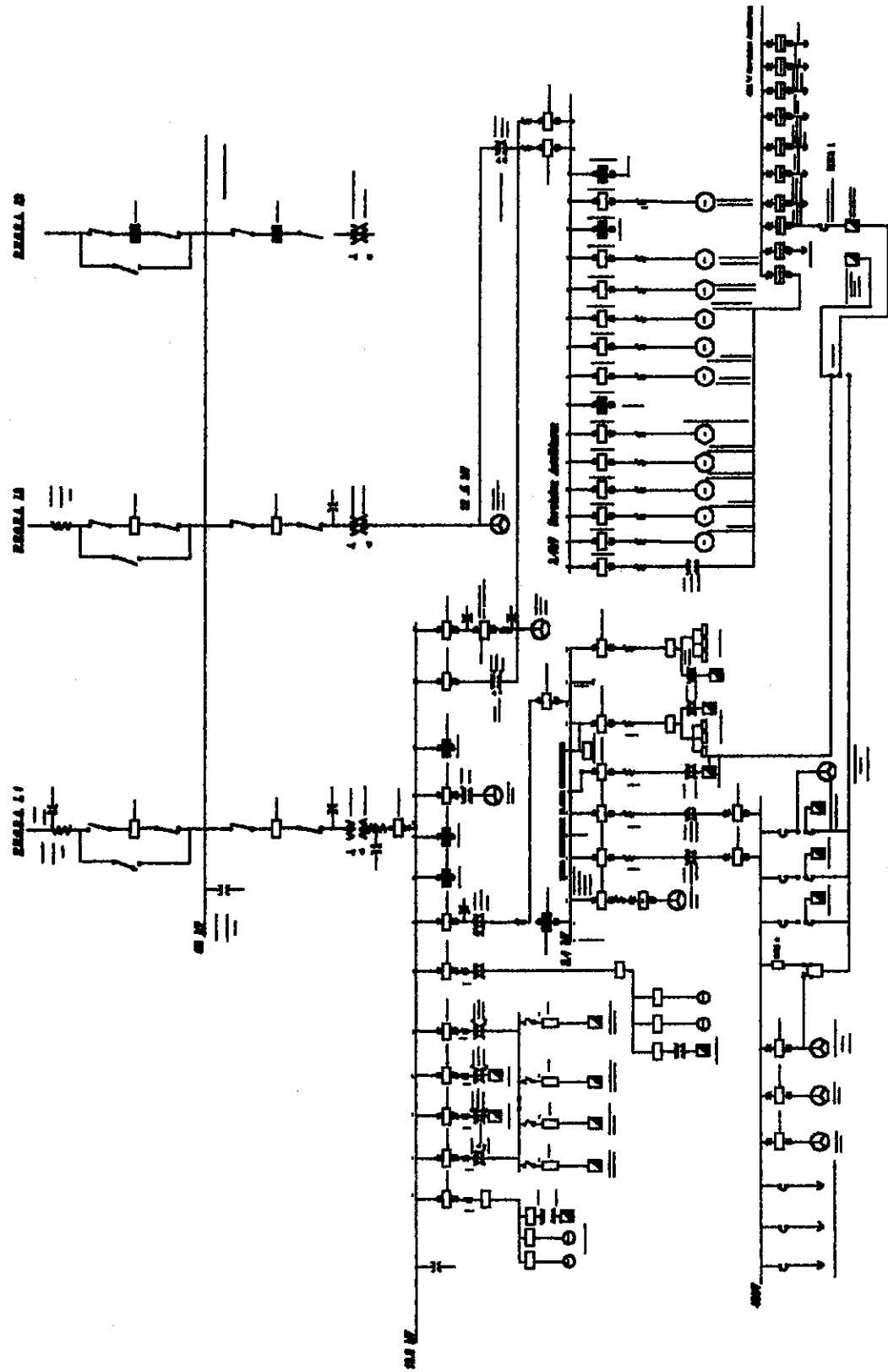


Figura 14 Diagrama unifilar de la estación eléctrica

1.8 Sistemas de agua de enfriamiento

El agua de enfriamiento que necesita la Central, proviene directamente del río Guacalate, por lo que se edificó una obra de toma que alberga los siguientes equipos:

Rejilla fija, compuertas y bombas de circulación, rejilla móvil, así como las bombas de lavado de las rejillas móviles.

El nivel del agua del río permanece constante en el canal de succión de las bombas de circulación, las cuales la bombean a un colector común en donde a través de un conjunto de válvulas, la distribuyen a la tubería del condensador principal, enfriadores de aceite, enfriadores de aire e hidrógeno del generador. El agua al salir de estos equipos de enfriamiento retorna al canal de desfogue, que va a retornar directamente al río.

Las características principales de cada una de las bombas de circulación son:

Gasto:	12,500 gpm
Altura piezométrica total:	28 pies
Velocidad:	435 rpm
Potencia del motor:	100 hp

El agua de repuesto proviene de otra fuente de abastecimiento que cuenta la Central, que son tres pozos profundos, en los que a través de bombas centrífugas se

extrae el agua y se lleva a un tanque elevado, en el cual se precipitan los sólidos, lodos en suspensión que lleva el agua, además de evacuar el aire de la línea.

El uso que se le da a esta agua es el siguiente:

1. Para la planta de tratamiento de agua de reposición del ciclo de vapor.
2. Para los enfriadores de algunos equipos de auxiliares.
3. Para los servicios sanitarios.

1.9 Planta de tratamiento de agua de reposición

El tratamiento que recibe el agua cruda es a través de una planta desmineralizadora, proceso muy efectivo, solamente que de costos elevados.

El proceso consiste en hacer circular el agua a través de dos columnas, una catiónica, que contiene 16 pies cúbicos de resina catiónica fuerte ácida, que remueve el calcio, magnesio, sodio y potasio. El efluente de la unidad catiónica contiene trazas de sodio, tiene bajo pH y contiene aniones como cloruro y sulfato. La otra columna se denomina aniónica y contiene 19 pies cúbicos de resina aniónica fuerte básica, que remueve el cloruro y sulfato, mientras

deja pasar salidero de sodio desde la unidad catiónica, además de trazas de hidróxido.

Una vez terminada la producción de agua, las columnas son retrolavadas de la siguiente forma:

Resina catiónica: es retrolavada con el fin de expandir la resina, remover el material en suspensión y polvillo menudo de resina, preparando la resina para regeneración.

La resina es regenerada con ácido clorhídrico al 5 %, esto remueve los cationes intercambiados durante el servicio, de la capa de resina.

Resina aniónica: es retrolavada para expandir la resina, remover material en suspensión y polvo fino de resina, preparándola para regeneración.

La resina es regenerada con solución hidróxido de sodio al 4 % y a 125 °F. Este paso remueve los aniones intercambiados durante el servicio, de la capa de resina.

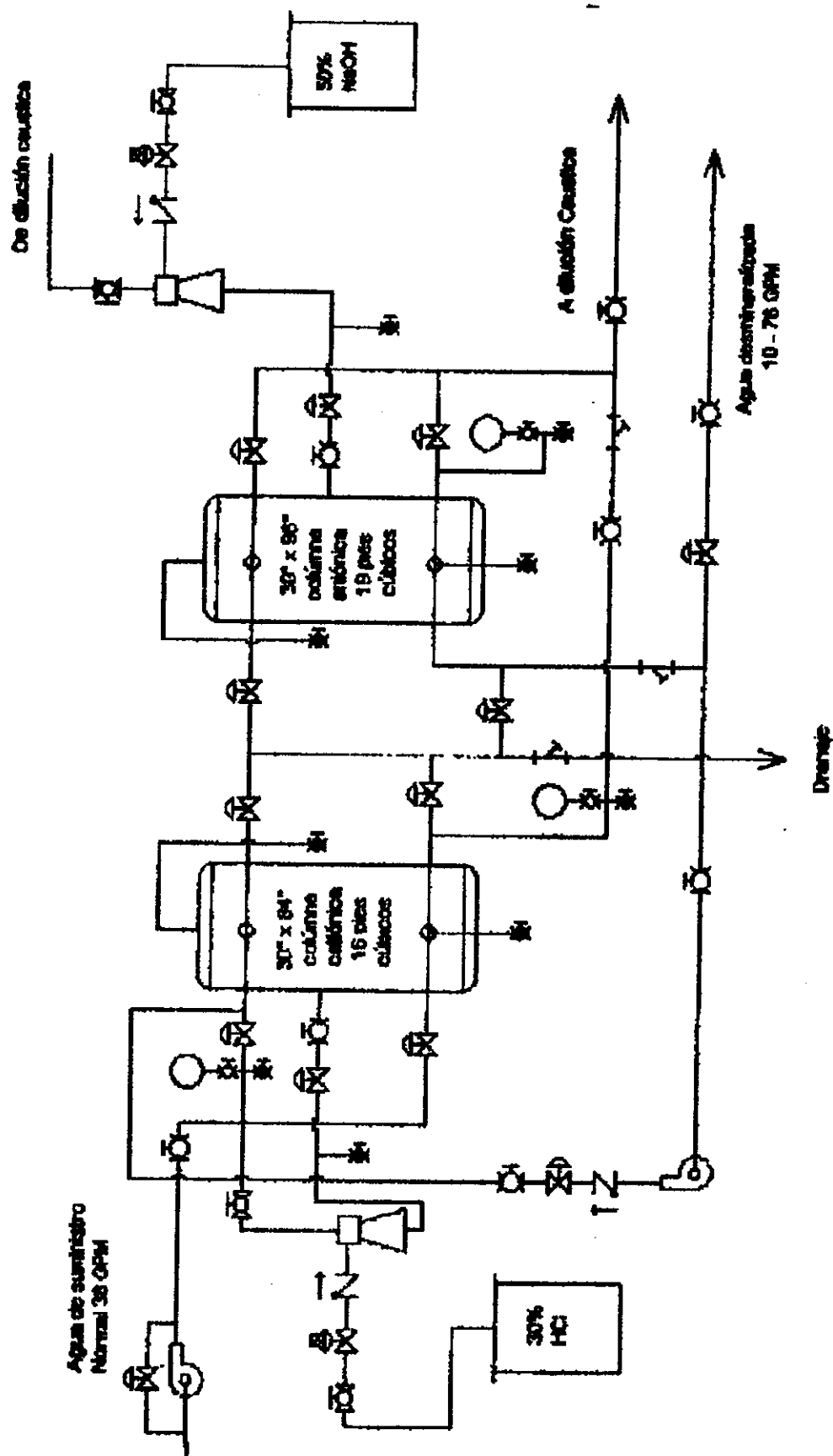


Figura 15 Diagrama de la planta de tratamiento de agua para caldera

El agua que se obtiene de este proceso de tratamiento externo de aguas tiene los siguientes valores:

Elemento	ppm
Calcio	0
Magnesio	0
Sodio	0
Electrólito total	1 - 2
Bicarbonato	1 - 2
Oxhidrilo	0
Sulfato	0
Cloruro	0
Nitrato	0
Alc. M.	1 - 2
Alc. F.	0
Sílice	0.05
Hierro	0
Turbiedad	0
Solidos totales disueltos	1 - 2
pH	7 - 8

2. BASES DE LAS PRUEBAS DE EFICIENCIA EN EL GENERADOR DE VAPOR Y TURBOGENERADOR

2.1 Descripción de los métodos a seguir

En todas las pruebas efectuadas, se consideran los principios termodinámicos que rigen el comportamiento de las máquinas de vapor, e incluyen el análisis de los equipos principales, generador de vapor y turbogenerador.

Para las pruebas de comportamiento del generador de vapor se pueden usar los siguientes métodos: el directo y el indirecto.

2.1.1 Método directo

Este método es el comúnmente empleado para determinar la eficiencia del generador de vapor, por su sencillez y consiste esencialmente en encontrar la cantidad de calor comunicada al agua, entre la cantidad de calor suministrada al mismo generador de vapor.

Y está dado por la siguiente expresión:

$$\eta = \frac{\dot{m}_v * (h_v - h_a)}{PC.c * \dot{m}_c}$$

- η = Eficiencia caldera
- \dot{m}_v = Flujo de vapor en Lb/hr
- h_v = Entalpía de vapor BTU/Lb
- h_a = Entalpía de agua de alimentación BTU/Lb
- P.C.c = Poder calorífico del combustible BTU/pié³
- \dot{m}_c = Flujo de combustible pié³/hr

La eficiencia está determinada anteriormente, es usualmente revisada por medio de un balance térmico, mediante el cual una prueba es hecha para estimar todo el calor del combustible utilizado y perdido.

En una prueba precisa, el calor indeterminado el cual no incluye únicamente los errores de prueba sino también las pérdidas que no se pueden medir, no deben de exceder de 1 a 1.5 %.

La determinación del calor que entra y el calor que sale en una forma precisa, requerirá pesar el combustible y el vapor, por lo que en la práctica el combustible y el vapor no son pesados, sino se usan medidores de flujo para el vapor, agua de alimentación y combustible, determinando la cantidad que se está empleando.

Para que este método resulte lo bastante exacto es necesario que los medidores de flujo se encuentren bien calibrados, independientemente que también los termómetros y manómetros utilizados se encuentren en las mismas condiciones.

2.1.2 Método indirecto: balance térmico norma ASME

Se considera el mas preciso ya que establece un registro de pérdidas debidas al calor de los gases de escape, calor en el vapor de agua (proveniente de la combustión del hidrógeno y de la humedad en el combustible o en el aire de combustión) el carbón e hidrógeno contenido en los gases de escape que no haya reaccionado por completo con el oxígeno.

Se calcula partiendo de una serie de lecturas tomadas en puntos representativos situados en la unidad. Las pérdidas debidas a radiación y razones no consideradas, son estimadas por lo general, en las especificaciones del fabricante, la falta de exactitud originada por dicha estimación, es frecuentemente, inferior a los errores originados por la medición del vapor, agua de alimentación o combustible al hacer una prueba "generación recibida-generación aprovechada".

Los siguientes puntos que son requeridos para un completo **balance de calor** de la prueba, o para establecer valores de las pérdidas cuando la eficiencia es determinada por el mismo método.

Todos los puntos son calculados para BTU/Lb. de combustible y reportados por resultados finales en porcentaje

1. Pérdidas por gas seco	BTU/Lb
2. Pérdidas por humedad de combustión del hidrógeno	BTU/Lb
3. Pérdidas por humedad del aire	BTU/Lb
4. Pérdidas por radiación	BTU/Lb
5. Pérdidas por humedad del combustible	BTU/Lb
Total de pérdidas	= BTU/Lb
Poder calorífico alto del combustible	BTU/Lb
Pérdidas totales en	%
Eficiencia en	%

$$\% \text{ de pérdidas} = \frac{\text{Total de pérdidas}}{\text{Poder calorífico del combustible}}$$

$$\text{Eficiencia} = 100 - \% \text{ pérdida.}$$

2.1.2.1 Descripción general del método

Este método varía cuando el análisis de la muestra de combustible indica presencia de azufre, por lo que la fórmula siguiente se aumentarán las reacciones de Azufre.

Se calcula inicialmente el peso del gas seco por libra de combustible quemado que fluye a través del precalentador de aire seco suministrado por libra de combustible de la manera siguiente:

Se supone que una libra de gases secos, los elementos contenidos, son bióxido de carbono, monóxido de carbono, oxígeno y nitrógeno (CO₂, CO, O₂ Y N₂) respectivamente son los que se derivan del análisis de gases.

Se toma como referencia los pesos moleculares de los siguientes elementos:

Elemento	Símbolo	Peso molecular
Hidrógeno	= H	1.008
Carbono	= C	12
Oxígeno	= O	32
Nitrógeno	= N	28
Monóxido de carbono	= CO	28
Bióxido de Carbono	= CO ₂	44

Se determina la cantidad de carbono contenida en el bióxido de carbono y el monóxido de carbono es:

$$\text{Bióxido de Carbono} = \frac{12 \text{ CO}^1_2}{44} = \frac{3 \text{ CO}^1_2}{11}$$

$$\text{Monóxido de Carbono} = \frac{12 \text{ CO}^1}{28} = \frac{3 \text{ CO}^1}{7}$$

De donde las libras de gases secos por libra de carbón será igual a:

$$\frac{\text{WGS}}{\text{Lb de Carbón}} = \frac{\text{CO}^1_2}{3\text{CO}^1_2} + \frac{\text{CO}^1}{+} + \frac{\text{O}^1_2}{+} + \frac{\text{N}^1_2}{3\text{CO}^1}$$

$$\frac{\text{WGS}}{\text{Lb de Carbón}} = \frac{11}{11} + \frac{7}{7}$$

Como los análisis de Orsat se registran en porcentaje del volumen de cada uno de los componentes de los gases, se transformara la fórmula anterior en función del porcentaje de volumen como sigue:

Se tiene que para cada libra de uno de los componentes, la expresión siguiente:

$$\frac{P V}{T} = \frac{1544}{N}$$

Donde:

$$m = 1 \text{ Lb}$$

1544 = La constante universal de los gases.

N = Peso molecular.

P = 14.7 * 144 = presión atmosférica normal.

T = Temperatura ambiente normal.

V = Volúmen del gas.

Despejando la fórmula anterior de los gases perfectos el volumen se tendrá:

$$V = \frac{528 * 1544}{14.7 * 144 N} = \frac{385}{N}$$

Conocidos anteriormente los pesos moleculares de los elementos del análisis de los gases se tendrá que el % del volumen es:

Bióxido de carbono N= 44; V= 385/44

Monóxido de carbono N= 28; V= 385/28

Oxígeno N= 32; V= 385/32

Nitrógeno N= 28; V= 385/32

El inverso de estos valores serán los pesos específicos de los componentes y si estos se expresan en % de volumen se tendrá para los elementos siguientes:

$$\text{Bióxido de carbono} = \text{CO}^1_2 = \frac{\text{CO}_2 * 44}{385}$$

$$\text{Monóxido de carbono} = \text{CO}^1 = \frac{\text{CO} * 28}{385}$$

$$\text{Oxígeno} = \text{O}^1_2 = \frac{\text{O}_2 * 32}{385}$$

$$\text{Nitrógeno} = \text{N}^1_2 = \frac{\text{N}_2 * 28}{385}$$

Sustituyendo valores en la ecuación 1 tenemos:

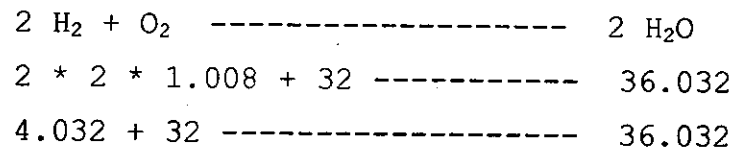
$$\begin{array}{r} \text{WGS} \\ \hline \text{Lb de carbón} \end{array} = \frac{44\text{CO}_2 + 28\text{CO} + 32\text{O}_2 + 28\text{N}_2}{\frac{3 * 44\text{CO}_2}{11} + \frac{3 * 28\text{CO}}{7}}$$

Esta expresión quedó ya dividida entre 385 y para simplificar se divide entre 4, por lo que se tendrá ya la ecuación general del peso de los gases secos por libra de combustible:

$$\text{WGS} = \frac{11\text{CO}_2 + 8\text{O}_2 + 7(\text{CO} + \text{N}_2)}{3(\text{CO}_2 + \text{CO})} * \text{Lb de carbón/Lb Combustible}$$

Para encontrar el peso del aire seco suministrado por la combustión hay que añadir a WGS el peso del oxígeno

empleado en quemar el hidrógeno; la reacción química de combustión de hidrógeno es:



Por lo que una libra de hidrógeno para formar agua consume:

$$\frac{32.0}{4.032} = 7.936 \text{ libras de oxígeno (3.6 Kg de oxígeno)}$$

En donde la fórmula para calcular el peso de aire seco por libra de combustible es la siguiente:

$$\text{WAS} = \text{WGS} + 7.936 \text{ H}_2 - \text{C}$$

Conocidos ya los términos anteriores de gases secos y de aire seco se podrá calcular las pérdidas que hay en el generador de vapor.

2.1.3 Método de cálculo de pérdidas

1. Pérdidas por gas seco: (PGS)

$PGS = 0.24 * WGS$ (Temp. de gas a la salida del precalentador - Temp. de aire a la entrada del precalentador.)

0.24 = calor específico a presión constante = C_p

2. Pérdidas debidas a humedad por combustión de hidrógeno: (PCH)

Cuando la temperatura de los gases de salida del precalentador es menor de 575 °F se usará la siguiente fórmula:

$PCH = 8.936 H_2 (1089 - \text{Temp. Combustible} + 0.46 * \text{Temp. gases salida precalentador.})$

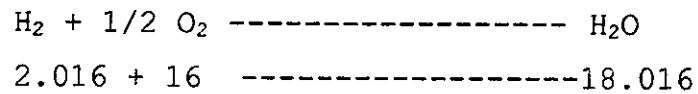
Cuando la temperatura de los gases de salida del precalentador es mayor de 575 °F se usará:

$PCH = 8.936 H_2 (1066 - \text{Temp. Combustible} + 0.5 * \text{Temp. gases salida precalentador.})$

En esta fórmula se usa el factor 8.936 que es la cantidad de agua formada por unidad de Hidrógeno presente en el combustible.

El factor 0.46 y 0.5 es el calor específico a presión constante de vapor.

La cantidad de agua formada por unidad de hidrógeno se deduce de la siguiente reacción de combustión de H₂:



De aquí se encuentra que una libra de hidrógeno forma:

$$\frac{18.016}{2.016} = 8.936 \text{ libras de agua (4.05 Kg de agua)}$$

3. Pérdidas por humedad en el aire: (PHA)

Cuando la temperatura de gases al salida del precalentador es menor de 575 °F se utilizará la siguiente expresión:

$$\text{PHA} = \text{WAS (humedad/Lb. aire)} * 0.46 (\text{Temp. gases salida precalentador} - \text{Temp. de aire entrada precalentador}).$$

Cuando la temperatura de los gases a la salida del precalentador es mayor a 575 °F se utilizará:

$$\text{PHA} = \text{WAS} (\text{humedad/Lb. aire}) * 0.5 (\text{Temp. gases salida precalentador} - \text{Temp. de aire entrada precalentador}).$$

Si la humedad/Lb de aire no es determinada se puede emplear la humedad standard que es 0.013 Lb de humedad por libra de aire seco (60% de humedad relativa a 80 °F).

4. Pérdidas por Radiación: (PR)

El calor radiado de la caldera no es medido exactamente pero si puede ser estimado con suficiente precisión de manera de no producir error en el balance de calor.

La figura 16 se adopta como la normalizada por la "American Boiler Manufacturers and affiliated Industries Association", y es usada para la estimación de las pérdidas por radiación. La pérdida es determinada por la relación de la condición actual de la capacidad de diseño y está sujeto a factores de corrección para el tipo de paredes del hogar usadas en la construcción.

$$\text{PR} = \text{Fr.} * \text{P.C.C. Alto}$$

Donde:

Fr = se obtiene del gráfico de la ABMA.

P.C.C. = Poder calorífico del combustible Alto a 20 °C
y 1 kg/cm²

5. Pérdidas por humedad del combustible: (PHC)

La humedad en el combustible está en forma líquida y es necesario evaporarla y sobrecalentarla a la temperatura de los gases de combustión. Como el calor latente de evaporación y el calor específico de vapor de agua ambos cambian con la temperatura, la expresión para valorizar ésta pérdida se tiene en las siguientes expresiones:

Cuando la temperatura de los gases a la salida del precalentador es menor de 575 °F, se utiliza la siguiente expresión:

$$\text{PHC} = \frac{\text{Humedad } \%}{100} (1089 - \text{temp. Combustible} + 0.46 \text{ temp. gases a la salida precalentador})$$

Cuando la temperatura de los gases a la salida del precalentador es mayor de 575 °F, se utiliza:

$$\text{PHC} = \frac{\text{Humedad } \%}{100} (1066 - \text{temp. Combustible} + 0.5 \text{ temp. gases a la salida precalentador}).$$

2.2 Pruebas De Comportamiento De La Turbina De Vapor

Al llevar a efecto un análisis de la prueba de comportamiento, se logra hacer notar un sin número de beneficios que se pueden obtener de un balance térmico de un ciclo de vapor.

Para ello es indispensable seguir ciertas normas antes de empezar la prueba, con el único fin de que brinde los resultados precisos.

Primordialmente, se necesita hacer un estudio de la instalación, para poder conocer y determinar dónde quedarán colocados los instrumentos de medición.

Se traza un diagrama de flujos de la instalación, y se marcan donde están los instrumentos que nos van a registrar o indicar las condiciones de presión, temperatura, medición de flujo y condiciones del generador.

En este tipo de pruebas es necesario que todos los instrumentos, estén bien calibrados o en su efecto se puedan utilizar instrumentos patrones, ya que se parte de que todas las lecturas son reales y que reflejan el comportamiento exacto de la unidad.

Es necesario contar con un grupo de observadores que anoten las lecturas de los puntos anteriormente indicados, para ello es necesario hacerle notar que los datos serán los que se registren y en que tiempo, en mi caso utilizaré un sistema de monitoreo por computadora para ser más preciso.

Se debe hacer un análisis de que carga se debe seleccionar, para la prueba, a lo cual la unidad deberá haber estabilizado su carga por lo menos 3 horas antes, para conseguir que las tolerancias de las turbinas, sean las

normales y que las temperaturas de la turbina, condensador, calentadores y desaerador se estabilicen.

De ser posible, la carga de la unidad deberá ser limitada usando el limitador de carga, de modo que el gobernador esté parcialmente fuera de operación con el fin de mantener un flujo de vapor constante.

La generación de la caldera deberá estabilizarse para que tanto la presión del vapor como su temperatura se mantengan constantes.

Llevando a efecto lo anterior se logra obtener:

1. Trazo de la curva de razón de vapor.
2. Trazo de la curva de razón de calor.
3. Trazo de la curva de calores incrementales contra carga.
4. Determinación de la potencia interna de la turbina.
5. Determinación de la eficiencia interna de la turbina.
6. Determinación de la eficiencia mecánica de la turbina.

La curva de razón de vapor, se traza localizando puntos con los valores de razón de calor obtenidos de los balances térmicos efectuados a distintas cargas. Por lo cual esta curva nos da una visión clara de como está operando la unidad.

Las razones de calor que se pueden obtener son los siguientes:

- a) Razón de calor bruto turbina.
- b) Razón de calor neto turbina.
- c) Razón de calor bruto ciclo.
- d) Razón de calor neto ciclo.

La razón de calor bruto de la turbina se obtiene multiplicando el flujo de vapor sobrecalentado por la diferencia de entalpías del vapor sobrecalentado y el agua de alimentación, todo esto entre la generación bruta.

$$\text{HRBT} = \frac{mv (h_v - h_a)}{\text{Generación bruta}}$$

Para encontrar la razón de calor neto de la turbina se obtiene multiplicando el flujo de vapor sobrecalentado por la diferencia de entalpías del vapor sobrecalentado y el agua de alimentación, todo esto entre la generación neta.

$$\text{HRNT} = \frac{mv (h_v - h_a)}{\text{Generación Neta}}$$

Para encontrar la razón de calor bruto del ciclo, se divide la razón de calor bruto de la turbina entre la eficiencia de la caldera, se hace lo mismo para la razón de calor neto del ciclo, quedando las siguientes expresiones:

$$\text{HRBC} = \frac{\text{HRBT}}{\text{Eficiencia caldera}}$$

$$\text{HRNC} = \frac{\text{HRNT}}{\text{Eficiencia caldera}}$$

La curva de costo por incremento de carga contra carga es muy importante, ya que, con ello logramos determinar la carga más económica a la cual debe operar la unidad, en el capítulo 3 se expresará con mayor detenimiento su análisis.

La determinación de la potencia de la turbina es considerada como la potencia que desarrolla el vapor sobre los álabes de la turbina y se determina de la siguiente manera:

Se multiplica la energía utilizada por libra de vapor (según línea de condición), por el flujo de vapor a la turbina en libras por hora y dividiendo este producto entre el factor de 3413 se obtiene la potencia en KW.

La determinación de la eficiencia interna de la turbina se considera como la relación que existe entre la energía utilizada (por libra de vapor) según la línea real de condición, sin considerar las pérdidas en el escape, entre la energía disponible (según línea ideal o línea isoentrópica).

La eficiencia mecánica de la turbina será igual a la potencia de salida del generador dividida entre la eficiencia del generador (dato proporcionado por el fabricante) esto nos da la potencia entregada al acople del generador. Esta potencia entregada dividida entre la

potencia interna de la turbina nos da la eficiencia mecánica de la turbina.

Al hacer notar que la parte vital de la Central Termoeléctrica es la turbina, se debe a que ella controla principalmente el estado físico del vapor en cada punto del ciclo, y además proporciona la energía necesaria, que se necesita para producir energía eléctrica de salida.

Por eso es necesario, que se haga una descripción completa de las características de la misma, como requisito previo del cálculo del balance Térmico.

Los datos y características que se tomaron son de gran utilidad pero es necesario agregar algunas de las características principales que son suministradas por el fabricante, en forma de curvas, a las cuales conocemos como "Líneas de condición de la turbina".

Pero tomando en cuenta que en esta central y en algunas otras no fueron proporcionadas por el fabricante dichas curvas, se puede seguir un procedimiento para poderlas trazar de acuerdo con los resultados que se vayan obteniendo.

2.2.1 Método de trazo de la línea de condición

Los datos del punto final de la línea de condición los proporciona el fabricante de la turbina, pero tomando en cuenta que en esta planta no contamos con estos datos, por lo que ilustraré el siguiente procedimiento seguido por la Comisión Federal de Electricidad, de México. Para este procedimiento se toma como base que la eficiencia de la zona de saturación de la turbina, es igual a la eficiencia de la zona de sobrecalentamiento multiplicada por el factor de sequedad del medio.

2.2.2 Procedimiento seguido para el trazo

a. Con los datos que se tomarán en la prueba de presión y temperatura de las extracciones, que se encuentran en la zona de sobrecalentado de la turbina, se localizan los puntos sobre el diagrama de Mollier.

b. Se traza una línea que pase por estos puntos la cual termina en la parte superior en el cruce con la línea de entalpía correspondiente a la temperatura y presión de la válvula del cuello de la turbina, a este punto se le llama A, la línea se termina en su parte inferior en el cruce con la línea de saturación, a este punto se le llama D.

A la línea comprendida entre los puntos A y D se le llama línea real.

c. Del punto A, se traza una línea a entropía constante hasta ruzar la línea de presión que pasa por la línea real.

A esta línea trazada a entropía constante se le llama la línea ideal y su punto de cruce con la línea de presión que pasa por el punto D de la línea real le llama D¹.

d. Se determina la eficiencia de la zona de sobrecalentamiento de la turbina, dividiendo la diferencia de entalpías de la línea real Entalpía del punto A menos entalpía del punto D entre la diferencia de entalpías de la línea ideal (Entalpía del punto A menos entalpía del punto D¹).

$$\eta = \frac{(h_A - h_D)}{(h_A - h_{D^1})}$$

Donde:

η = eficiencia

h_A = entalpía en el punto A

h_D = entalpía en el punto D, correspondiente a la línea real.

h_{D^1} = entalpía en el punto D¹, correspondiente a la línea ideal.

e. El trazo de la línea de condición deberá llegar hasta la línea de presión correspondiente a la presión de escape de la turbina. El espacio comprendido entre el punto D y la

presión de escape, se divide en dos partes, aproximadamente a la mitad y a la línea de presión que pasa por la parte media, se le llama línea de presión P_m .

f. Del punto D se traza una línea de presión P_m . A este punto de cruce se le llama E^1 . Aplicando la fórmula de eficiencia se tiene:

$$\eta = \frac{(\Delta h_a)}{(h_D - h_{E^1})}$$

Donde:

η = eficiencia

Δh_a = diferencia de entalpías de la línea de real entre los puntos D y Cruce de esta línea con la línea de presión P_m (Δh_a es incógnita).

H_D = Entalpía en el punto D.

H_{E^1} = Entalpía en el punto E^1 .

se despeja Δh_a :

$$\Delta h_a = \eta (h_D - h_{E^1})$$

y se encuentra su valor.

g. A la entalpía h_D se le resta el valor de Δh_a y con el valor resultante de esta diferencia, se localiza un punto

sobre la línea de presión P_m y a este punto se le llama punto E'' .

Se determina en el diagrama de Mollier la humedad correspondiente a este punto y se divide entre 2 para obtener la humedad promedio entre el punto D y el punto E^{11} .

h. Se determina el título del vapor restando de 100 el valor de la humedad promedio.

i. Se multiplica el valor de Δh_a encontrado en el inciso (f) por el valor de la calidad de vapor y al producto se le llama $\Delta h_a'$.

j. Se le resta a la entalpía h_D el valor de $\Delta h_a'$ y se obtiene así el valor de la entalpía que sobre la línea de presión P_m nos da el punto E para prolongar el trazo de la línea real.

k. Del punto E se traza una línea de entropía constante hasta cruzar la línea de presión correspondiente a la presión de escape, a este punto de cruce se le llama F^1 .

l. se determina Δh_a aplicando la siguiente fórmula:

$$\Delta h_a = (h_E - h_{F^1})$$

- m.** Se le resta a la entalpía h_E el valor de Δh_a y con el valor de la entalpía resultante de esta diferencia, se localiza un punto sobre la línea de presión de escape. A este punto se le llama F'' .
- n.** Se calcula la humedad media entre los puntos E'' y F'' . Para determinar esta humedad se localizan sobre el diagrama Mollier los valores sobre la humedad correspondiente a las entalpías $h_{E''}$ y $h_{F''}$ se suman estos valores y se dividen entre dos.
- o.** Se determinamos la calidad de vapor restando el valor de la humedad promedio determinada en el inciso (n).
- p.** Se multiplica el valor de Δh_a encontrado en el inciso (1) por la calidad de vapor encontrado en el inciso (o) y al producto se le llama $\Delta h_{a'}$.
- q.** Se le resta a la entalpía h_E el valor de $\Delta h_{a'}$ encontrado en el inciso (p) y se determina así el valor de la entalpía que sobre la línea de presión de escape con el que se obtiene el punto final de la línea real de condición.
- r.** Por ultimo se determinan las pérdidas en el escape mediante (2 - 1) y aplicando la siguiente fórmula:

$$\dot{m}_c = \dot{m}_a * \{ [V (1 - y)] / [652.7 * (1 - 0.119)] \}$$

Donde:

\dot{m}_c = flujo corregido en Lb/hr

\dot{m}_a = flujo real al condensador

Y = Grado de humedad, este valor se obtiene del punto de intersección de la presión de escape con la línea de expansión (línea de expansión o línea de condición trazada mediante el procedimiento explicado.)

V = volumen específico del vapor saturado, a la presión real de escape.

Una vez calculado el valor de Q_c , se encuentra con este flujo corregido en la gráfica de pérdidas en el escape y se determina el valor de dichas pérdidas.

2.3 Cálculo de la eficiencia del generador de vapor

Datos tomados para la prueba

Duración	3 horas
Flujos	
Vapor	240,570.00 Lbs/hr
Combustible	2,173.91 gal/hr
Presiones	
Domo Caldera	867.70 psia
Salida de Sobrecalentador	850.00 psia
Caja de aire	+ 2 "H ₂ O
Hogar	- 0.30 "H ₂ O

Combustible suministrado	200	psia
Temperaturas		
Vapor salida Sobrecalentador	900	°F
Agua alimentación entrada Caldera	463	°F
Aire entrada Precalentador	115	°F
Aire salida Precalentador	515	°F
Gases entrada Precalentador	550	°F
Gases salida Precalentador	340	°F
Combustible	205	°F
Aire Bulbo seco	80	°F
Aire Bulbo húmedo	68	°F

2.3.1 Análisis de los gases de combustión

Elemento	Porcentaje en volumen
CO ₂	12.6
O ₂	4.9
CO	0.0
N ₂	82.5
Total	100

2.3.2 Análisis de combustible

Los datos del análisis de combustible fueron proporcionados por MAQUINARIA CAMINAR, MIAMI, FL., USA.

COMPONENTES

Gravedad API a 60 °F	16.0	a 60 °F
Punto de inflamación	218	°F

Viscosidad	197.3	SSF
Azufre, en peso	1.83	%
Hidrógeno, en peso	9.6	%
Carbono, en peso	86.90	%
Oxígeno, en peso	0.4	%
Nitrógeno, en peso	0.99	%
Humedad, en peso	0.2	%
Sedimentos, en peso	0.084	%
Poder calorífico	18655	BTU/Lb
Poder calorífico	149035	BTU/gal
Vanadio	234	ppm
Sodio	11	ppm
Aluminio	8	ppm

Conocidos en totalidad de los datos necesarios para llevar a efecto el balance térmico del generador de vapor, se tendran ya los medios para la aplicación del método indirecto.

Se determina inicialmente el peso de los gases secos por libra de combustible quemado, al entrar al precalentador de aire:

$$\text{WGS} = \frac{11\text{CO}_2 + 8\text{O}_2 + 7(\text{CO} + \text{N}_2)}{3(\text{CO}_2 + \text{CO})} * \frac{\text{Lb de carbón}}{\text{Lb de combustible}}$$

$$\text{WGS} = \frac{11(12.6) + 8(4.9) + 7(0+82.5)}{3(12.6 + 0)} * 0.869$$

$$\begin{aligned} \text{WGS} &= 17.36 \text{ Lb gases secos/Lb de combustible} \\ &\quad (7.87 \text{ kg gases secos/kg combustible}) \end{aligned}$$

Se calcula el peso de aire seco por libra de combustible con la siguiente expresión:

$$\text{WAS} = \text{WGS} + 7.936 \text{ H}_2 - \text{C}$$

Sustituyendo valores en la expresión anterior:

$$\text{WAS} = 17.36 + 7.936 * 0.096 - 0.869$$

$$\begin{aligned} \text{WAS} &= 17.25 \text{ Lb aire seco/Lb de combustible} \\ &\quad (7.82 \text{ kg aire seco/kg combustible}) \end{aligned}$$

2.3.3 Pérdidas por gas seco : (PGS)

Aplicando la siguiente fórmula se tiene:

$$\begin{aligned} \text{PGS} &= 0.24 * \text{WGS} (\text{Temp. de gases a la salida del} \\ &\quad \text{precalentador} - \text{Temp. de aire a la entrada} \\ &\quad \text{del precalentador.}) \end{aligned}$$

Sustituyendo valores se tiene:

$$\text{PGS} = 17.36 * 0.24 (515 - 115)$$

$$\text{PGS} = 1666.56 \text{ BTU/Lb (925.87 kCal/kg)}$$

2.3.4 Pérdidas por humedad de combustión del hidrógeno: (PCH)

Se calcula a través de la expresión:

$$PCH = 8.936H_2 (1089 - \text{Temp. de combustible} + 0.46 \text{ Temp. de Gases a la salida del precalentador})$$

$$PCH = 8.936 (0.096) * (1089 - 205 + 0.46 * 515)$$

$$PCH = 961.57 \text{ BTU/Lb (534.21 kCal/kg)}$$

2.3.5 Pérdidas por humedad del aire: (PHA)

Se calcula a través de la expresión:

$$PHA = WAS (\text{humedad/Lb. de aire}) * 0.46 (\text{Temp. gases salida del precalentador} - \text{Temp. Aire a la entrada del Precalentador})$$

Nota: Se puede determinar la humedad/Lb de aire, cuando no se conocen sus características, usando la humedad específica standard que es de 0.013 de humedad/Lb de aire (60% de la humedad relativa a 80°F).

$$PHA = 17.25 * 0.013 * 0.46 (515 - 115)$$

$$PHA = 41.26 \text{ BTU/Lb (22.92 kCal/kg)}$$

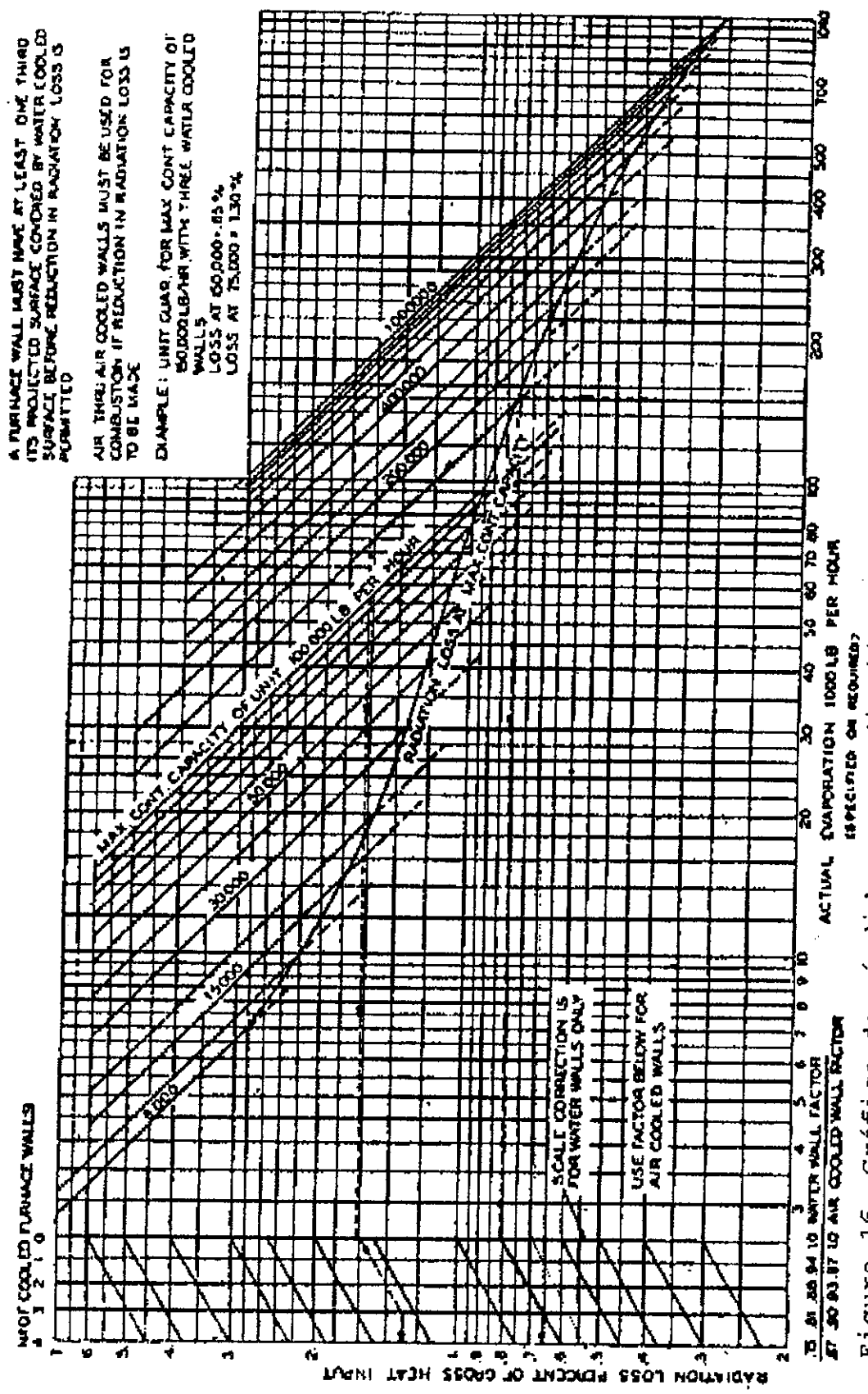


Figura 16 Gráfica de pérdidas por radiación en paredes de calderas (ABMA)

2.3.6 Pérdidas por radiación: (PR)

$$PR = FR * \text{Poder calorífico del combustible}$$

Donde:

FR se calcula consultando la gráfica ABMA con los valores siguientes:

$$mv = 240,570 \text{ Lb/hr (109122.55 kg/hr)}$$

$$N = 4 \text{ paredes de agua del hogar.}$$

Dando como resultado:

$$FR = 0.53 \%$$

$$Pr = 0.0053 * 18655$$

$$Pr = 100.46 \text{ BTU/Lb (55.81 kCal/kg)}$$

2.3.7 Pérdidas por humedad del combustible : (PHC)

Sé calcula a través de la expresión:

$$PHC = \frac{\text{humedad (en \%)} (1089 - \text{temp. combustible} + 0.46 \text{ temp. gases salida del precalentador})}{100}$$

$$PHC = \frac{0.2}{100} (1089 - 205 + 0.46 * 515)$$

$$PHC = 2.24 \text{ BTU/Lb (1.24 kCal/kg)}$$

Habiendo calculado las pérdidas, se hace el balance de calor de la manera siguiente:

Pérdidas totales

Gas seco	1666.56
Humedad de combustión del H ₂	961.57
Humedad del aire	41.26
Radiación	100.46
Humedad del combustible	2.24
TOTAL	2772.09 (1540.05 kCal/kg)

Poder calorífico alto del combustible = 18655 BTU/Lb
(10363.89 kCal/kg)

El porcentaje de pérdidas es igual a:

$$\% \text{ de perdidas} = \text{Pérdidas totales} / \text{P.C.A.C.}$$

$$\% \text{ de perdidas} = 2772.09 / 18655$$

$$\% \text{ de perdidas} = 0.1486$$

La eficiencia del generador de vapor es igual a:

$$\eta = 100 - 14.86$$

$$\eta = 85.14 \%$$

2.4 Generador eléctrico

Misceláneos eléctricos

Potencia del generador	25000	kW
Potencia neta del generador	23500	kW
Potencia reactiva del generador	6000	kVAR
Factor de potencia	85	%
Voltaje generador	12000	Voltios
Amperaje generador	540	Amperios
Voltaje de excitación	132	Voltios

2.5 Cálculo del balance térmico del ciclo

Datos tomados para la prueba

Duración	03	horas
Generación bruta	25010	kW
Consumo de auxiliares	1500	kW
Generación neta	23510	kW
FLUJOS		
Vapor	240570	Lbs/hr
Agua de alimentación	25981.6	gal/hr
PRESIONES		
Vapor sobrecalentado salida de la caldera	850	psia
Vapor en válvula de cuello de la turbina	850	psia

1ª Extracción	340	psia
2ª Extracción	150	psia
3ª Extracción	36.3	psia
4ª Extracción	12.8	psia
Calentador de alta presión 1	310	psia
Calentador de alta presión 2	126.8	psia
Desaereador	32.3	psia
Calentador de baja presión	11.2	psia
Barométrica indicada	29.37	"Hg abs
Condensador	26.9	"Hg abs

TEMPERATURAS

Vapor sobrecalentado salida caldera	910	°F
Vapor en válvula de cuello de turbina	900	°F
Calentador de alta presión 1		
Vapor	705	°F
Drenaje	420.3	°F
Entrada agua de alimentación	336.2	°F
Salida agua de alimentación	411.1	°F
Calentador de alta presión 2		
Vapor	520.8	°F
Drenaje	345.4	°F
Entrada agua condensada	254.5	°F
Salida agua condensada	336.2	°F

Desaerador

Vapor	288	°F
Entrada agua condensada	192.1	°F
Salida agua alimentación	254.5	°F

Calentador de baja presión

Vapor	138	°F
Drenaje	198.6	°F
Entrada agua condensada	111.5	°F
Salida agua condensada	192.1	°F

Condensador

Condensado pozo caliente	110	°F
Agua circulación entrada	77	°F
Agua circulación salida	100	°F

Presión barométrica corregida.

La lectura del barómetro se corrige aplicando la siguiente fórmula: "La lectura corregida es igual a la columna del mercurio del barómetro en pulgadas multiplicada por el factor $[1 - 0.00009 (t - 32)]$ ".

$$P_{bc} = P_{br} [1 - 0.00009 (t - 32)]$$

Donde:

P_{bc} = Presión del barómetro corregida en pulgadas de Hg
 P_{br} = Presión del barómetro registrada en pulgadas de Hg
 t = Temperatura de la columna de mercurio en °F

Datos:

P_{br} = 29.37 pulgadas de Hg (99.17 KPa)
 t = 108 °F (42.22 °C)

Sustituyendo valores se tiene:

$P_{bc} = 29.37 [1 - 0.00009 (108 - 32)]$
 $P_{bc} = 29.37 * 0.9932$
 $P_{bc} = 29.2$ pulgadas de Hg (98.6 kPa)

Presión absoluta en el condensador.

Esta presión es igual a la diferencia de la presión del barómetro menos la presión del vacuómetro.

Por lo que se tiene:

P_c = Presión absoluta en el condensador en pulgadas de mercurio.

$P_c = P_{bc} - P_{vc}$

Sustituyendo valores se tiene:

$$P_c = 29.2 - 26.9$$

$$P_c = 2.3 \text{ pulgadas de Hg (7.77 kPa)}$$

Datos necesarios para calcular el Balance Térmico son los siguientes:

Para llevar a efecto la determinación del balance térmico fué necesario auxiliarse de las tablas de vapor y el Diagrama de Mollier.

Primero se determinarán las entalpías de las extracciones, entalpías del agua de condensado, agua de alimentación, así como también las entalpías de los drenes de vapor de los calentadores.

Con los datos que se tomaron a la hora de la prueba en los siguientes puntos se tendrá, los valores de las entalpías encontradas:

Punto (1).

$$P_1 = 850.0 \text{ psia}$$

$$T_1 = 900.0 \text{ }^\circ\text{F}$$

$$H_1 = 1454.0 \text{ BTU/Lb}$$

Punto (2)

$P_2 = 340.0$ psia
 $T_2 = 705.0$ °F
 $H_2 = 1369.4$ BTU/Lb
 $H_{f2} = 397.2$ BTU/Lb

Punto (3)

$P_3 = 150.0$ psia
 $T_3 = 520.8$ °F
 $H_3 = 1285.3$ BTU/Lb
 $H_{f3} = 316.9$ BTU/Lb

Punto (4)

$P_4 = 36.3$ psia
 $T_4 = 288.0$ °F
 $H_4 = 1181.4$ BTU/Lb
 $H_{f4} = 223.2$ BTU/Lb

Punto (5)

$P_5 = 12.8$ psia
 $T_5 = 138.0$ °F
 $H_5 =$ Localizado en línea de condición
 $H_{f5} = 166.6$ BTU/Lb

Punto (6).

$P_6 = 2.3$ pulgadas abs de Hg
 $H_6 =$ Localizado línea de condición
 $H_{f6} = 72.2$ BTU/Lb

Punto (7).

$$T_7 = 111.5 \text{ } ^\circ\text{F}$$
$$H_7 = 80.0 \text{ BTU/Lb}$$

Punto (8).

$$T_8 = 411.1 \text{ } ^\circ\text{F}$$
$$H_8 = 387.2 \text{ BTU/Lb}$$

Punto (9).

$$T_9 = 336.2 \text{ } ^\circ\text{F}$$
$$H_9 = 307.3 \text{ BTU/Lb}$$

Punto (10).

$$T_{10} = 192.1 \text{ } ^\circ\text{F}$$
$$H_{10} = 160.2 \text{ BTU/Lb}$$

2.5.1 Trazo de la línea de condición

Datos:

$$H_A = 1454 \text{ BTU/Lb (807.78 kCal/Kg)}$$

$$H_D = 1162 \text{ BTU/Lb (645.56 kCal/Kg)}$$

$$H_{D'} = 1108 \text{ BTU/Lb (615.56 kCal/Kg)}$$

d. La eficiencia en la zona de sobrecalentamiento será igual a:

$$\eta = (h_A - h_D) / (h_A - h_{D'})$$

$$\eta = (1454 - 1162) / (1454 - 1108)$$

$$\eta = 0.844$$

e. La entalpía en el punto de presión media será:

$$h_{E'} = 1060 \text{ BTU/Lb (588.89 kCal/kg)}$$

f. La diferencia de entalpías de la línea real entre los puntos D y el cruce de esta línea con la línea de presión media será determinada con la siguiente fórmula:

$$\eta = \Delta h_A / (h_D - h_{E'})$$

Entonces:

$$\Delta h_A = (h_D - h_{E'})$$

$$\Delta h_A = 0.844 (1162 - 1060)$$

$$\Delta h_A = 86.10 \text{ BTU/Lb (47.83 kCal/kg)}$$

g. La humedad promedio entre el punto D y el punto E". Se determina primeramente la entalpía en el punto E":

$$h_{E''} = h_D - \Delta h_A$$

$$h_{E''} = 1162 - 86.10$$

$$h_{E''} = 1075.9 \text{ BTU/Lb (597.72 kCal/kg)}$$

La humedad correspondiente en este punto es igual a:

$$x = 6.5 \% \text{ (Diagrama Mollier)}$$

Por lo que la humedad promedio entre esos puntos es:

$$x/2 = 3.3$$

h. Título de Vapor es igual a la siguiente expresión:

$$X = 100.00 - \text{humedad promedio}$$

$$X = 100.00 - 3.3$$

$$X = 96.7 \%$$

i. $\Delta h_{A'}$ será determinada por la siguiente expresión:

$$\Delta h_{A'} = X * \Delta h_A$$

$$\Delta h_{A'} = 0.967 * 86.10$$

$$\Delta h_{A'} = 83.26 \text{ BTU/Lb (46.26 kCal/kg)}$$

j. La entalpía en el punto E sobre la línea de presión media es igual a:

$$h_E = h_D - \Delta h_{A'}$$

$$h_E = 1162 - 83.26$$

$$h_E = 1078.74 \text{ BTU/Lb (599.3 kCal/kg)}$$

k. La entalpía en el punto F' es localizada en la línea de presión de escape, consultando el diagrama de Mollier, se tiene:

$$h_{F'} = 962 \text{ BTU/Lb (534.44 kCal/kg)}$$

l. La diferencia de entalpías entre el punto E y F' es:

$$\Delta h_A = h_E - h_{F'}$$

$$\Delta h_A = 1078.7 - 962$$

$$\Delta h_A = 98.5 \text{ BTU/Lb (54.72 kCal/kg)}$$

m. La entalpía del punto F'' sobre la línea de la presión de escape es igual a:

$$h_{F''} = h_E - \Delta h_A$$

$$h_{F''} = 1078.7 - 98.5$$

$$h_{F''} = 980.2 \text{ BTU/Lb (544.56 kCal/kg)}$$

n. Determinando la humedad media entre los puntos E'' y F'' será en el diagrama de Mollier:

para el punto E'' la humedad es de 6.50 %

para el punto F'' la humedad es de 8.00 %

La humedad media es igual a $(4.30 + 8.00)/2$

$$x/2 = 7.30 \%$$

o. El título de vapor es:

$$X = 100.00 - 7.30$$

$$X = 92.7 \%$$

p. La diferencia de entalpías determinada en el inciso (l), se multiplica por el factor de sequedad, lo que:

$$\Delta h_{A'} = \Delta h_A * X$$

$$\Delta h_{A'} = 98.5 * 0.927$$

$$\Delta h_{A'} = 91.3 \text{ BTU/Lb (50.72 kCal/kg)}$$

q. La entalpía del punto final de la línea de condición, que sobre la línea de presión de escape será:

$$h_F = h_E - \Delta h_{A'}$$

$$h_F = 1078.7 - 91.3$$

$$h_F = 987.4 \text{ BTU/Lb (548.56 kCal/kg)}$$

r. Las pérdidas en el escape se calculan por medio de la expresión:

$$Q_c = \frac{Q_a V (1 - y)}{652.7 (1 - 0.119)}$$

Donde:

$$Q_a = 2240570 \text{ Lbs/hr}$$

$$V = 302.4 \text{ pie}^3/\text{Lb}$$

$$y = 8.8 \%$$

Sustituyendo valores se tiene:

$$Q_c = 240570 \frac{302.4 (1 - 0.088)}{652.7 (1 - 0.119)}$$

$$Q_c = 240570 * 0.4789$$

$$Q_c = 115208.97 \text{ Lb/hr (52258.79 kg/hr)}$$

Consultando la figura 16 se observa, que para el valor calculado anteriormente las pérdidas por escape serán igual a:

$$P_e = 27.0 \text{ BTU/Lb (15 kCal/kg)}$$

Por lo tanto, la entalpía del punto final de la línea de condición es la siguiente:

$$h_G = h_F + P_e$$

$$h_G = 987.4 + 27.0$$

$$h_G = 1014.4 \text{ BTU/Lb (563.56 kCal/kg)}$$

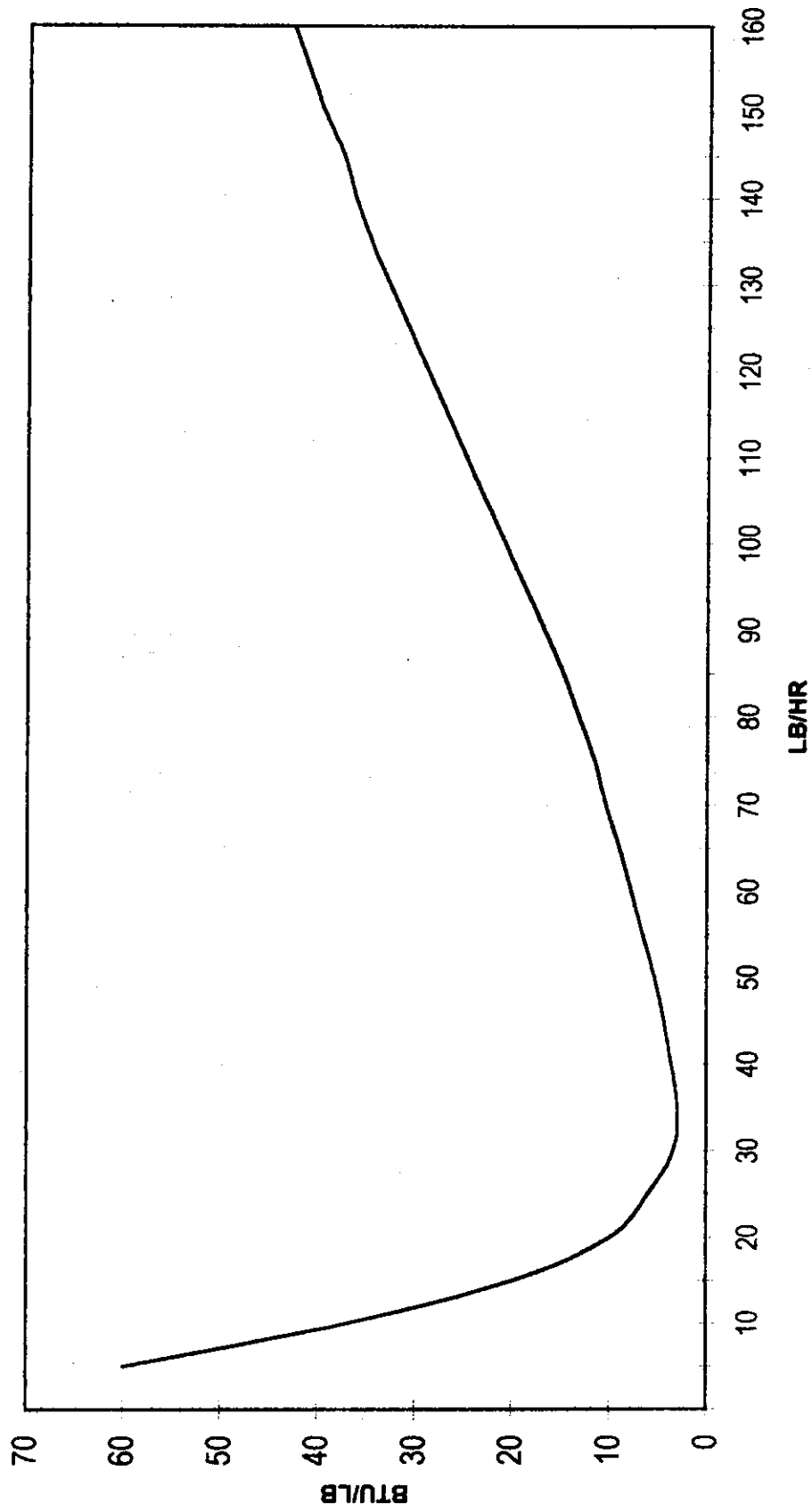


Figura 17
Pérdidas en el escape contra flujo en el condensador

2.5.2 Determinación de la eficiencia de la turbina

De la línea de condición de la turbina (diagrama de Mollier) se obtienen los puntos con los valores de entalpía respectivos, mostrados en el diagrama anterior:

Donde:

$$H_A = 1454.00 \text{ BTU/Lb}$$

$$h_A = 920.00 \text{ BTU/Lb}$$

$$h_F = 1014.4 \text{ BTU/Lb}$$

La eficiencia de la turbina será igual a:

$$\eta_t = (H_A - h_F) / (H_A - h_A)$$

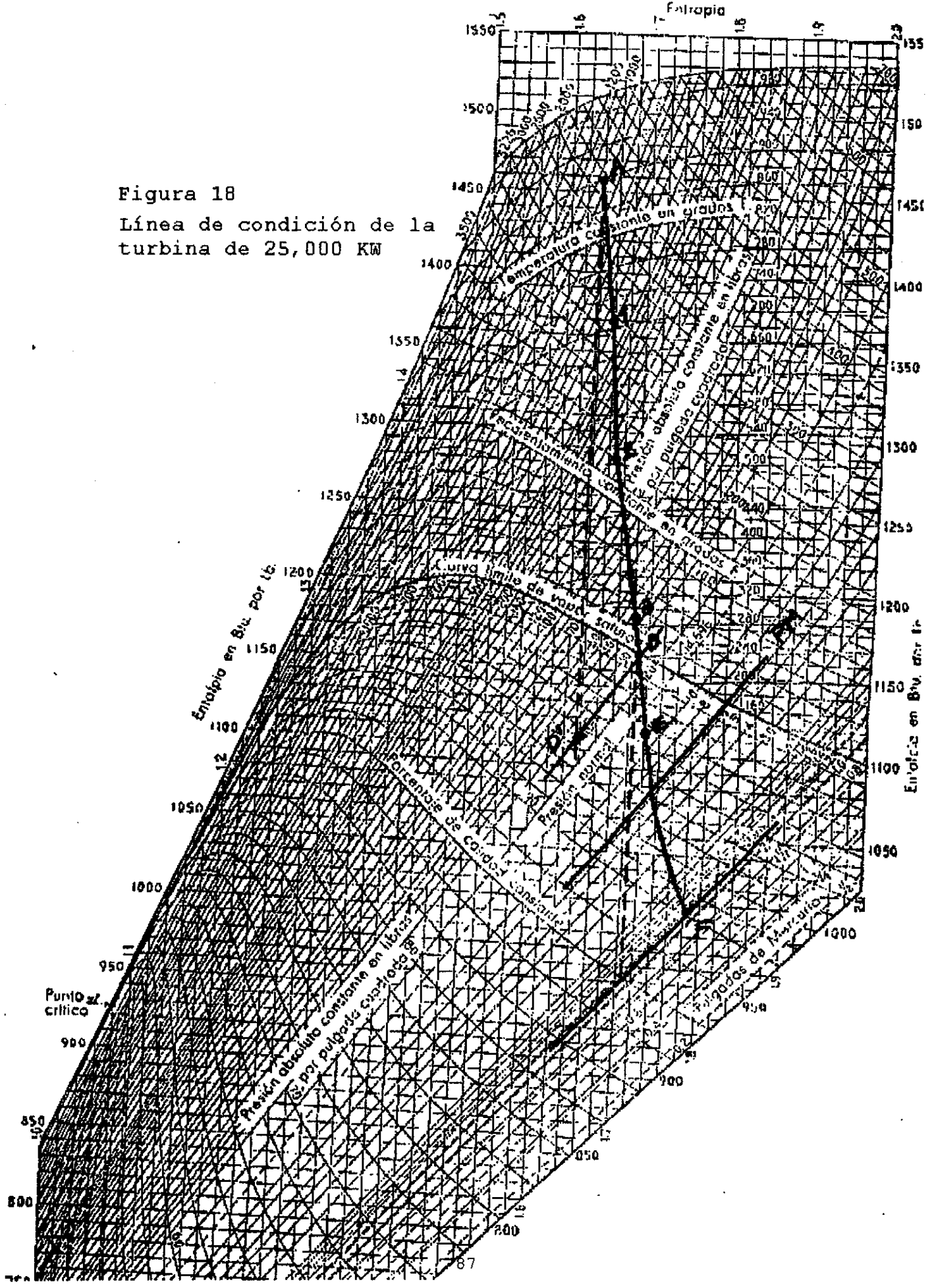
Sustituyendo valores se tiene:

$$\eta_t = (1454 - 1014.4) / (1454 - 920)$$

$$\eta_t = 0.824$$

$$\eta_t = 82.4 \%$$

Figura 18
 Línea de condición de la
 turbina de 25,000 KW



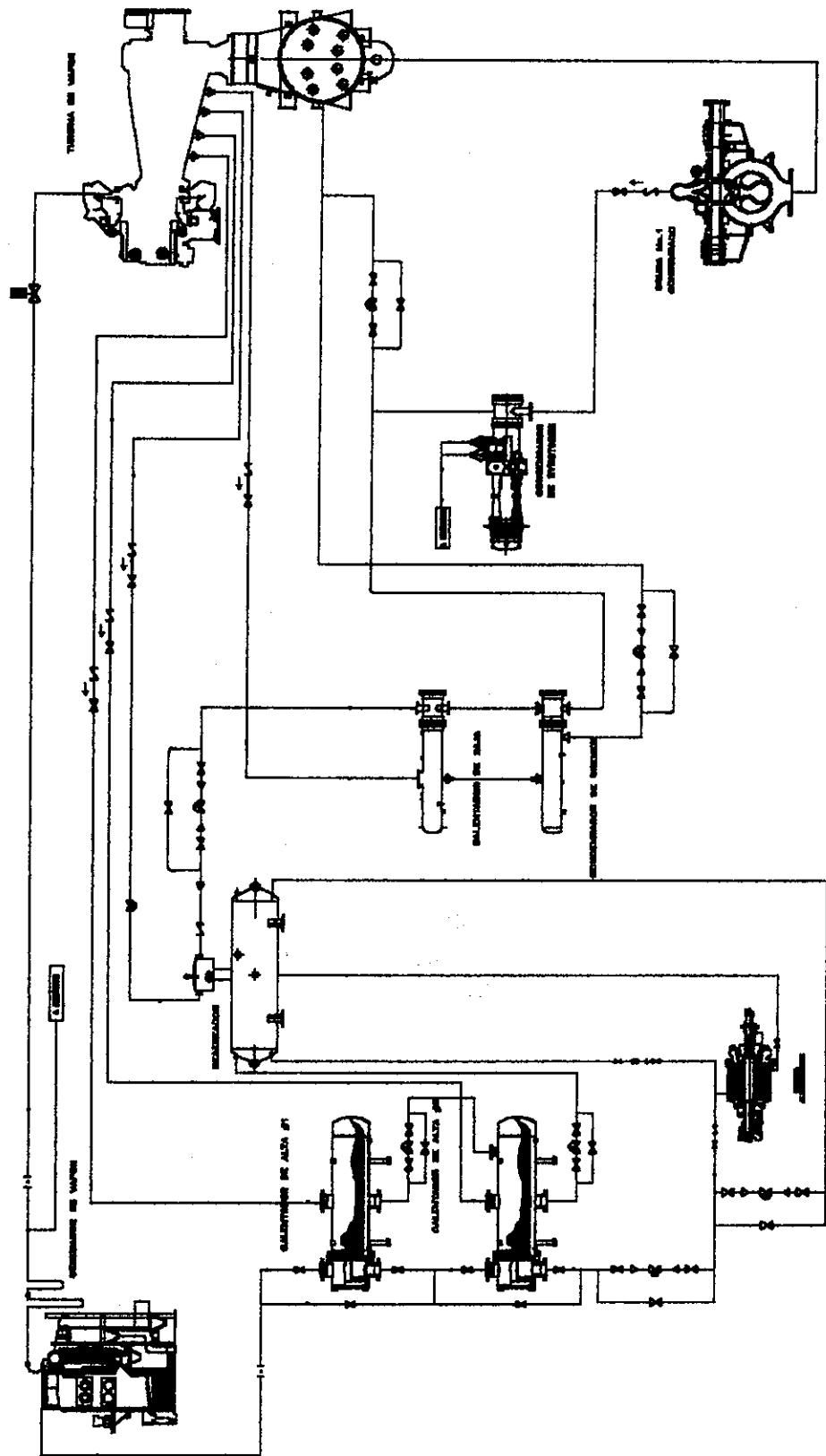


Figura 19 Diagrama del ciclo regenerativo

2.5.3 Balance térmico de los calentadores del ciclo

Este balance de calor esta basado en el principio de conservación de la energía el cual postula: la cantidad de calor que se suministra debe ser igual a la cantidad de calor que se aprovecha.

2.5.3.1 Balance térmico del calentador de alta presión N° 1

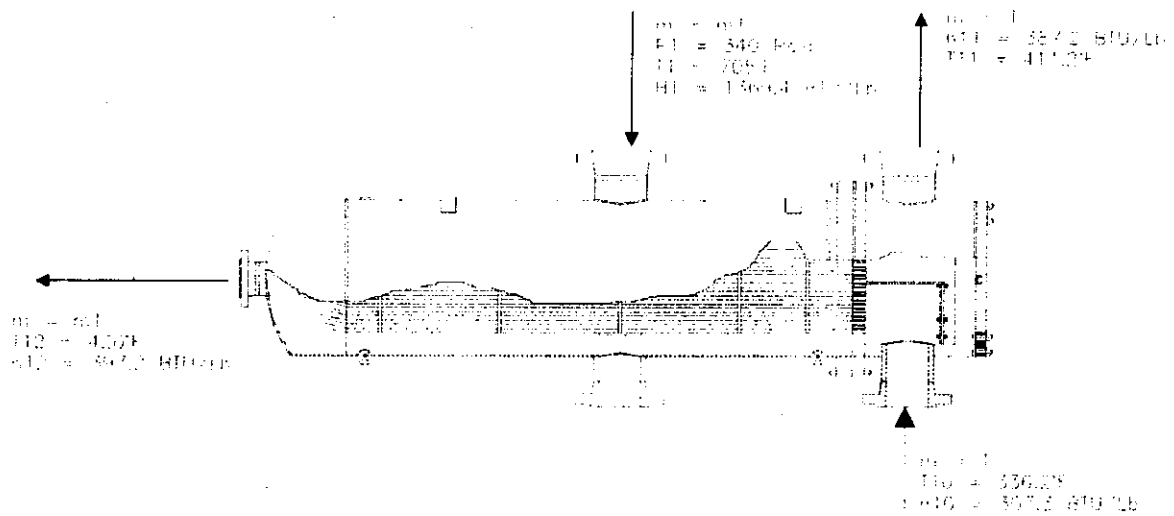


Figura 20 Calentador de alta presión N° 1

De la figura se obtiene:

$$\begin{aligned}
 i * h_{10} + H_1 * m_1 &= h_{12} * m_1 + 1 * h_{11} \\
 307.3 + 1369.4 m_1 &= 397.2 m_1 + 387.2 \\
 972.2 m_1 &= 79.9 \\
 m_1 &= 79.9/972.2 \\
 m_1 &= 0.082
 \end{aligned}$$

2.5.3.2 Balance térmico del calentador de alta presión N° 2

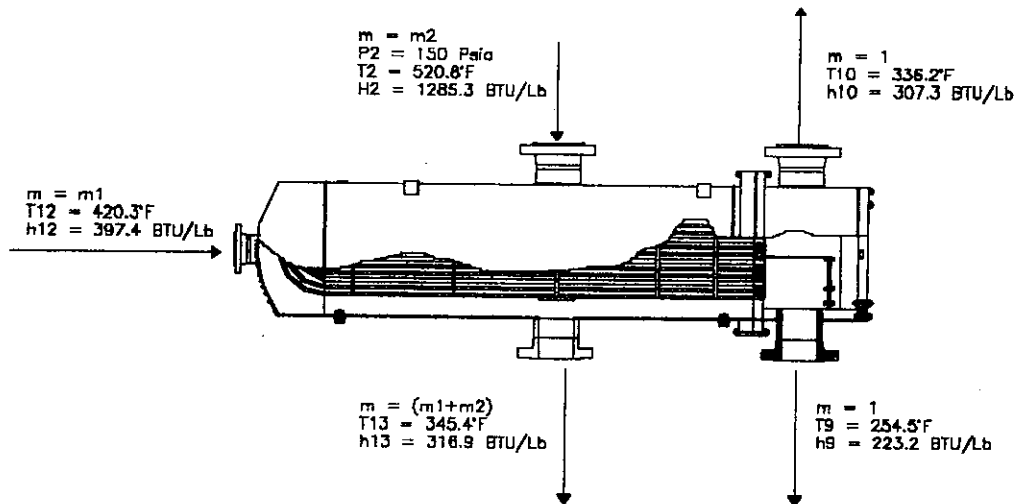


Figura 21 Calentador de alta presión N° 2

De la figura se obtiene:

$$h_{12} * m_1 + H_2 * m_2 + 1 * h_9 = 1 * h_{10} + h_{13} * (m_1+m_2)$$

$$397.2 m_1 + 1285.3 m_2 + 223.2 = 307.3 + 316.9 (m_1+m_2)$$

pero $m_1 = 0.082$

Sustituyendo valores:

$$1285.3 m_2 + 397.2(0.082) + 223.2 = 307.3 + 316.9(0.082) +$$

$$316.9 m_2$$

$$968.4 m_2 = 77.52$$

$$m_2 = 0.08$$

2.5.3.3

Balace térmico del desaereador

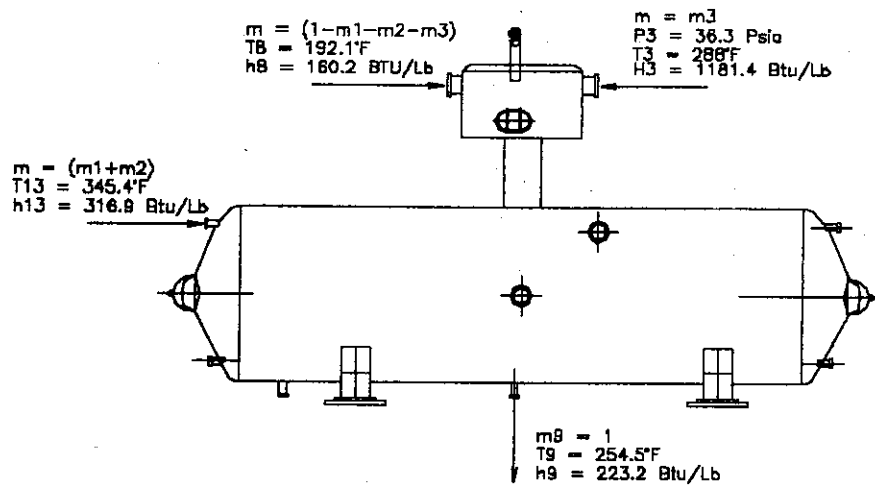


Figura 22 Desaereador

De donde se obtiene:

$$H_3 * m_3 + h_{13} * (m_1 + m_2) + h_8 * (1 - m_1 - m_2 - m_3) = h_9$$

$$1181.4 m_3 + 316.9(m_1 + m_2) + 160.2(1 - m_1 - m_2 - m_3) = 223.2$$

$$1181.4 m_3 + 316.9(0.162) + 160.2 - 160.2(0.082) -$$

$$160.2(0.08) - 160.2 m_3 = 223.2$$

$$1021.2 m_3 = 37.61$$

$$m_3 = 0.037$$

2.5.3.4 Balance térmico del calentador de baja presión

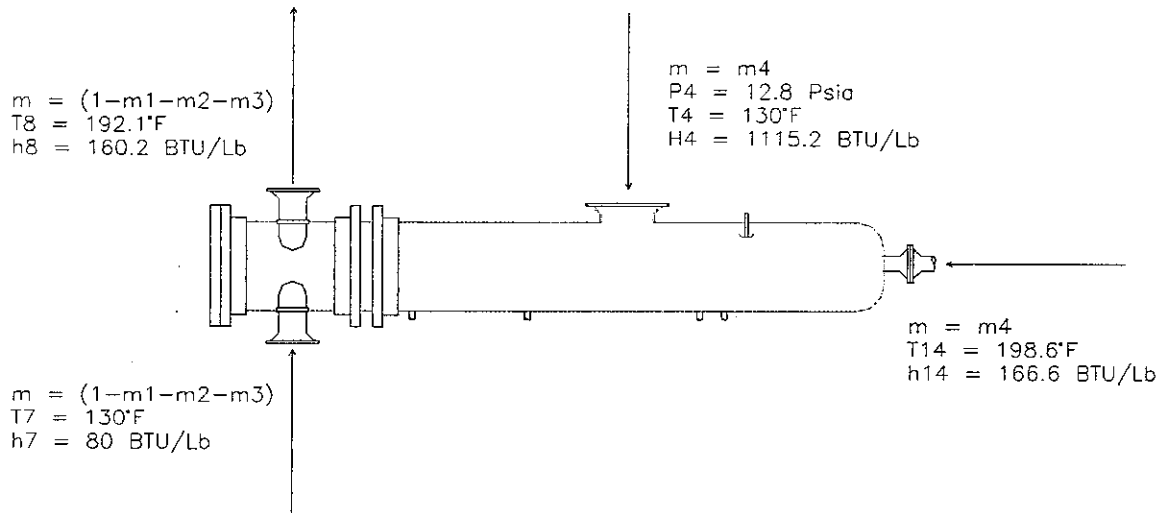


Figura 23 Calentador de baja presión

De donde se tiene:

$$H_4 * m_4 + h_7 * (1 - m_1 - m_2 - m_3) = h_{14} * m_4 + h_8 * (1 - m_1 - m_2)$$

$$1115.2 m_4 + 80(1 - m_1 - m_2 - m_3) = 166.6 m_4 + 160.2(1 - m_1 - m_2)$$

$$948.6 m_4 = 86.6(1 - 0.082 - 0.08 - 0.037)$$

$$948.6 m_4 = 69.37$$

$$m_4 = 0.073$$

2.5.3.5 Cálculo de flujo de vapor de escape en el condensador

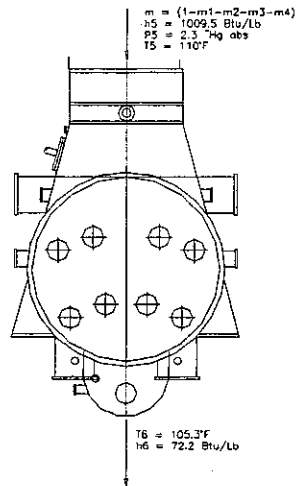


Figura 24 Condensador de superficie

$$m_e = 1 - m_1 - m_2 - m_3 - m_4$$

$$m_e = 0.728$$

2.5.4 Trabajo interno de la turbina de vapor

El trabajo interno de la turbina está dado por el flujo de vapor que sale en cada extracción, multiplicada por la diferencia de entalpías de la entrada a la turbina menos la de salida de la extracción.

1ª Extracción:

$$1(H - H_1)$$

$$1(1454 - 1369.4) = 84.6 \text{ BTU/Lb (47 kCal/kg)}$$

2^a Extracción:

$$(1 - m_1)(H_1 - H_2)$$

$$0.918(1369.4 - 1285.3) = 77.2 \text{ BTU/Lb (42.89 kCal/kg)}$$

3^a Extracción:

$$(1 - m_1 - m_2)(H_2 - H_3)$$

$$0.838(1285.3 - 1181.4) = 87.1 \text{ BTU/Lb (48.39 kCal/kg)}$$

4^a Extracción:

$$(1 - m_1 - m_2 - m_3)(H_3 - H_4)$$

$$0.801(1181.4 - 1115.2) = 53.1 \text{ BTU/Lb (29.5 kCal/kg)}$$

5^a Extracción, vapor de escape:

$$(1 - m_1 - m_2 - m_3 - m_4)(H_4 - H_5)$$

$$3.728(1115.2 - 1009.5) = 76.9 \text{ BTU/Lb (42.72 kCal/kg)}$$

$$\text{Trabajo interno total} = 378.9 \text{ BTU/Lb (210.5 kCal/kg)}$$

Potencia interna de la turbina de vapor.

$$P_t = (240570 \text{ Lb/hr} * 378.9 \text{ BTU/Lb}) / 3413$$

$$P_t = 26707.3 \text{ kW}$$

2.5.5 Potencia en el generador

$$P_g = P_t * 0.93$$

$$P_g = 24838 \text{ kW}$$

2.5.6 Razones de calor

Razón de calor bruto de la turbina:

$$\text{HRBT} = \frac{m(H_v - h_a)}{\text{Generación bruta}}$$

$$\text{HRBT} = mv \cdot (H_v - h_a) / \text{generación bruta}$$

$$\text{HRBT} = 240570 (1454 - 387.2) / 25010$$

$$\text{HRBT} = 10261.5 \text{ BTU/KWH (2585.89 kCal/KWH)}$$

Razón de calor neto de la turbina:

$$\text{HRNT} = \frac{m(H_v - h_a)}{\text{generación neta}}$$

$$\text{HRNT} = 240570 (1454 - 387.2) / 23510$$

$$\text{HRNT} = 10916.2 \text{ BTU/KWH (2750.88 kCal/KWH)}$$

Razón de calor bruto del ciclo:

$$\text{HRBC} = \frac{\text{RTBT}}{\text{eficiencia caldera}}$$

$$\text{HRBC} = 10261.5 / 0.85$$

$$\text{HRBC} = 12072.35 \text{ BTU/KWH (3042.23 kCal/KWH)}$$

Razón de calor neto del ciclo:

$$\text{HRNC} = \frac{\text{RTNT}}{\text{eficiencia caldera}}$$

$$\text{HRNC} = 10916.2/0.85$$

$$\text{HRNC} = 12842.59 \text{ BTU/KWH (3236.33 kCal/KWH)}$$

Para la determinación de la carga óptima, se utilizará únicamente la razón de calor neto del ciclo.

3. ESTUDIO ECONÓMICO PARA LA SELECCIÓN DE LA CARGA ÓPTIMA

3.1 Análisis de la carga de la unidad

Para asegurar una correcta elección de la carga, deben conocerse los costos totales de operación tanto de máxima como de mínima carga.

Esto comprende los costos de combustible, aplicado a la conversión en poder calorífico por el precio del mismo, mano de obra, supervisión, lubricantes, así como el costo de mantenimiento de la central.

La mayor parte de los costos mencionados son constantes, dependiendo de la generación a que se opera la unidad, salvo los del combustible.

Para simplificar este análisis, únicamente se consideran los costos del combustible para las distintas variaciones de carga.

3.2 Método Para La selección de la carga óptima

Se determina la carga más económica por medio del método de pruebas con todas las variaciones de carga

posibles de la unidad, con lo cual se determinan los costos totales más bajos.

Por medio del análisis se determinan las curvas de costo y energía calorífica que presenta la unidad, con respecto a las variaciones posibles de carga.

Para simplificar el método de pruebas y ensayos es utilizado un costo de incremento de carga y energía aplicada, basándose en las curvas anteriores, mostrando el costo adicional en dinero, en energía calorífica aplicada necesariamente para cada incremento parcial de carga.

El método se basa en la recopilación de datos necesarios para realizar el trazo de las curvas de consumo horario, razón de calor, costo de incremento de carga.

La figura 25-a muestra la tendencia general de la curva de consumo horario, la cual se expresa en forma analítica:

$$C = aL^3 + bL^2 + dL + c$$

Donde:

C = Energía calorífica suministrada en BTU/hr

L = Energía aprovechada en MW.

Con la ecuación anterior se puede determinar la curva de Razón de calor, figura 25-b, la cual se deriva de tomar

a cada carga la correspondiente energía suministrada, quedando:

$$HR = CL$$

La razón de calor puede ser considerada también como la función directa del el inverso de la curva de eficiencia:

$$e = 341300 L/C$$

Donde:

$$C/L = 341300/e$$

La ecuación de la curva de la razón de calor, puede ser expresada matemáticamente. Si la ecuación de consumo horario es:

$$C = aL^3 + bL^2 + dL + c$$

Por lo cual la razón de calor es:

$$HR = C/L = aL^2 + bL + c/L + d$$

Donde:

HR = Razón de calor BTU/kW

L = Energía aprovechada en kW

La curva de costo de incremento de carga proviene de la curva de consumo horario, ya que un diferencial de

energía suministrada requiere también una diferencial de producción de energía, figura 25-c.

Por lo que el costo de incremento de carga puede ser definido:

$$IC = dC/dL$$

Expresándolo matemáticamente se obtiene que el costo de incremento de carga es la pendiente de la curva de consumo horario.

Físicamente, se puede expresar como la cantidad adicional de energía que se requiere para producir una unidad de energía adicional aprovechada.

Si la curva de consumo horario se define:

$$C = aL^3 + bL^2 + dL + c$$

La ecuación correspondiente al costo de incremento de carga será:

$$IC = dC/dL$$

$$IC = 3aL^2 + 2bL + d$$

Donde:

IC = Costo de incremento de carga en BTU/kW

L = Energía aprovechada en kW

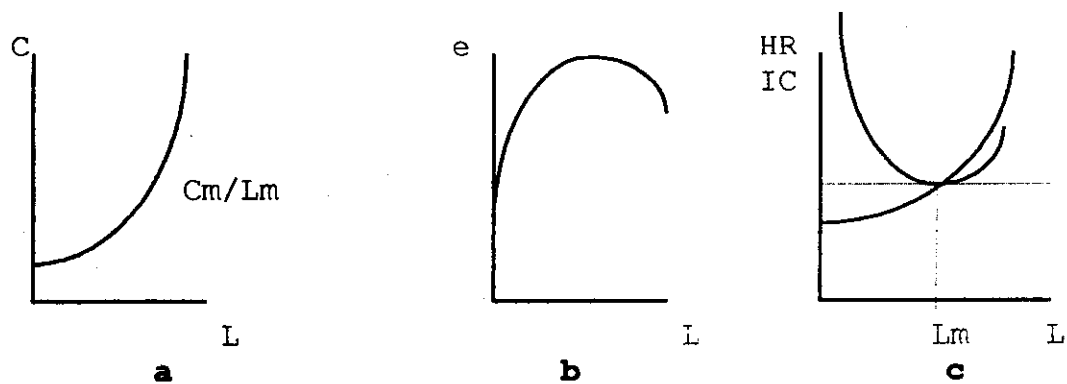


Figura 25 Curvas de comportamiento del turbogenerador

Al trazar las curvas anteriores como se indica en la figura 25-c, se observa que el punto de cruce que tienen las curvas de razón de calor y la de costo de incremento de carga, hay un valor mínimo, el cual está situado en las coordenadas (Cm, Lm) , o en $(Cm/Lm, Lm)$.

Si se traza una línea tangente a la curva de consumo horario con respecto al origen, tendremos que la pendiente es:

$$a = Cm/Lm$$

por tanto:

$$Cm/Lm = HRm$$

entonces:

$$a = HRm$$

Si la tangente puede ser considerada como la curva costo de incremento de carga, trazaremos una línea

horizontal con un valor de C_m/L_m , encontrándose en esas condiciones el punto mínimo de la razón de calor el cual es:

$$a = IC_m = dC_m/dL_m$$

pero:

$$a = HR_m ; \quad IC_m = HR_m$$

Por tanto el punto mínimo de la razón de calor será cuando la pendiente vale cero:

$$a = 0$$

$$a = HR_m = IC_m = 0$$

O bien se deriva la expresión anterior con respecto a la energía aprovechada:

$$d(HR)/dL = d(C/L) = 0$$

$$d(C/L)/dL = 0$$

$$L \frac{dC/dL - dL/dL}{L^2} = 0$$

$$L^2$$

$$\frac{1/dL (LdC - IdL)}{L^2} = 0$$

$$L^2$$

$$LdC - CdL = 0$$

$$dC/dL = C/L$$

Siendo: $IC = HR$; cuando HR es mínimo.

3.3 Datos que se utilizan para la selección de la carga óptima

Los datos obtenidos para las diferentes cargas son:

CARGA (MW)	RAZÓN DE CALOR (BTU/KWH)	RAZÓN DE CALOR (kCal/KWH)
5.4	12027	3030.80
13.8	10075	2536.90
20.7	9706	2445.91
24.4	9722	2449.94

Tabla I. Razón de calor contra carga.

Sustituyendo valores en las ecuaciones, se tiene:

$$29.16 a + 5.4 b + 0.18519 c + d = 12027$$

$$190.44 a + 13.8 b + 0.07246 c + d = 10075$$

$$428.49 a + 20.7 b + 0.04831 c + d = 9706$$

$$595.36 a + 24.4 b + 0.04098 c + d = 9722$$

Resolviendo el sistema de ecuaciones simultáneas, se encuentran los valores de las constantes a , b , c y d .

$$a = 3.68$$

$$b = -137.15$$

$$c = 12361.1$$

$$d = 10371.2$$

Sustituyendo valores en la ecuación de razón de calor, se tiene:

$$HR = 3.68 L^2 - 137.15 L + 12361.1/L + 10371.2$$

Por lo tanto el consumo horario es:

$$HR = C/L$$

Donde:

$$C = HR * L$$

$$C = 3.68 L^3 - 137.15 L^2 + 10371.2 L + 12361.1$$

La ecuación real de costo de incremento de carga es:

$$IC = dC/dL$$

Por tanto se tiene:

$$IC = 11.04 L^2 - 274.3 L + 10371.2$$

Una vez conocidas las ecuaciones reales, se tabulan los datos para trazar la gráfica de la curva correspondiente a cada carga.

Tabla II

Razón de calor, consumo horario y costo por incremento de carga contra carga

CARGA (MW)	RAZÓN DE CALOR (kCal/KWH)	CONSUMO HORARIO (kCal/hr)	COSTO DE INCREMENTO DE CARGA (kCal/KWH)
0		3114997.20	2613.54
1	5694.91	5694905.16	2547.20
2	4105.63	8211253.68	2486.42
3	3556.54	10669606.92	2431.21
4	3268.88	13075529.04	2381.56
5	3086.92	15434584.20	2337.48
6	2958.72	17752336.56	2298.96
7	2862.05	20034350.28	2266.00
8	2785.77	22286189.52	2238.61
9	2723.71	24513418.44	2216.78
10	2672.16	26721601.20	2200.51
11	2628.75	28916301.96	2189.81
12	2591.92	31103084.88	2184.68
13	2560.58	33287514.12	2185.11
14	2533.94	35475153.84	2191.10
15	2511.44	37671568.20	2202.66
16	2492.65	39882321.36	2219.78
17	2477.23	42112977.48	2242.46
18	2464.95	44369100.72	2270.71
19	2455.59	46656255.24	2304.52
20	2449.00	48980005.20	2343.90
21	2445.04	51345914.76	2388.84
22	2443.62	53759548.08	2439.35
23	2444.63	56226469.32	2495.42
24	2448.01	58752242.64	2557.05
25	2453.70	61342432.20	2624.25
26	2461.64	64002602.16	2697.01
27	2471.79	66738316.68	2775.34

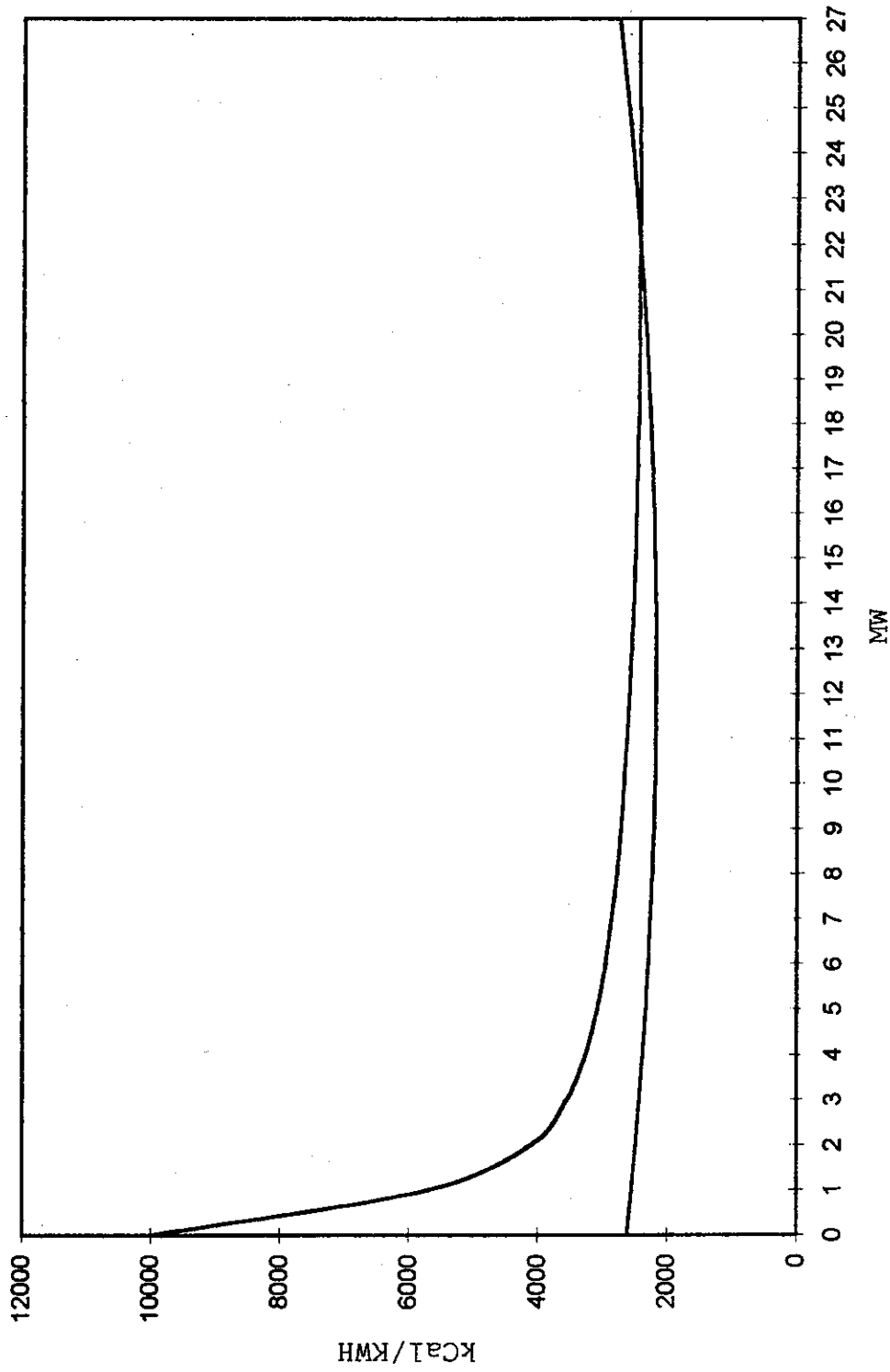


Figura 26

Gráfica razón de calor y costo de incremento de carga contra carga

Una vez trazada la gráfica 26 se puede observar que el punto de intersección de las curvas de razón de calor y costo de incremento de carga, debido que se demostró anteriormente que:

IC = HR cuando es mínimo

Por tanto tenemos que:

$$IC = 9696.86 \text{ BTU/kW (2443.61 kCal/kW)}$$

$$HR = 9696.86 \text{ BTU/kW (2443.61 kCal/kW)}$$

$$IC = 11.04 L^2 - 274.3 L + 10371.2$$

Entonces:

$$9696.86 = 11.04 L^2 - 274.3 L + 10371.2$$

$$11.04 L^2 - 274.3 L + 674.34 = 0$$

Con los que procedemos a resolver la ecuación siguiente para hallar la carga óptima:

$$L = \frac{274.3 \pm \sqrt{274.3^2 - 4 * 11.04 * 674.34}}{2 * 11.04}$$

$$L = 22080 \text{ kW}$$

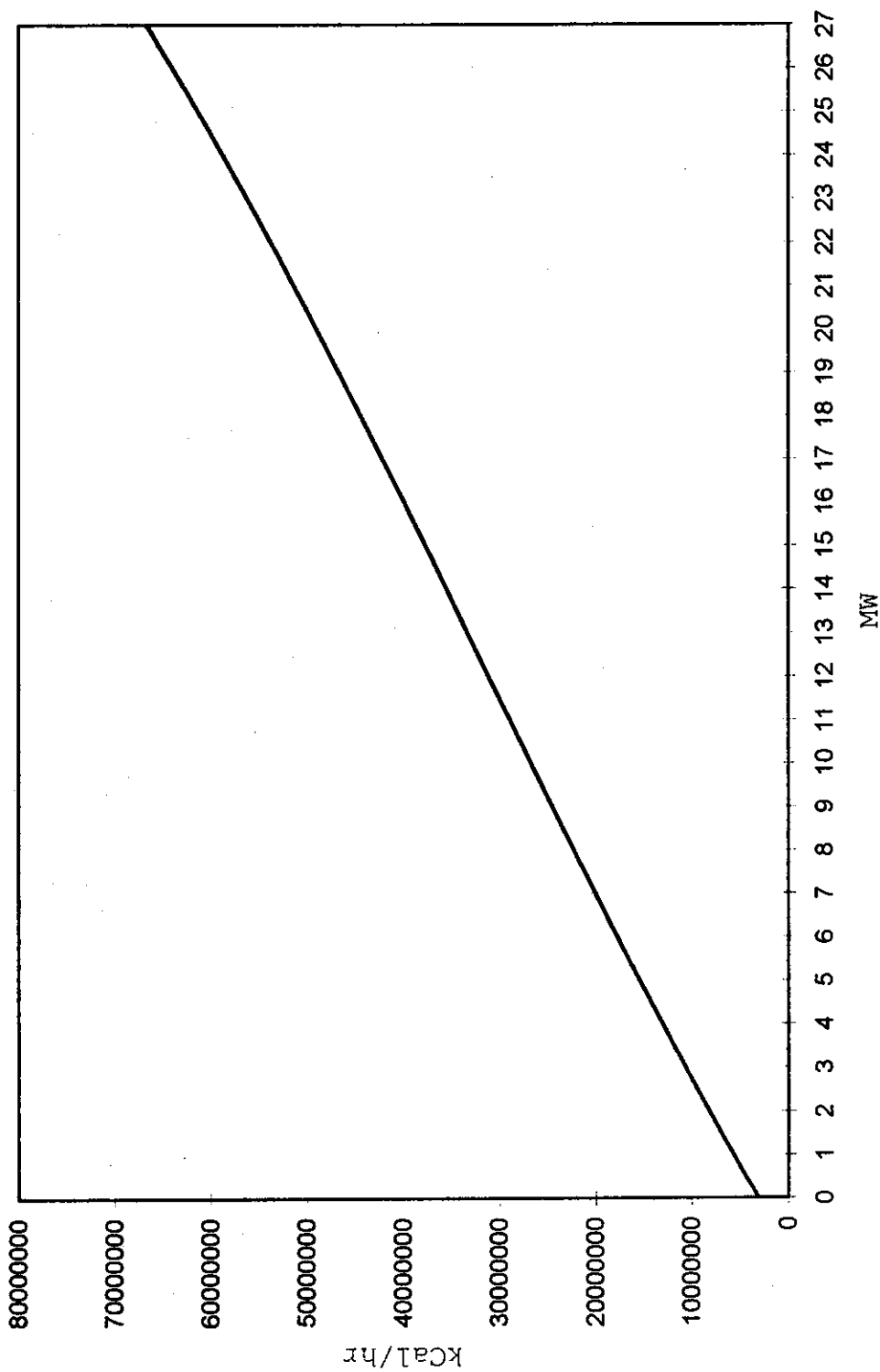


Figura 27 Gráfica consumo horario contra carga

3.4 Costo económico para las diferentes cargas

Este costo proviene únicamente del costo de combustibles para simplificar la cuantificación del mismo.

El combustible posee 149035 BTU/gal; cada galón de Bunker vale US\$0.34, para la carga óptima de la unidad de 25,000 kW, el costo será:

Costo por hora = US\$0.34/gal * 1 gal/149035 BTU * 9696.86
BTU/kW * 22080 kW

Costo por hora = US\$488.45

Tabla III

Razón de calor y costo por hora contra carga

CARGA (MW)	RAZÓN DE CALOR (kCal/KWH)	COSTO POR HORA (US\$)
0		0
1	5694.9	51.56
2	4105.6	74.34
3	3556.5	96.59
4	3268.9	118.37
5	3086.9	139.73
6	2958.7	160.71
7	2862.1	181.37
8	2785.8	201.76
9	2723.7	221.92
10	2672.2	241.91
11	2628.8	261.78
12	2591.9	281.57
13	2560.6	301.35
14	2533.9	321.15
15	2511.4	341.04
16	2492.6	361.05
17	2477.2	381.25
18	2465.0	401.67
19	2455.6	422.38
20	2449.0	443.41
21	2445.0	464.83
22	2443.6	486.68
23	2444.6	509.02
24	2448.0	531.88
25	2453.7	555.33
26	2461.6	579.41
27	2471.8	604.18

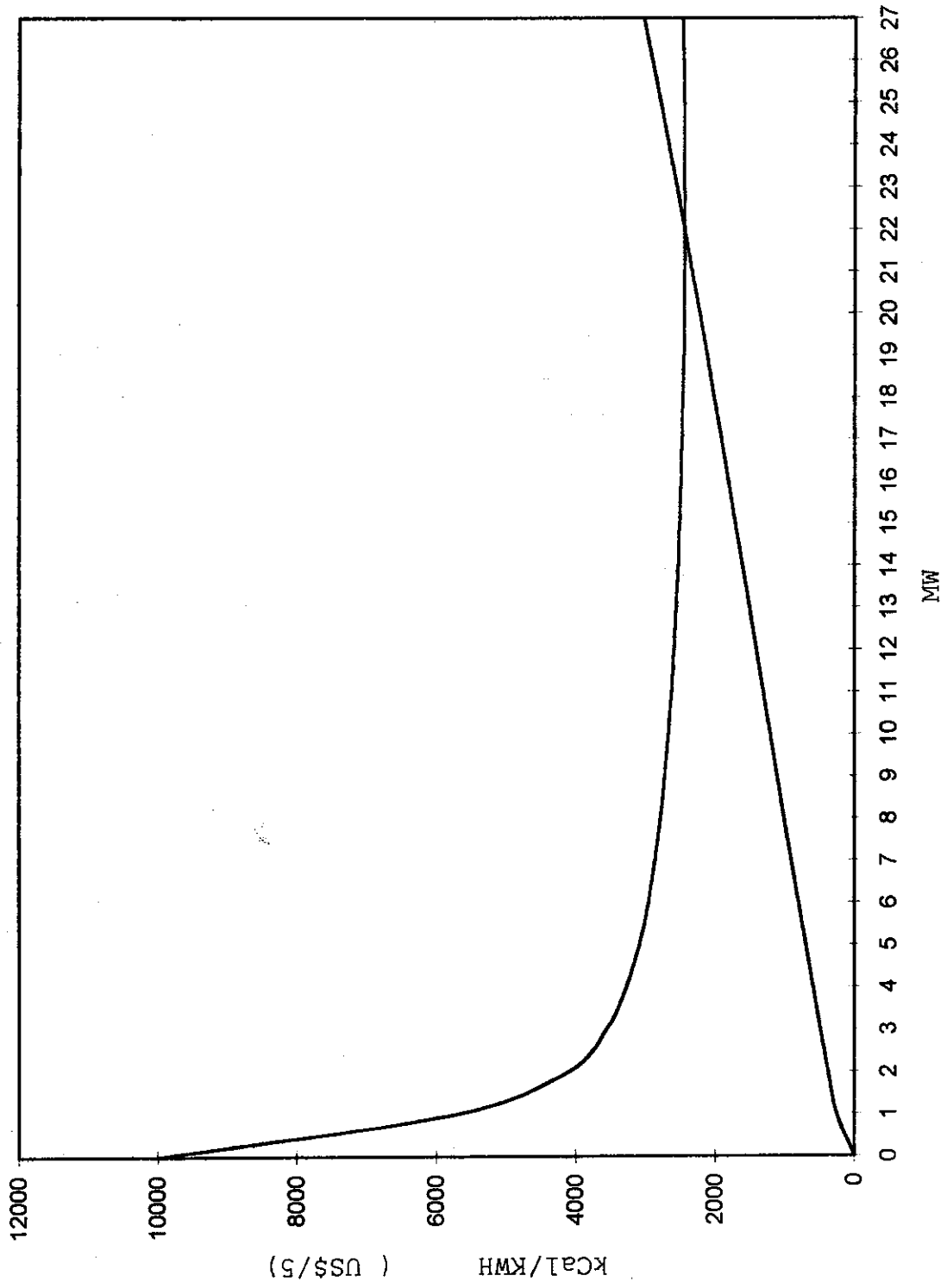


Figura 28 Gráfica razón de calor y costo por hora contra carga

CONCLUSIONES

1. Con base en el análisis termodinámico efectuado sobre el ciclo regenerativo de la unidad de 25,000 kW, de la central termoeléctrica Santa Ana, se pudo determinar que la carga óptima a la que debe operar la unidad es de 22,080 kW, para lograr el máximo aprovechamiento de poder calorífico del combustible. Esto llevará al ahorro económico.
2. Operar la unidad de 25,000 kW a una carga de 22,080 kW representa un costo de US\$488.45 por hora, con una eficiencia de turbina del 82.4%.
3. Con la instalación de la válvula de 4 vías y su correcta operación para realizar el retrolavado del condensador, se logró el 100% de confiabilidad, en la operación de la unidad.
4. Con la ayuda del método utilizado por la COMISIÓN FEDERAL DE ELECTRICIDAD EN MÉXICO, para la obtención de la curva de comportamiento real de la turbina de vapor, se facilitó enormemente el trabajo de análisis, ya que el método es más apegado a los principios termodinámicos.

RECOMENDACIONES

1. Es necesaria la instalación de un sistema de enfriamiento con capacidad de 25,000 gal/min, a circuito cerrado, para asegurar la confiabilidad de la unidad generadora, ya que en ciertas épocas del año, como en el período de zafra (noviembre a mayo), se escasea el agua de enfriamiento proveniente del río Guacalate.
2. Operar la unidad de 25,000 kW, a una carga máxima de 22,080 kW, para obtener el mejor balance termodinámico y económico, en la operación al alcanzar una eficiencia del 70.1% en el ciclo.

BIBLIOGRAFÍA

CATÁLOGOS DE "THE LUMMUS COMPANY".

CATÁLOGOS DE "LAVAL COMPANY".

CATÁLOGOS "GENERAL ELECTRIC TURBINE No. 80937".

BERNHARDT, G. A., et. al. **POWER STATION ENGINEERING AND ECONOMY**, U.S.A.: 1,948.

DE LORENZI, Otto. **COMBUSTION ENGINEERING**, U.S.A.: The Riverside Press, 1,947.

GAFFERT, G. A. **CENTRALES DE VAPOR**, México: Editorial Reverté, S.A., 1,973.

HUANG, Francis F. **INGENIERÍA TERMODINÁMICA FUNDAMENTOS Y APLICACIONES**, Quinta Edición, México: Compañía Editorial Continental S. A. De C. V., 1,989.

KEMMER. **MANUAL DEL AGUA, SU NATURALEZA, TRATAMIENTO Y APLICACIONES**, México: Editorial McGraw-Hill, 1,989.

MORSE, Frederick T. **CENTRALES ELÉCTRICAS**, Primera Edición, México: Compañía Editorial Continental S. A. De C. V., 1,961.

SEVERNS, W. H., et. al. **ENERGÍA MEDIANTE VAPOR, AIRE O GAS**, Quinta Reimpresión, México: Editorial Reverté S.A. de C.V., 1,994.

THE BABCOK & WILCOX COMPANY. **STEAM, ITS GENERATION AND USE**, 37th Edition, New York: 1,960.

