



T
621.4025
L426
C.2

**ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA
DEL LITORAL**

FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA



**“ANALISIS DE VARIACIONES EN LOS
RENDIMIENTOS TERMICOS DE UNA
PLANTA DE PODER A VAPOR”**

TESIS DE GRADO

PREVIA A LA OBTENCION DEL TITULO DE

INGENIERO MECANICO

PRESENTADA POR:

JAIME LUCAS LAYANA CHANCAY

GUAYAQUIL - ECUADOR

1989

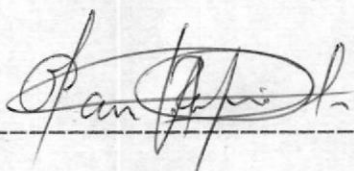
AGRADECIMIENTO

Al ING. EDUARDO RIVADENEIRA
Director de Tesis, por su
ayuda y colaboración para
la realización de este
trabajo.

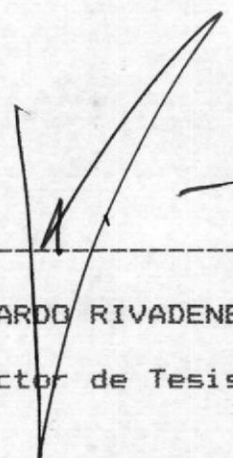
DEDICATORIA

A MIS PADRES

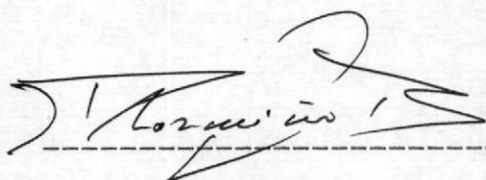
A MIS HERMANOS



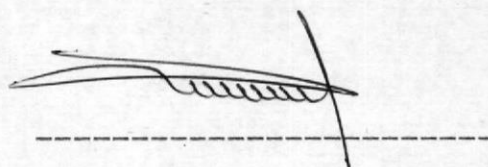
ING. MARCOS TAPIA
Sub-Decano de la Facultad



ING. EDUARDO RIVADENEIRA
Director de Tesis



ING. MARCOS PAZMINO
Miembro del Tribunal



ING. RAFAEL DROUET
Miembro del Tribunal

Jaime Layana Chancaay

(Reglamento de Exámenes y Títulos profesionales
de la ESPOL).

"La responsabilidad por los hechos, ideas y
doctrinas expuestos en esta tesis, me
corresponden exclusivamente; y, el patrimonio
intelectual de la misma, a la ESCUELA SUPERIOR
POLITECNICA DEL LITORAL".

DECLARACION EXPRESA

R E S U M E N

El presente trabajo consta básicamente de tres partes principales que a continuación se anotan:

Primero se introduce con una parte teórica, donde se analiza en forma completa los rendimientos térmicos en general, principalmente los de caldera, indicando donde se encuentran las mayores pérdidas y dando a conocer en forma resumida reglas de seguridad para el buen mantenimiento de las calderas.

La segunda parte importante del contenido de ésta tesis es el programa computacional, que previo a la introducción de los datos del Laboratorio de Energía de la ESPOL, y los de la Planta "Ing. Gonzalo Zevallos G.", nos calcula rápidamente los rendimientos térmicos del ciclo completo de las dos Centrales, y de cualquier otra que tenga los datos requeridos por el programa. Así también se podrán obtener los rendimientos de caldera y eficiencia de turbina.

Por último se realiza un análisis de las variaciones de los rendimientos térmicos y se comparan valores de la Planta Experimental (ESPOL) con la Central de Poder

grande (Salitral), concluyendo que éste análisis resulta interesante e importante en el campo económico para las grandes Centrales Termoeléctricas que diariamente están generando vapor.

I N D I C E G E N E R A L

	pág.
RESUMEN	VI
INDICE GENERAL	VIII
INDICE DE FIGURAS	XII
INDICE DE TABLAS	XIII
INTRODUCCION	15
1. RENDIMIENTOS TERMICOS	17
1.1. Medición del Trabajo y la Potencia Indicada.....	17
1.1.1. Trabajo Indicado	17
1.1.2. Potencia Indicada	19
1.2. Rendimientos Térmicos de Ciclos Ideales.....	20
1.3. Calor Absorbido por un Condensador	22
1.4. Otros Rendimientos	23
2. ANALISIS DE RENDIMIENTOS DE CALDERA	26
2.1. Sistemas de Generación de Vapor	26
2.1.1. Generador de Vapor	27
2.1.2. Máquina Térmica	27
2.2. Generalidades y Tipos de Caldera	28

2.2.1. Descripción General	28
2.2.2. Tipos de Caldera	31
2.2.3. Calderas Industriales : su división.....	33
2.3. Capacidad de Producción de Vapor de Caldera.....	34
2.4. Pérdidas Térmicas de las Calderas	37
2.4.1. Pérdidas de Calor Sensible	38
2.4.2. Pérdida por Combustión Incompleta	39
2.4.3. Pérdida de Calor por Radiación	40
2.5. Ensayos de Caldera	42
2.5.1. Rendimiento de Caldera	43
2.5.2. Rendimiento de Recalentador y Economizador	46
2.6. Mantenimiento y Sistemas de Seguridad de Calderas	47
2.6.1. Apertura de una Caldera	48
2.6.2. Limpieza	48
2.6.3. La Corrosión y su Prevención	49
2.6.4. Seguridad de Llama	52
2.6.5. Control de Nivel de Agua	52
2.6.6. Válvula de Seguridad	53
2.6.7. Tapones Fusibles	53
3. DETERMINACION DE LOS PARAMETROS QUE INCIDEN EN LOS RENDIMIENOS DE CALDERA Y PLANTA EXPERIMENTAL	54
3.1. Diagrama de Energía	54
3.2. Factores que Inciden en el Cálculo de los Rendimientos	55

3.2.1. Flujo de Agua de Alimentación	55
3.2.2. Flujo de Combustible y Vapor	57
3.2.3. Presiones y Temperaturas	58
4. ANALISIS EXPERIMENTAL Y OBTENCION DE DATOS	60
4.1. Descripción General de la Planta	60
4.1.1. Caldera	60
4.1.2. Supercalentador	63
4.1.3. Sistema de Combustible	64
4.1.4. Equipo de Tratamiento de Agua	65
4.1.5. Turbina de Vapor	66
4.2. Condición de Trabajo de los Equipos	67
4.3. Datos Experimentales para las diferentes Pruebas	71
4.3.1. Determinación de la Calidad del Vapor.....	71
4.3.2. Datos Obtenidos en la Planta Experimental de la Espol	76
4.3.3. Datos Obtenidos en la Planta de Inecel...	76
5. PROGRAMA COMPUTACIONAL	82
5.1. Equipo a Utilizarse	82
5.1.1. Factibilidad	82
5.1.2. Equipos	82
5.2. Lenguaje a Emplearse	83
5.3. Diagrama de Flujo del Programa	84
5.4. Variables Utilizadas en el Programa	89

BIBLIOGRAFIA130

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES127

8.4. Resultados124

8.3. Metodología Utilizada124

Experimental y la Central de Poder122

8.2. Relación de Parámetros entre la Planta
Poder120

8.1. Descripción de Parámetros de la Central de
A LA PRACTICA120

8. EXTRAPOLACION DE LA METODOLOGIA EXPERIMENTAL

7.3. Valores Totales Obtenidos117

7.2. Valores Obtenidos en cada equipo de la Planta. 114

7.1. Condiciones Iniciales y Finales113

EXPERIMENTAL113

7. INTERPRETACION DE RESULTADOS DE LA PLANTA

6.3. Relación de los Efectos en la Planta Experi-
mental con los de una Central de Poder107

Térmico99

6.2. Sentido de la Variación del Rendimiento
Planta Experimental99

6.1. Cambio de las Condiciones Finales en la

6. EFECTO DE LA VARIACION DEL RENDIMIENTO TERMICO99

5.5. Descripción del Programa91

INDICE DE FIGURAS

Núm.	Descripción	Pág.
1	Consumos Caroríficos teóricos y reales.....	25
2	Esquema de una Planta Generadora de Vapor o Máquina Térmica.....	29
3	Vista Lateral de la Caldera Cilíndrica.....	31
4	Cálculo de línea de Condición.....	92
5	Variación de la Presión en la Caldera.....	101
6	Variación del rendimiento de Caldera con la carga.....	105

I N D I C E D E T A B L A S

Núm.	Descripción	Pág.
1	Variación del agua de alimentación a la Caldera con la carga.....	56
2	Variación del flujo de vapor y de combustible con la carga.....	57
3	Prueba en los Calorímetros de Separación y Estrangulamiento.....	71
4	Determinación de la Calidad en Calorímetro de Estrangulamiento.....	73
5	Determinación de la Calidad en Calorímetro de Separación.....	74
6	Calidad real combinando los Calorímetros de Separación y Estrangulamiento.....	75
7	Valores obtenidos en la Turbina (Espol) para calcular su eficiencia a distintas cargas.....	77
8	Datos para determinar rendimiento del ciclo de la Planta (Espol) a diferentes cargas.....	78
9	Datos para determinar rendimiento de caldera (Espol) a diferentes cargas.....	79

10	Datos para determinar rendimiento del ciclo en Planta de Inecel a diferentes cargas.....	80
11	Datos para determinar rendimiento de Caldera (Inecel) a diferentes cargas.....	81
12	Variables Utilizadas en la Steamsub.....	93
13	Subrutinas del Steamsub.....	94
14	Resultados Finales en la Planta Experimental al variar la carga.....	100
15	Resultados en la Planta Experimental al variar la presión de Caldera.....	102
16	Variación de los Grados de Recalentamiento en los Rendimientos de la Planta Experimental.....	103
17	Resultados en la Planta de Poder (Inecel) a diferentes cargas.....	108
18	Porcentaje de aumento en los rendimientos cuando la carga se incrementa un 87.5%.....	110
19	Resultados en la Planta de Inecel al variar la presión de la Caldera.....	111
20	Resultados en la Planta de Inecel al variar los grados de recalentamiento.....	112
21	Datos Experimentales en el Condensador.....	115
22	Datos Experimentales en el Supercalentador.....	115
23	Rendimiento para cada uno de los equipos de la Planta Experimental.....	116

I N T R O D U C C I O N

En una Planta de Poder a Vapor se pueden hacer las variaciones necesarias de los valores de presión y temperatura, para de esta manera obtener mejores rendimientos térmicos en sus equipos. Estas variaciones se las hace generalmente en los **parámetros iniciales del vapor** que se los entiende por la temperatura y la presión del vapor a la entrada de la turbina y sus parámetros correspondientes a la salida de los generadores de vapor.

Las Centrales Termoeléctricas con turbinas de vapor que usan combustible orgánico emplean el vapor recalentado (como la central de INECEL) , cuyo estado se determina por la temperatura y la presión. A su vez, la presión del vapor determina unívocamente la temperatura de saturación. De este modo, los parámetros iniciales del vapor se reducen a dos temperaturas: la del vapor recalentado y la del vapor saturado.

La variación de los parámetros iniciales del vapor, aumentando su capacidad de trabajo y la caída disponible de calor, es una de las fuentes principales de economía de combustible en las centrales termoeléctricas.

Por lo tanto, el progreso técnico en las centrales de poder se revela en sumo grado en la elevación de los parámetros iniciales del vapor. Así, en el curso de los últimos 50 años la presión inicial del vapor aumentó desde 217 - 290 psi hasta 3.400 - 3.545 psi, es decir, 12 - 16 veces, y la temperatura inicial desde 660 hasta 1000 °F, es decir, un 55 - 60 % .

Lo anotado anteriormente nos señala la importancia en realizar variaciones de los distintos parámetros en la Planta Experimental, para luego hacer el mismo cambio en una Central de Poder mucho más grande y de mayor capacidad de producción de vapor, y así obtener mejoras en el rendimiento sin arriesgar una parada obligatoria de la planta.

CAPITULO 1

RENDIMIENTOS TERMICOS

1.1. MEDICION DEL TRABAJO Y LA POTENCIA INDICADA

En éste capítulo trataremos el problema de como medir el trabajo indicado, así como de sus potencias respectivas y de los ciclos mecánicos completos.

1.1.1. Trabajo indicado .- Este tipo de trabajo sólo interesa en las máquinas de pistón con movimiento alternativo. Estas máquinas describen ciclos mecánicos completos y el trabajo gastado en vencer la presión atmosférica durante una carrera del pistón se compensa por el efectuado por el medio exterior. Se puede calcular el trabajo indicado de un ciclo mecánico a partir del diagrama indicador. Este diagrama es un registro gráfico de la variación de la presión y del volumen de la sustancia de trabajo en un cilindro, a medida que el

émbolo se mueve con movimiento alternativo. El registro se obtiene con un indicador. Este indicador dibujará un diagrama cuya área es proporcional al trabajo efectuado sobre o por el fluido únicamente si la presión registrada por el indicador es sensiblemente la que actuó sobre el pistón.

El trabajo indicado efectuado por un mecanismo real de pistón con movimiento alternativo se encuentra integrando la ecuación:

$$dW = p_{id} dV \quad (1)$$

$$W(\text{ind}) = \int p_{id} dV \quad (2)$$

La integración de la ecuación (2) se puede efectuar gráficamente midiendo el área del diagrama indicador y calculando la presión media, llamada también presión media indicada:

$$P_{mi} = \frac{\text{área del diagrama}}{\text{longitud de base}} \times \text{escala de ordenadas}$$

La presión media indicada puede definirse como la presión constante que actuando durante

una carrera, ejecuta la misma cantidad de trabajo que efectúa la presión variable actuando durante todas las carreras que componen el ciclo. Por tanto el trabajo indicado es el siguiente:

$$W(\text{ind}) = P_{mi} \times \text{área pistón} \times \text{longitud de carrera}$$

$$W(\text{ind}) = P_{mi} \times A \times L \quad (3)$$

1.1.2. Potencia Indicada .- Como sabemos que la potencia indicada puede expresarse en función del trabajo entonces de la ecuación (3) tenemos:

$$W(\text{ind}) = P_{mi} \times V_d$$

donde $V_d = A \times L$ es el desplazamiento del pistón. Luego para obtener la potencia a partir de la P_{mi} , se divide por un factor de conversión de 4.500 si queremos la potencia en CV y 33.000 si la queremos en HP.

La fuerza que corresponde a una presión de P_{mi} es $P_{mi} \times A$, donde "A" el área del émbolo. Esta fuerza actúa a lo largo de una distancia igual a la carrera del émbolo L , de modo que el trabajo por carrera es $P_{mi} \times A \times L$, el cual

también es el de un diagrama completo. Si el número de diagramas o número de ciclos por minuto es N , entonces el trabajo por minuto es $P_{mi} \times A \times L \times N$.

La potencia indicada es, por tanto:

$$CV_i = \frac{P_{mi}LAN}{4500} \quad \text{ó} \quad HPI = \frac{P_{mi}LAN}{33.000}$$

Así como el trabajo indicado se puede también medir el trabajo sobre un eje cualquiera, este trabajo se llama Trabajo al Freno o bien trabajo en el eje. Puesto que el eje acciona algo, el trabajo puede medirse similarmente mas allá de él, según se desee. En la generación de energía eléctrica por ejemplo, el eje mueve un generador cuya producción, siendo la electricidad, se llama Trabajo Indicado.

1.2. RENDIMIENTOS TERMICOS DE CICLOS IDEALES

Antes de introducir el concepto de rendimiento térmico de una máquina térmica, podemos decir que el rendimiento en general es la relación entre la salida (energía solicitada) y la entrada (energía que cuesta), pero estas deben ser definidas claramente,

y decimos que en una máquina térmica la energía solicitada es el trabajo y la energía que cuesta dinero es el calor de la fuente de alta temperatura (indirectamente, el costo del combustible). Podemos definir el rendimiento térmico así:

$$n = \frac{\text{producción de trabajo del sistema (energía solicitada)}}{\text{energía cargable al sistema o consumida (energía que cuesta)}}$$

Para ciclos y máquinas ideales, el numerador y el denominador son valores iguales que se definen para cada sistema ideal considerado. Existen ciclos ideales como lo son el ciclo de Rankine y el ciclo de Carnot. En el ciclo de Carnot que es el que tiene un mayor rendimiento térmico, una máquina térmica recibe calor de un depósito a temperatura alta y expide calor a otro a temperatura baja, admitiendo que las dos temperaturas, alta y baja, permanecen constantes, sin importar la cantidad de calor transmitido.

El ciclo de Rankine es un ciclo ideal para una planta de fuerza de vapor. En este caso el rendimiento depende de la temperatura promedio a la cual se añade el calor, y de la temperatura promedio a la cual el calor es cedido. En el ciclo de Rankine el

rendimiento térmico es más bajo que el de Carnot, en cambio que en el de Rankine incluye la posibilidad de sobrecalentar el vapor, y de esta manera podría aumentar en algo su rendimiento.

1.3. CALOR ABSORBIDO POR UN CONDENSADOR

Primero definiremos lo que es un condensador de vapor para luego realizar el balance térmico.

Los condensadores de vapor son aparatos en los cuales se condensa el vapor de escape procedente de máquinas y turbinas, y de donde el aire y otros gases no condensables son evacuados en forma continua.

Empleando condensadores de vapor se tiene dos ventajas:

- 1.- Disminuye la presión de escape, con el consiguiente aumento de energía utilizable, y
- 2.- Se recupera el condensado para utilizarlo como agua de alimentación a la caldera.

El tamaño del condensador y equipo anexo depende de la entalpía total del vapor entrante, y de la cantidad y temperatura del agua de refrigeración. Cuando el condensador va directamente acoplado a un grupo generador-máquina ó generador-turbina de vapor, sin recalentamiento y extracción, la entalpía

suministrada al condensador es la suministrada a la máquina motriz, cuyo escape va al condensado, menos la convertida en trabajo y la consumida en pérdidas del generador, rozamientos, convección, radiación y otras pérdidas no determinables fácilmente.

Por consiguiente:

$$M_s H_t = M_s H_x + \frac{860 K}{E_m}$$

$$H_x = H_t - \frac{860 K}{E_m M_s}$$

H_x = entalpía del vapor en el escape, Kcal/Kg

H_t = entalpía del vapor en la estrangulación, Kcal/Kg

860 = equivalente a 1 KW-hr, Kcal/KW-hr

K = carga de la máquina motriz, KW

M_s = vapor suministrado a la máquina motriz, Kg/hr

E_m = rendimiento eléctrico y mecánico combinado de la máquina motriz, expresado en fracción decimal incluyendo todos los rozamientos, pérdidas eléctricas, convección y radiación.

1.4. OTROS RENDIMIENTOS

El consumo calorífico es un factor a considerar tanto en el ciclo como en el conjunto formado por el hogar

y el ciclo.

$$\text{Consumo Calorífico} = \frac{\text{Calor Consumido}}{\text{Unidad de trabajo}}, \quad \frac{\text{Kcal}}{\text{Kw-hr}}$$

El consumo calorífico del ciclo se define como el calor consumido por unidad de trabajo producido. El consumo calorífico global se define como la relación entre el poder calorífico del combustible y el trabajo producido por el ciclo. En estas relaciones se incluye normalmente el rendimiento del equipo eléctrico. El rendimiento global de una central depende de los rendimientos de los componentes:

$$N_g = \frac{\text{Consumo calorífico global total}}{\text{Consumo calorífico total real}}$$

Según Knowlton, Thermal Efficiency sugiere un rendimiento del 71.4 %, en la Figura # 1 se representa los consumos caloríficos teóricos y reales correspondientes a un ciclo de vapor de agua regenerativo con recalentamiento intermedio.

- Generador de vapor de agua 90%
- Turbina de vapor de agua 87%

- Generador Eléctrico	98.2%
- Circuito de agua de realimentación y calentadores	97.5%
- Bomba de alimentación	98%
- Elementos Axiliares	97%

producto, $n = 71.4\%$

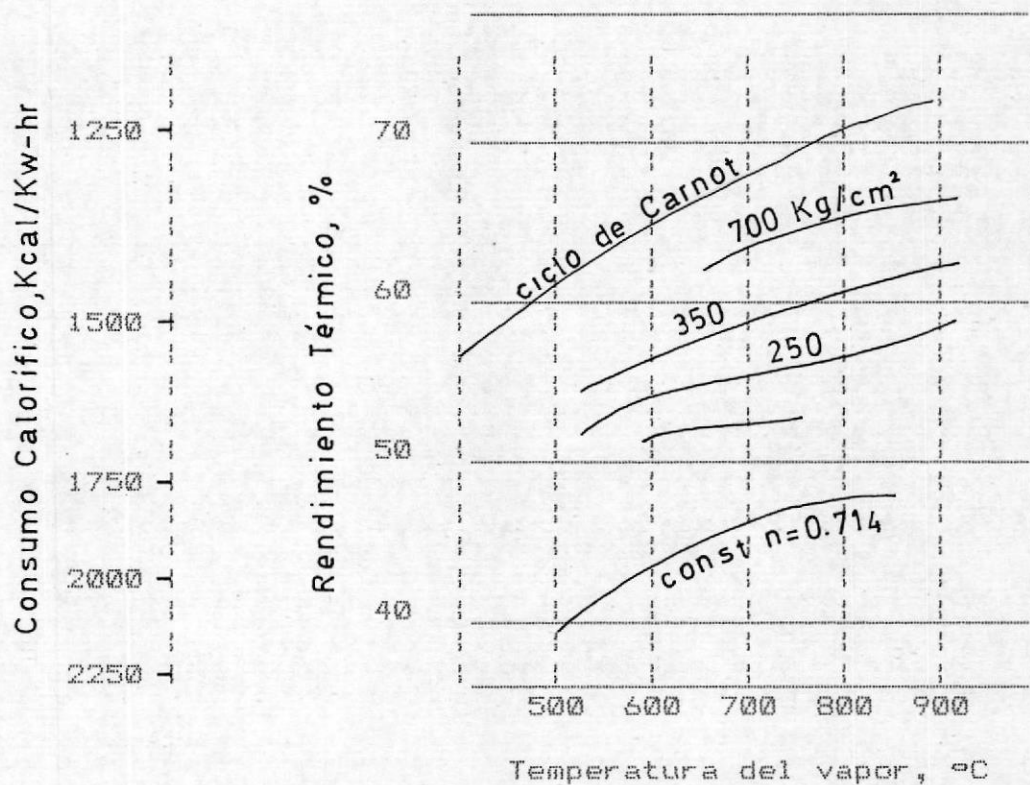


FIGURA 1 .- Consumos caloríficos teóricos y reales

C A P I T U L O 2

ANALISIS DE RENDIMIENTOS DE CALDERA

2.1. SISTEMAS DE GENERACION DE VAPOR

Los métodos para generar vapor se los tenía en mente en la antigüedad, por lo que analizaremos brevemente esta parte.

El vapor, como fuerza expansiva ya se lo conocía 150 años A.C. cuando el físico Hero de Alejandría, en su tratado "Neumática" describe sencillos instrumentos primitivos usados en propósitos triviales, para luego en su libro "La Máquina de Hero" describir la famosa esfera giratoria que, mediante el principio de Acción y Reacción se convierte en el primer equipo rotativo pionero de lo que hoy es la turbina de vapor.

Solamente al término del siglo XVI y principios del XVII empiezan a publicarse tratados sobre la generación del vapor y sus usos al punto de que en 1.699 se exhibe ante la Real Sociedad Inglesa un modelo de máquina a vapor diseñada por Thomas Savery, la cual se la utilizaba para elevar agua.

2.1.1. Generador de Vapor..- Las expresiones Generador de Vapor ó Unidad Generadora de Vapor significa: La caldera con su hogar mas todos los diversos accesorios, como son el equipo quemador de combustible, el recalentador, los serpentines de los supercalentadores, el economizador y el calentador de aire.

Los elementos básicos de una Planta de Vapor en cambio incluyen, además del generador de vapor (caldera) otras piezas importantes como lo son la turbina en conjunto con el generador eléctrico, el condensador, las bombas de condensado (o bombas de vacío), las cuales bombean el condensado a la presión atmosférica, bombas de alimentación que bombean agua tomada a la presión atmosférica y la introducen en la caldera , precalentadores de agua de alimentación y otros accesorios de menor importancia.

2.1.2. Máquina Térmica .- La planta de generación de poder o también llamada Máquina Térmica es un sistema que recibe calor y desarrolla trabajo mientras realiza un ciclo termodinámico.

Un ejemplo típico de Máquina Térmica lo constituye la planta de generación de vapor

(ver Figura 2). El vapor procedente de la caldera se expande adiabáticamente en la turbina, desarrollando trabajo hasta una presión mucho menor. En el condensador el vapor disipa calor al transformarse en líquido. Puesto que la presión en éste es mucho menor que la presión en la caldera, una bomba incrementa la presión del líquido para introducirlo en ésta, requiriéndose un trabajo negativo. Mediante la adición de calor en la caldera se transforma el líquido en vapor, completándose así el ciclo termodinámico.

2.2. GENERALIDADES Y TIPOS DE CALDERA

2.2.1. Descripción General .- La caldera o generador de vapor puede definirse como un equipo en el que, mediante la utilización de la energía química contenida en un combustible a través de un proceso exotérmico de combustión hace que el agua cambie de su estado líquido al de vapor convirtiéndose esta energía calórica en la energía potencial y térmica que posee como vapor.

El primer caldero se patentó en el año 1766 por William Blakey y de allí hasta la fecha, con el mismo principio fundamental se diseñan

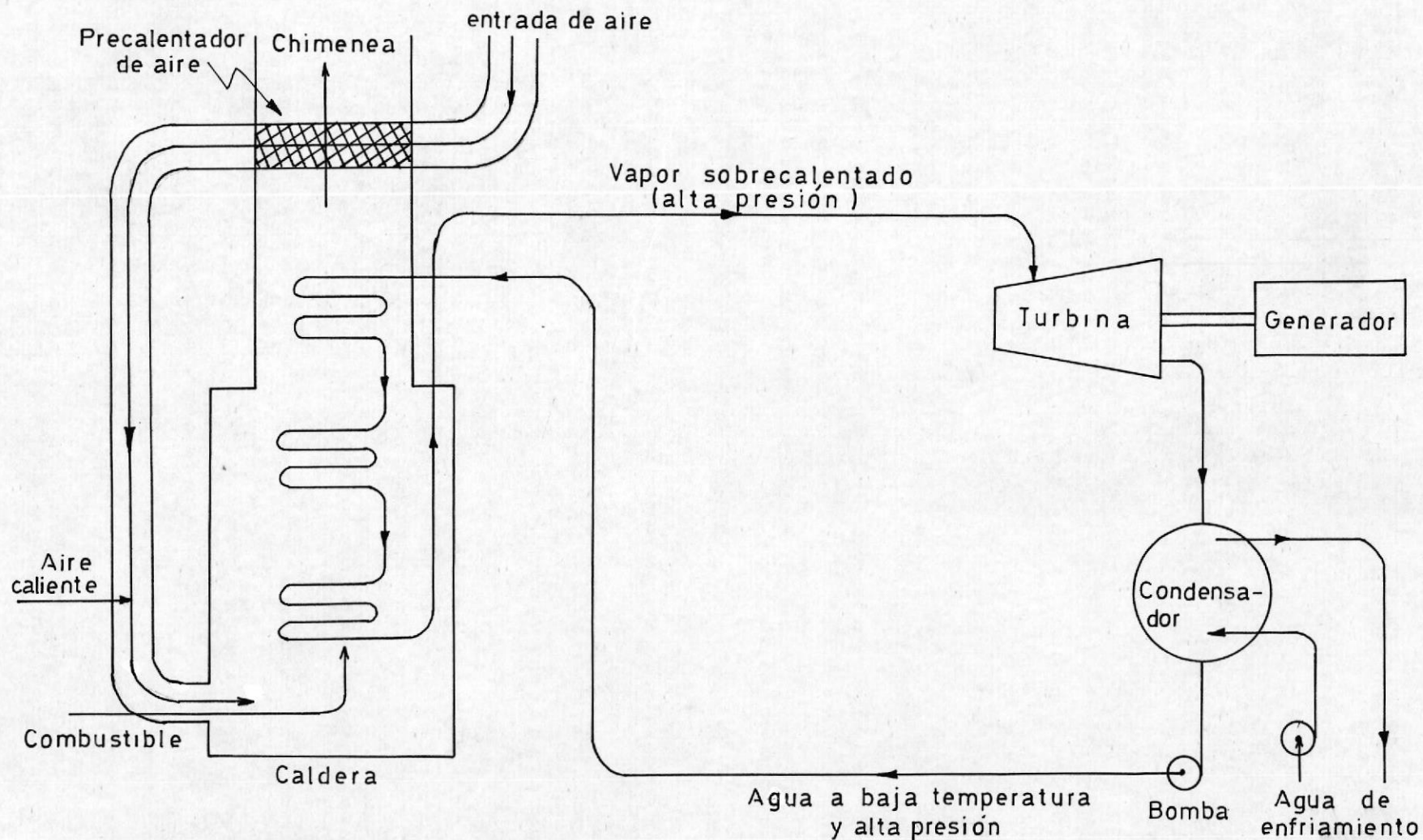


FIGURA 2.- Esquema de una Planta Generadora de Vapor o Máquina Térmica

calderas altamente tecnificadas en inversión y eficiencia hasta llegar a producir 6'600.000 lbs/hr de vapor a presiones supercríticas de 5.500 psi y temperaturas de 1.150 °F.

Estos principios básicos no han variado. Los cambios fundamentales se han dirigido al mejoramiento de la absorción de las fuentes de calor, mediante un más alto conocimiento técnico de los procesos básicos de transferencia de calor, esto es conducción, convección y radiación.

Originalmente las calderas no eran sino recipientes cerrados sostenido sobre una fuente de calor similar al calentamiento de una olla sobre una cocina. En estos casos la combustión se llevaba a efecto fuera del recipiente, y las pérdidas eran muy elevadas. Posteriormente estos ambientes se fueron cerrando para evitar fugas de calor y se constituyeron los hogares exteriores, los mismos que luego se forraron con material refractario y otros materiales que son altamente aislantes y resistentes a la temperatura. Sin embargo a pesar de esto las pérdidas representaron hasta el 20% de la energía generada por el combustible.



Entonces se diseñó la caldera con hogar interior, esto es, que el recinto donde se produce la combustión esta rodeado por el fluido de trabajo, en este caso las pérdidas se limitaron al 4% .

2.2.2. Tipos de Calderas .- Existen algunos tipos de calderas y muchos de estos estan disponibles, pero sólo mencionaremos unos cuantos:

Caldera Cilíndrica: también se la denomina caldera de tubos de humo y consiste en un gran cilindro cruzado por tubos de varios diámetros por dentro de los cuales fluyen los gases de la combustión transmitiendo su energía a la masa líquida que lo rodea. Los "humos" van y vienen constituyendo los **pasos** que son característicos de cada diseño, (Figura 3).

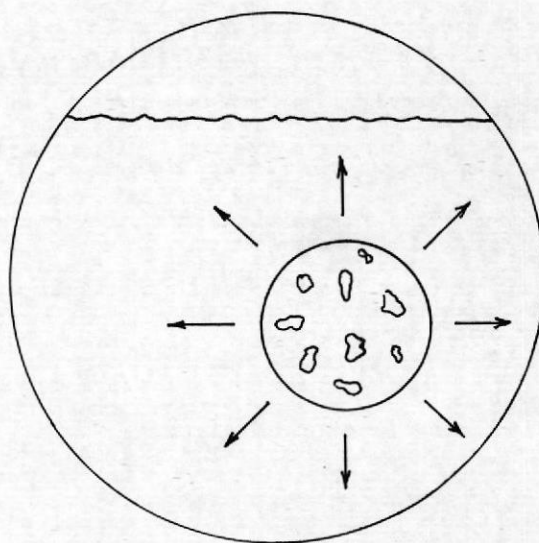


FIGURA 3 .- Vista frontal de la caldera cilíndrica.

A mayor presión de operación se necesita aumentar el espesor del recipiente, y aquí es donde interviene el factor económico, por lo que las calderas cilíndricas quedaron limitadas a niveles de aproximadamente 150 psi de operación, y se las utiliza en instalaciones pequeñas y baratas, a veces portátiles.

La presión que soporta el cilindro (tubo) se determina por la relación:

$$P = \frac{2xt \times S}{De}$$

donde "t" es el espesor, "S" la resistencia a la tensión y "De" es el diámetro exterior del recipiente. Con esta relación podemos decir que, para aumentar la presión de operación P, debemos aumentar el espesor del recipiente, y si aumentamos su tamaño para producir más vapor (mayor De) menor será la presión que mecánicamente puede resistir el cilindro.

Calderas Acuotubulares: Para contrarrestar la inversión se cambió el diseño a calderas acuotubulares o de tubos de agua, las mismas que reemplazan el cilindro por una serie de

tubos por los que circula el agua, teniendo la fuente de calor en el exterior.

Este sistema permitió mayores presiones al usar recipientes (tubos) de menor diámetro, más área de transferencia con mayor aprovechamiento de calor, y una relativa configuración física que puede ser modificada en función de las necesidades de espacio.

2.2.3. Calderas Industriales : su división .- Los calderos industriales pueden dividirse en:

- a) Calderas de Coraza Vertical
- b) Calderas de Coraza Horizontal
- c) Calderas de Tubos de agua
- d) Calderas tipo Paquete
- e) Calderas Seccionales

Los equipos auxiliares de una caldera industrial son:

- Suministro de agua de alimentación
- Calentadores del agua de alimentación
- Economizadores
- Calentadores de aire
- Supercalentadores
- Sistema de suministro de combustible
- Quemador

- Sistema de instrumentación
- Soplador de hollín

2.3. CAPACIDAD DE PRODUCCION DE VAPOR DE CALDERA

La producción de un generador de vapor se da frecuentemente en kilogramos de vapor por hora, pero como el vapor posee diferentes cantidades de energía a distintas presiones y temperaturas, aquel sistema no mide exactamente la energía producida.

La capacidad de una caldera de vapor se expresa mas correctamente en forma de calor total transmitido por las superficies de caldeo en kilocalorias por hora. Debido a que este valor numéricamente es grande, la ASME recomienda como unidades la Kilo-BTU/hora ó la Mega-BTU/hora.

$$1 \text{ Kilo-BTU} = 1000 \text{ BTU} = 254 \text{ Kcal}$$

$$1 \text{ Mega-BTU} = 1.000.000 \text{ BTU} = 254.000 \text{ Kcal}$$

El proceso de transmisión de calor, que tiene lugar en un generador de vapor, es un proceso de flujo constante, en el cual el calor transmitido es igual a la variación de la entalpía del fluido. Por consiguiente, la producción de la caldera medida por el calor absorbido por el agua y vapor será, en Kcal:

$$Q = M_s (h - h_f) \quad \text{Kcal/hr} \quad (A)$$

Q = producción de la caldera en Kcal/hr

M_s = masa del vapor producido por la caldera, en Kg/hr

h = entalpía de 1 Kg de vapor a la presión y título observados, en Kcal/Kg

h_f = entalpía del líquido de 1 Kilo de agua de alimentación en las condiciones en que dicha agua llega a la caldera, en Kcal/Kg.

Cuando la masa de vapor M_s es la cantidad máxima que la caldera puede producir por hora a la temperatura de trabajo especificada, entonces la fórmula (A) da la Capacidad Máxima. Pero si M_s representa la masa de vapor que la caldera puede producir con máxima eficiencia, la producción correspondiente se denomina Capacidad Normal.

La potencia en HP de caldera, tal como fué establecida en 1889 por la ASME, estaba basada en una máquina de vapor que empleaba 30 libras de vapor por HP-hr a una presión relativa de 4.9 Kg/cm² y con el agua de alimentación de la caldera a 38.5 °C. Esto corresponde a la vaporización de 15.66 Kg de agua por hora a 100 °C lo cual significa la conversión de 15.66 Kg de agua por hora a 100 °C en vapor saturado a 100 °C, a la presión atmosférica (1.033 Kg/cm²).

En estas condiciones cada Kg de vapor producido requiere la entalpía de vaporización a la presión atmosférica, la cual vale 543.4 Kcal.

Por consiguiente la capacidad de una caldera podrá expresarse de la siguiente forma:

$$\text{HP de Caldera} = \frac{M_s (h - h_f)}{543.4 \times 15.66}$$

en donde M_s , h , h_f tienen el mismo significado que para la fórmula (A). Aunque el término "HP de caldera" no se considera actualmente como una unidad aceptable de capacidad de caldera, el hecho de haberse empleado durante muchos años exige que el profesional y técnico conozca su significado y limitaciones.

RENDIMIENTO DE CALDERA .- El rendimiento de las calderas depende en parte de la capacidad de producción de vapor y de su potencia nominal.

El rendimiento de una caldera de vapor, en condiciones de funcionamiento cualesquiera, es la relación entre el calor transmitido, que se manifiesta como una diferencia de entalpías, y la energía suministrada en forma de combustible, es

decir:

$$\eta_{\text{cal}} = \frac{m (h_4 - h_1)}{Q_a}$$

Para dar una explicación más exacta de la ecuación anterior puedo decir que el calor transmitido $(h_4 - h_1)$ es la energía cedida al agua de la caldera para convertirla en vapor, $(m, \text{lb/min})$ y la energía suministrada, $(Q_a, \text{Btu/min})$ es la desprendida al arder el combustible en el hogar.

2.4. PERDIDAS TERMICAS DE LAS CALDERAS

La mayor parte de las plantas de poder a vapor trabajan con un rendimiento térmico inferior al 60 %, lo cual significa que de cada galón de combustible consumido se pierden por diversos caminos más de 2 litros. Incluso en las instalaciones más modernas y trabajando en las mejores condiciones es inevitable cierta pérdida, ya que además se llega siempre a un punto en el que una mejora de rendimiento resulta tan cara que anula todas las ventajas.

Una caldera que trabaje con 75% de rendimiento puede considerarse satisfactoria. Con una caldera que consuma 10.000 galones de combustible semanales, un ahorro del 10 al 15% es de considerable valor,

cualquiera que sea el precio del combustible.

La mayor pérdida térmica de las pequeñas instalaciones de calderas se debe al calor sensible que se marcha con los humos. Si la caldera funciona con tiro natural, es esencial una temperatura mínima de los humos de 200 °C, pues con humos más fríos se reduce seriamente la intensidad del tiro; y si se emplea tiro mecánico con economizador y calentador de aire, se requiere en los humos una temperatura no inferior a 120 °C, es decir que aún en este caso es inevitable cierta pérdida. Excesivas pérdidas térmicas pueden ser causadas por mala graduación de los registros, mal ajuste de la puerta del hogar o mantenerla indebidamente abierta, fugas entre la caldera y su montaje de refractarios, y refractarios porosos o juntas agrietadas entre los mismos.

2.4.1. Pérdidas de Calor Sensible .- Para deducir el valor de la pérdida térmica por los humos es necesario, si se desea exactitud, conocer la composición del combustible, el peso de los humos por Kg de combustible y las temperaturas inicial y final del aire y de los humos. En la práctica, para mayor rapidez la pérdida térmica calculada, por el tanto por ciento de ácido carbónico en los humos y la temperatura final de éstos, suele ser suficientemente

exacta. Esta pérdida viene dada por la fórmula :

$$\frac{t - 24}{1.45(CO_2 + 0.75)} = \text{pérdida en \%}$$

donde t = temperatura final de los humos.

2.4.2. Pérdida por Combustión Incompleta .- El índice de la combustión incompleta se tiene en la presencia de óxido de carbono en los humos. Con 10 a 12 % de CO_2 y la ausencia de humo negro no hay que preocuparse de la combustión incompleta. Si son conocidos los tantos por ciento de CO y CO_2 , la pérdida debida a la formación de CO puede deducirse por la expresión :

$$\frac{CO}{CO_2 + CO} \times C \times 5.700$$

siendo C = peso del carbono, CO_2 y CO = tantos por ciento en volumen del bióxido y monóxido de carbono respectivamente, y 5.700 Kcal la diferencia entre los calores de combustión de 1 Kg de carbono convirtiéndose totalmente en CO_2 y CO.

Para lograr entender mejor la fórmula anterior citaremos el siguiente ejemplo :

Si los tantos por ciento de CO_2 y CO en los humos son del 14 y 0.15 % y el peso del carbono es de 0.752 Kg/Kg de combustible, entonces la pérdida por combustión incompleta será de :

$$\frac{0.15}{14 + 0.15} \times 0.752 \times 5700 = 148 \text{ Kcal}$$

y si el combustible tiene 7.000 Kcal/Kg, el tanto por ciento de pérdida será del :

$$\frac{148 \times 100}{7.000} = 2.1 \%$$

2.4.3. Pérdida de Calor por Radiación .- Siempre es posible encontrar una excusa legítima para cierta pérdida térmica por los humos; pero no hay excusa razonable para dejar al descubierto grandes porciones de superficies calientes, libres de irradiar calor y de provocar condensación. Una tubería descubierta de vapor a baja presión irradia aproximadamente 13.5 Kcal por mt^2 de superficie y por grado

:

centígrado de diferencia de temperatura entre el vapor y el aire que rodea a la tubería. Así pues, un tubo de 1.5 pulgadas que tiene una superficie exterior de 0.1548 mt² por metro de longitud irradiará en 100 mt de tubería desnuda con vapor a 6 Kg/cm² :

$$100 \times 0.1548 \times 13.5 (164-15) = 31.200 \text{ Kcal/hr}$$

lo cual representa una pérdida de :

$$\frac{31.200}{7.000} \times 12 = 53.5 \text{ Kg}$$

donde 7.000 es el Poder Calorífico del combustible (diesel); entonces se pierden 53.5 Kg de combustible por cada 12 horas de trabajo.

Con un adecuado recubrimiento de material aislante puede reducirse esta pérdida en un 80%. Todas las tuberías de vapor directo y de escape, y de condensado, las bridas, los cuerpos de válvula y las superficies aptas para irradiar calor, deben ir adecuadamente cubiertos con amianto, magnesia ligada con fibra de amianto, lana de vidrio u otro de los muchos materiales calorífugos que hoy se conocen.

2.5. ENSAYOS DE CALDERA.

Para la comparación de calderas de diferentes tipos es necesario que las cargas de capital, amortización, reparación y gastos de funcionamiento sean consideradas en conjunción con el rendimiento térmico, y así podrá averiguarse que por el mantenimiento de un alto rendimiento se acorta la vida útil de la caldera o resultan excesivos los gastos de funcionamiento y reparaciones, y que en consecuencia más vale no pretender un rendimiento tan alto.

La máxima economía no es consecuencia necesaria del máximo rendimiento, y en las pequeñas instalaciones de calderas la sencillez y la seguridad, junto con el mínimo de trabajo y mayor atención son de mayor importancia, por lo general, que una pequeña elevación del rendimiento.

La economía de combustible conseguida por un rendimiento térmico anormalmente alto es anulada por lo que cuesta la obtención de aquel rendimiento.

Cuando el ensayo de una caldera tiene por objeto averiguar el rendimiento con el cual se está trabajando durante cierto período, sin considerar el balance térmico, es necesario conocer el peso y el poder calorífico del combustible, el peso y la

temperatura del agua de alimentación y la presión y temperatura del vapor producido. Un ensayo de esta clase puede generalmente ser llevado a cabo por el maquinista o técnico encargado de la sala de calderas con uno o dos ayudantes, siempre que la toma de muestra de combustible haya sido correcta así como la deducción de su poder calorífico.

ENSAYO SIMPLE DE RENDIMIENTO .- Toda sala de calderas de importancia no muy grande, si está equipada con los medios necesarios para medir o pesar el combustible consumido y el agua evaporada, posee ya el equipo esencial para llevar a cabo un simple ensayo de rendimiento. Las lecturas de las temperaturas y presiones del vapor, así como de las temperaturas del agua en la caldera y en el economizador, se practicarán a intervalos regulares en correspondencia con las anotaciones del registro de combustible.

2.5.1. Rendimiento de Caldera .- Teóricamente podemos decir que el rendimiento de caldera viene dado por la expresión :

$$n(\text{cal}) = \frac{h_2 - h_1}{Q_a} = \frac{Mv(h_2 - h_1)}{Mf \times qh}$$

Así el rendimiento de caldera es la relación

entre la energía cedida al agua de la caldera que se manifiesta como una diferencia de entalpías ($h_2 - h_1$), y el calor añadido a la caldera, es decir la energía desprendida al arder el combustible en el hogar ($Q_a = M_f \times q_h$).

El tanto por ciento de calor absorbido por una caldera de vapor puede expresarse como sigue :

$$\frac{\text{Calor utilizado por la caldera}}{\text{Calor desarrollado en el hogar}} \times 100 = \% \text{ de rendimiento}$$

ó también podemos escribirlo de la siguiente manera :

$$\% \text{ de } n = \frac{P_{\text{agua}} (Q_{t_v} - Q_{t_{\text{agua}}})}{Q_h}$$

P_{agua} = peso de agua evaporada por Kg de combustible.

Q_{t_v} = calor total de 1 Kg de vapor desde 0°C .

$Q_{t_{\text{agua}}}$ = calor total de 1 Kg de agua de alimentación desde 0°C .

Q_h = poder calorífico del combustible.

Citaremos un ejemplo para mayor comprensión.

Las siguientes cifras son aproximadamente correctas para un ensayo de 10 horas con una caldera Lancáster :

Total de combust. consumido4300 Kg
 Total de agua evaporada.....32000 Kg
 Temperatura media del agua de alimentación..... 43 °C
 Presión media del vapor 10 Kg/cm²
 Poder calorífico del combust..... 7000 Kcal/Kg

El peso de agua evaporada por Kg de combustible es pues de $32.000/4.300 = 7.5$ Kg, desde una temperatura de 43 °C hasta llegar a vapor saturado a 10 Kg/cm². El rendimiento de la caldera, despreciando el vapor consumido por la bomba de alimentación y por las purgas será :

$$\frac{7.5 (663-43)}{7.000} \times 100 = 66.5 \%$$

donde :

Calor total de 1 Kg de vapor saturado a 10 Kg/cm²663 Kcal
 Calor total de 1 Kg de agua a 43 °C ...43 Kcal
 Calor total de 1 Kg de vapor a 10 Kg/cm² recalentado 66 °C699.3 Kcal

Estos son los calores totales del vapor y

agua, los cuales difieren según diversas autoridades. Fueron admitidos estos calores totales sobre 0 °C.

2.5.2. Rendimiento del Recalentador y Economizador .-

Como resultado del ensayo anterior (ejemplo) se encontró que la caldera, produciendo vapor recalentado a 10 Kg/cm² con 66 °C de recalentamiento, dió una producción media de 7.5 Kg de vapor por Kg de combustible. La temperatura media del agua al entrar en el economizador es de 43 °C y al entrar en la caldera de 127 °C ; el poder calorífico superior del combustible es de 7.000 Kcal/Kg.

Los tantos por ciento de calor absorbidos por caldera, economizador y recalentador serán :

$$\text{CALDERA} \quad \frac{7.5(663-127)}{7.000} \times 100 = 59 \%$$

$$\text{CALDERA Y ECONOMIZADOR} \quad \frac{7.7(663-43)}{7.000} \times 100 = 68.2 \%$$

$$\text{ECONOMIZADOR} \quad 68.2 - 59 = 9.2 \%$$

$$\text{RECALENTADOR} \quad \frac{7.7(699.3-663)}{7.000} \times 100 = 4 \%$$

El calor total absorbido por la caldera, economizador y recalentador será pues de $59\% + 9.2\% + 4\% = 72.2\%$.

Resulta entonces que de las 7.000 Kcal que produce cada Kg de combustible, se utiliza en el calentamiento del agua de alimentación y en su transformación a vapor recalentado un 72.2% o sea 5.054 Kcal, mientras que el 27.8 % restante (1.946 Kcal), se pierde con los humos, el hollín, las escorias y por radiación.

2.6. MANTENIMIENTO Y SISTEMAS DE SEGURIDAD DE CALDERAS .

La vida de toda instalación generadora de vapor depende del cuidado y atención que reciba mientras se encuentra con presión y durante los periodos de reposo. El primer deber del técnico encargado de una caldera o de una batería de calderas es el de ponerse al corriente de la construcción general de las calderas, del montaje de las mismas, de sus accesorios y del sistema de tuberías.

Si no es posible verificar un completo examen interno deben consultarse los planos y enterarse de los espesores de planchas y tubos, métodos de arriostamiento, disposición de los conductos de humo y otras informaciones, como la carga de las válvulas de seguridad y las presiones y temperaturas del vapor

y del agua, que deben tenerse prolijamente anotadas.

2.6.1. Apertura de una Caldera. - Al abrir una caldera para darle su mantenimiento periódico es necesario en primer lugar reducir totalmente su presión y luego dejarla enfriar lentamente, un enfriamiento rápido endurece las incrustaciones ya que es perjudicial para el ladrillo aislante que rodea la caldera y provoca excesivos esfuerzos en las juntas.

No deben ser enviadas a la caldera grandes cantidades de agua fría con objeto de enfriar el agua de la caldera o de reducir la presión, y la caldera nunca debe ser vaciada con presión. Es de extremada importancia el no pretender quitar una puerta cuando haya la menor posibilidad de que se encuentre bajo presión o vacío, y no se debe confiar en absoluto del manómetro. Antes de entrar en una caldera hay que asegurarse de que todas las conexiones de vapor, de agua y de purga están cerradas y bloqueadas, y deberán tomarse todas las precauciones contra una apertura accidental antes que la caldera se encuentre en condiciones de entrar en servicio.

2.6.2. Limpieza .- Es tan importante la limpieza de

las superficies interna y externa, que toda oportunidad debe ser aprovechada para quitar las acumulaciones de grasa, incrustaciones, lodo y hollín. La frecuencia con que una caldera debe ser abierta para su limpieza depende de la pureza del agua de alimentación y del régimen de evaporación. Si se emplea agua destilada o ablandada y se usan economizadores o calentadores previos del agua de alimentación, una caldera puede generalmente permanecer en funcionamiento por un período de 6 meses sin peligro de golpes de fuego ni de importante pérdida de rendimiento.

El período medio de trabajo cuando se usa agua sin tratar es probablemente de unos 3 meses, pero como esto depende mucho de la pureza del agua, sólo la experiencia es la que puede decir cual será el período más conveniente de evaporación.

2.6.3. La Corrosión y su Prevención.- La corrosión se presenta en forma de desgaste sobre superficies relativamente amplias o como aspereza o picado con agujeritos cónicos y menos frecuentemente como acanalado en conjunción con la acción mecánica. La presentación de depósitos negros en las

planchas o tubos es signo seguro de que empieza la corrosión.

La corrosión interna puede ser debida a la presencia en el agua de alimentación de aire y de ácido carbónico, de ácidos orgánicos o minerales, o la condición ácida del agua acelerada por fenómenos electrolíticos. El picado en el interior de las calderas suele encontrarse en las proximidades del nivel del agua y es debido a la oxidación de las superficies alternadamente mojadas y secas; también se presenta el picado a la entrada del agua de alimentación y en las salidas de purga.

La corrosión externa es debida principalmente al ácido carbónico de los humos asociado con la humedad. También puede ser originado por fugas en las costuras, grifos y válvulas, o por contacto directo con fábrica de ladrillo húmeda. La introducción en la caldera de aceites o substancias grasas es un motivo posible de corrosión, debido a la descomposición en ácidos grasos libres, pero el aire y el ácido carbónico disueltos son probablemente el origen más común de las corrosiones.



BIBLIOTECA

El remedio contra la corrosión causada por un agua de alimentación impura consiste en la filtración seguida de tratamiento químico para precipitar las impurezas disueltas. El ácido carbónico puede eliminarse en gran cantidad por la adición de cal apagada, en la proporción de 1 Kg de cal por cada 5.000 Kg de agua. La cal se disolverá primero en agua, el residuo insoluble se arrojará y el agua de cal resultante se introducirá en cantidades regulares en el tanque de alimentación .

La presencia de grasa en las calderas se debe generalmente al calentamiento del agua de alimentación con vapor de escape, y el remedio más efectivo consiste en substituir el engrase con aceite de los cilindros por la lubricación con grafito, y utilizar aceites minerales puros para el engrase de los vástagos de émbolos y válvulas.

La corrosión exterior se evita por lo general remediando cualquier fuga en cuanto se presente y manteniendo la superficie seca y limpia. Especial atención merecen los asientos y las cubiertas de los conductos de humos y todas las partes metálicas en contacto con obra de ladrillo.

2.6.4. Seguridad de llama .- La detección de la llama es muy importante desde el punto de vista de seguridad en la operación de las calderas. Para que el funcionamiento de los quemadores sea correcto, éstos necesitan que la llama producida por el combustible sea estable y de calidad y que además se mantenga en estas condiciones mientras el quemador se encuentre en marcha. Para mantener la llama estable se colocan los llamados detectores de llama, los cuales ante una falla en la llama el sistema de protección debe actuar inmediatamente a través de detectores excitando un circuito eléctrico, éste envía una señal que evita el paso de combustible sin quemarlo, eliminando así el peligro de su eventual encendido y explosión subsiguiente.

2.6.5. Control de Nivel de Agua .- Todas las calderas de operación automática deben estar equipadas con un interruptor de bajo nivel de agua, el cual impida el funcionamiento del quemador, mientras no exista suficiente agua en la caldera. Las calderas fijas suelen llevar dos indicadores de nivel, los que para presiones de hasta 18 Kg/cm² se construyen de bronce totalmente.

2.6.6. Válvula de Seguridad .- Todas las calderas industriales, salvo una caldera vertical muy pequeña, deben llevar por lo menos dos válvulas de seguridad. Generalmente las calderas van equipadas con una válvula de seguridad de contrapeso y otra de resorte, la primera válvula debe cargarse a unos 0.3 ó 0.4 Kg/cm² más que la segunda, con objeto de que el vapor de sobrepresión escape casi todo por la válvula de resorte; y por la tubería conectada a la misma salga al exterior de la sala de calderas.

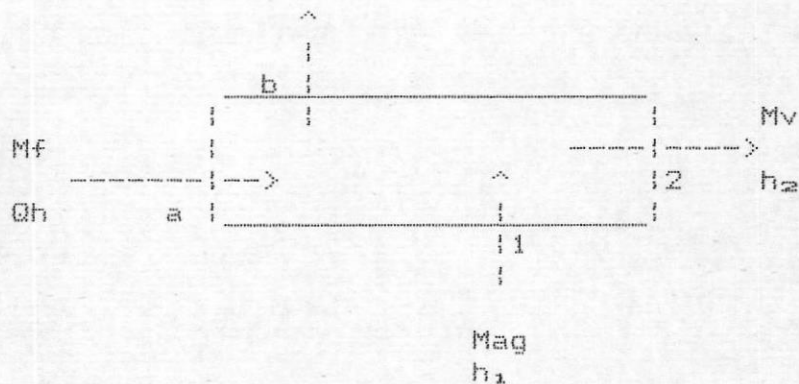
2.6.7. Tapones Fusibles .- Estos aparatos actúan como elementos de seguridad contra la destrucción de la planchas de la caldera por una temperatura excesiva (golpes de fuego), pues al fundirse dejan escapar el agua y de esta manera se apaga el fuego. Deben ser de tipo garantizados, como los que facilita la BOILER INSURANCE COMPANY, y se han de mantener libres de hollín y de incrustaciones. Estos tapones van atornillados a la plancha de cielo del hogar y a unos 30 cm. delante del altar. Son de una aleación de bajo punto de fusión y deben renovarse cada dos años.

CAPITULO 3

DETERMINACION DE LOS PARAMETROS QUE INCIDEN EN LOS RENDIMIENTOS DE CALDERA Y PLANTA EXPERIMENTAL

3.1. DIAGRAMA DE ENERGIA

En la determinación de éstos parámetros primero consideraremos el diagrama de energía de una máquina generadora de vapor:



Tenemos en primer lugar que por el punto "a" entra combustible (M_f) con un poder calorífico (Q_h) y que tiene una salida en el punto "b". Por otro lado entra una masa de agua (M_{ag}) en el punto 1, con una entalpía igual a h_1 , que se convierte en vapor

saliendo en el punto 2, con una masa de vapor M_v y una entalpía h_2 .

Con éstos parámetros tendremos la ecuación para los rendimientos térmicos de caldera y de la planta:

$$\eta = \frac{\text{Calor añadido al agua para convertirse en vapor}}{\text{Calor añadido a la caldera para que arda el combustible}} = \frac{M_{ag}(h_2 - h_1)}{M_f \times Q_h}$$



BIBLIOTECA

$$\eta_e = \frac{\text{Trabajo neto de la planta}}{\text{Calor total añadido a caldera y supercal.}} = \frac{W_{\text{neto}}}{Q_a}$$

3.2. FACTORES QUE INCIDEN EN EL CALCULO DE LOS RENDIMIENTOS.

Analizaremos de manera real cómo inciden algunos de los principales parámetros de la planta experimental sobre los rendimientos térmicos del ciclo y de caldera.

3.2.1. Flujo de Agua de Alimentación .- Para variar el flujo de agua de alimentación se deberá aumentar o disminuir la carga en la Turbina, en éste caso la aumentamos de manera progresiva.

El siguiente es el cuadro que se obtendría al realizar este tipo de prueba en el Laboratorio de la ESPOL :

Carga en la turbina	Consumo de agua de aliment.	Temperat. de agua de aliment.	Rendim. de caldera	Rendim. térmico/planta
%	GPH	oF	%	%
50	48	114	67	27.59
62.5	53.6	120	75	27.00
75	58.4	117	70	27.50
87.5	68.1	126	67	26.30
100	72.3	129	72	24.70

TABLA I .- Variación del agua de alimentación a la caldera con la carga.

Si observamos la tabla anterior nos daremos cuenta que el consumo de agua de alimentación ha estado aumentando conforme se varía la carga en la turbina, y, lo que nos interesa mayormente es la variación del rendimiento de la caldera, que ha sido de un aumento no tan apreciable. Es decir para un aumento de 24 galones en el agua de alimentación el rendimiento ha incrementado en un 5%.

Por otro lado el incremento del agua de alimentación a la caldera, ha provocado una disminución en el rendimiento térmico de la planta en un 3% aproximadamente. Lo cual nos indica que si evitáramos en lo posible las pérdidas de calor, esto es, mejorando el rendimiento de caldera, vamos a obtener una pequeña disminución del rendimiento en toda la planta térmica.

3.2.2. Flujo de Combustible y de Vapor .- Igualmente como en el caso del flujo de agua de alimentación, ahora también variamos éstos parámetros aumentando progresivamente la carga a la turbina, y se obtiene el siguiente cuadro de datos :

Carga turbina (%)	Flujo vapor (lb/hr)	Consumo Combust (lb/hr)	Rendim. caldera (%)	Rendim. planta (%)
50.0	341	29.9	67	27.59
62.5	409	31.5	75	27.00
75.0	444	36.8	70	27.50
87.5	464	41.1	67	26.30
100	568	44.5	72	24.70

TABLA II .- Variación del flujo de vapor y de combustible con la carga.

Podemos darnos cuenta que éstos parámetros inciden de igual manera en el rendimiento de caldera y de la planta, es decir que aumentando tanto el flujo de vapor como el de combustible, va a efectuarse un incremento en el rendimiento de caldera y una pequeña disminución en el rendimiento de la planta experimental.

3.2.3. Presiones y Temperaturas .- Sabiendo que éstos parámetros son importantes en el cálculo del rendimiento de caldera y de la planta, sin embargo en éste estudio no podemos decir mucho sobre ellos, ya que no los podemos hacer variar porque en el Laboratorio no existen los instrumentos necesarios para lograrlo. Pero se ha podido variar indirectamente éstos parámetros en pequeña proporción, esto es, haciendo recircular el condensado al tanque de alimentación, de ésta manera obtenemos una variación en la temperatura del agua de alimentación y por lo consiguiente una variación en el rendimiento de la caldera y más específicamente una disminución.

Como podemos darnos cuenta en la ecuación del rendimiento térmico de caldera, las entalpías del agua y vapor son directamente

proporcionales al rendimiento, y éstas tienen mucho que ver con las presiones y temperaturas, ya que a partir de ellas buscamos en las Tablas de Vapor el valor de la entalpía. En consecuencia mientras mayor es la entalpía del vapor mayor será el rendimiento térmico.

Hay que aclarar que los datos de las Tablas I y II del presente capítulo fueron obtenidos del trabajo de Laboratorio del señor Guillermo Rosillo (Tesis) efectuado en la Planta Experimental, y que me sirven para iniciar el análisis de las variaciones en los rendimientos térmicos.

C A P I T U L O 4

ANALISIS EXPERIMENTAL Y OBTENCION DE DATOS

4.1. DESCRIPCION GENERAL DE LA PLANTA

4.1.1. Caldera.- La caldera de la Planta Térmica de la ESPOL de marca MINIPAC Thompson Cochran es del tipo paquete, de construcción de doble retorno y es suministrada como una sola unidad compacta. Utiliza la parte posterior como cámara de combustión, diseñada para producir vapor en un rango de 250 a 1000 lb/hr a 185 °C.

El primer paso consiste de un hogar tubular o cámara de combustión, diseñada de tal manera que la caldera sea en un extremo flexible en las más arduas tareas de operación. El segundo paso es de un haz de tubos rectos de diámetros pequeños con deflectores. Además de cierto número de tubos arriestrados.

Todos los tubos son expandidos tanto en la parte posterior como en la anterior y

soldados. La entrada al hogar de la caldera y al haz de tubos es posible mediante dos grandes puertas tanto adelante como en la parte de atrás, son de fácil y rápida apertura.

Los siguientes son los principales accesorios necesarios e importantes para el funcionamiento de la caldera:

a) **Bomba de Alimentación.**— La que se encarga de suministrar el agua de alimentación a la caldera. La bomba de alimentación es de marca GURNDFOS LEIGHTON BUZZARD BEDS, de 2.900 rpm con un motor 255/440 voltios, 2.2 Kw, 7.3/4.2 Amperios, 3495 rpm. La bomba es de múltiple etapa diseñada para una operación abierta o cerrada.

b) **Quemador.**— Este quemador de marca NU-WAY es del tipo de 140 psi, y está diseñado para trabajar con combustible liviano u otro de 35 segundos Redwood # 1 o equivalente a 100 °C, 60 centistokes a 20 °C.

La regulación del aire para la combustión es realizado por una especie de cilindro accionado por fluido (combustible). La

supervisión de las llamas es hecha por células foto-eléctricas.

Hay dos toberas de atomización dispuestas verticalmente una encima de otra controlada por una válvula magnética. La superior lanza una llama baja y ambas toberas en funcionamiento lanzan una llama alta.

c) **Ventilador.**- Está integrado al quemador el cual es accesible por la parte superior. Tiene un motor de accionamiento marca AEG OLBRENNER MOTOR, 440 V - 60 Hz.

d) **Válvulas y Accesorios.**- Tenemos una serie de válvulas y accesorios en la caldera de los cuales los que hay que ponerles más atención e importancia son:

Controles de nivel de agua: la caldera tiene dos controladores de nivel de agua montados directamente en la carcasa. Un control opera con la bomba de alimentación deteniendo el quemador en el primer nivel de agua; el otro funciona de manera independiente de la lectura adicional al segundo nivel de agua.

Controlador de presión: la caldera está accionada con un control de presión límite el cual tiene un micro-interruptor accionado por resorte que desconecta y hace que automáticamente la presión suba y baje.

Válvulas principales: las principales válvulas existentes en la caldera son las que se nombran a continuación:

- Válvula de retención o de alimentación
- Válvula principal de vapor
- Válvula de seguridad
- Válvula de purga

4.1.2. Supercalentador.- El supercalentador del Laboratorio de la ESPOL es una unidad compacta, el cual tiene su propio quemador para su accionamiento y trabaja a diesel.

Consiste de un intercambiador de calor de tubos, enfriados por el horno. El vapor saturado desde el caldero entra al supercalentador y es calentado desde 180 a 240 °C aproximadamente. El calentamiento de 60 °C se debe a los gases calientes de la combustión de diesel en el horno.

Quemador: El quemador que utiliza el supercalentador de marca NU-WAY, 220/440 V - 50 Hz, tiene las mismas características que el de la caldera, por lo tanto el combustible que utiliza es el mismo (diesel).

Igual que como en la caldera, éste quemador está constituido por un ventilador, (para la refrigeración) el cual a su vez se acciona por un motor marca FHP MOTOR DIVISION tipo BC-150 6B , 2700 rpm.

4.1.3. Sistema de Combustible.- Existe un tanque de suministro de combustible tanto para la caldera como para el supercalentador. Está situado a una altura superior al de los quemadores. Forman parte del sistema de combustible los niveles indicadores de la cantidad de combustible existente en el tanque; los filtros para evitar cualquier suciedad en el combustible; además de contadores y válvulas antes de los quemadores. En el sistema de combustible existen dos accesorios de mayor importancia que son:

Bomba de Suministro: Esta bomba sirve para llenar el tanque de combustible del sistema y tiene las siguientes características: marca

- Altura del suavizador	22" (558mm)
- Diámetro tanque de salmuera	11" (279mm)
- Altura tanque de salmuera	21" (533mm)
- Máxima altura del lugar	26" (660mm)
- Mínima razón de flujo	90 GPH (408 lt/m)

4.1.5. Turbina de Vapor .- La turbina está ajustada con un número de válvulas de toberas controladas manualmente, las cuales hacen capaz que la turbina sea operada por 1,2,3 ó 4 toberas cuando son condensables y con 1 ó 2 toberas cuando están escapando a la atmósfera. El número actual en la turbina podría variar así como los cálculos dependen de la potencia de salida especificada y de las condiciones de vapor reinantes. Las especificaciones técnicas de la turbina son: EDUCATIONAL TURBINE UNIT; tipo C/D 3.000 Dynamometer Unit, con número de serie 520362.

Esta es una turbina de impulso de una sola etapa. El vapor pasa a alta velocidad a través de la fila de paletas móviles, en la cual parte de la energía cinética del vapor es convertido en trabajo mecánico de salida. La turbina acciona al generador a través de una caja de engranajes de reducción de velocidad de 8:1.

4.2. CONDICION DE TRABAJO DE LOS EQUIPOS.

Ahora analizaremos de manera muy general la forma como deben trabajar los distintos equipos generadores de vapor, así también, como éstos deben operar para su seguridad y mantenimiento. Debido a la amplia variedad de construcción de éstos equipos, las recomendaciones a continuación deben ser complementadas con las dadas por los fabricantes, en lo que a mantenimiento se refieren, así como a los cuidados e instrucciones de operación específicas dadas para cada sistema.

a) Condición de la Caldera .- Esta caldera deberá estar en marcha por lo menos de 2 a 3 horas para conseguir condiciones estables de trabajo, necesarias para poder tomar los datos experimentales.

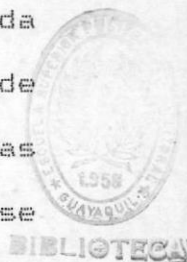
La caldera está diseñada para trabajar entre 9 y 10 bares de presión; alcanzando la presión máxima de 10 bares el controlador automático apagará el quemador rápidamente, este mismo controlador lo pondrá en funcionamiento cuando la presión cae a los 9 bares.

La bomba de alimentación de agua a la caldera tiene un control automático parecido al del quemador, ésta vez la alarma sonará y una luz

indicadora de nivel bajo se encenderá, en caso de no existir agua en la caldera. En este caso no se debe arrancar la bomba. Una vez con agua la caldera la bomba de alimentación trabajará normalmente, y se detendrá automáticamente cuando el nivel nos indique que la caldera está llena de agua.

Es necesario que la caldera utilice agua tratada para evitar tanto la corrosión como el arrastre de sólidos y formación de incrustaciones en las superficies internas de calefacción. El agua se la suaviza haciendo circular la salmuera a través del suavizador pero en dirección contraria a la del agua a tratarse, regenerando de esta manera la resina, y al mismo tiempo los depositos pequeños de sedimentos son empujados al drenaje.

- b) En el arranque del **Supercalentador** es necesario que la caldera tenga la presión máxima de 10 bares, para que de esta manera la entrada de vapor sea adecuada al supercalentador. Hay que tomar en cuenta también que la temperatura de la cubierta del supercalentador no debe sobrepasar de los 350 °C, en caso de llegar a este extremo se debe abrir el drenaje hasta que el medidor de flujo indique un promedio de vapor de 150 Kg/hr (330 lb/hr).



c) **Turbina** .- Antes de dar arranque a la turbina es importante abrir totalmente la válvula de parada de la caldera, las toberas condensables y la válvula de parada de turbina, permitiendo de esta manera que la turbina se acelere hasta su velocidad de gobierno, que es de 3.000 rpm. Para cargar la turbina, se debe poner el brazo de torque de la balanza de resorte en CERO, con la turbina a toda velocidad. Para una carga de 10 Kw deberá haber un torque de 28 lb-pie aproximadamente. Se equilibra la carga eléctrica variando la corriente en un banco de resistencias, el voltaje no deberá permitirse que se eleve excesivamente.

La velocidad de turbina podría caer considerablemente en cualquier instante, lo que produciría una baja de carga en este caso se debe abrir otra de las toberas para que de esta manera se compense la sobrecarga.

Las condiciones de operación de la turbina son:

- Presión del vapor 9.66 bares m.
- Temperatura del vapor 38°C superc. (225°C)
- Presión de salida- condensable 0.85-0.88 bares (vacío)
- Presión de salida- no condensable atmosférica

- Velocidad final máxima	3.000 rpm
- Potencia de salida	10 Kw.
- Presión de aceite operando	0.35-0.70 bares m.
- Presión mínima de aceite	0.21 bares m.

d) Por último nos referimos al **Condensador** acerca del cual daremos una breve descripción. El vapor expulsado por la turbina es trasladado y pasado a través de la superficie del condensador en el cual el condensado y el aire son extraídos por una bomba de vacío, la cual es movida por un motor eléctrico.

Este condensado normalmente es descargado en tanques medidores (altura en cm). Existen manómetros de vacío y termómetros que miden la temperatura de condensado a la salida del condensador, agua de enfriamiento a la entrada y salida y presión del condensador.

Para iniciar la operación en el condensador se debe abrir la válvula de salida del agua de enfriamiento hasta que el indicador de flujo marque 150 lt/min. y no debe excederse de los 200 lt/min. porque el motor de la bomba de circulación se detendrá.

4.3. DATOS EXPERIMENTALES PARA LAS DIFERENTES PRUEBAS

En el caso de la planta de generación de poder de la ESPOL, el vapor que sale de la caldera no está completamente seco, lo cual nos dice que para el cálculo del rendimiento de caldera es necesario conocer el grado de humedad existente en el vapor. Por lo tanto se necesita realizar primero la prueba en los calorímetros para determinar su humedad.

4.3.1. Determinación de la Calidad del Vapor.- Para determinar la calidad del vapor a la salida de la caldera, el cual será nuestra sustancia de trabajo, utilizaremos la prueba en los calorímetros de separación y estrangulamiento. Las ocho pruebas de la tabla III fueron los datos recogidos en el Laboratorio para iniciar el cálculo.

Prba	1	2	3	4	5	6	7	8
Wt	200	200	200	200	200	200	200	200
Ws	8.5	9	9	8.5	9.5	8.5	9	9.5
P1	8.6	8.9	9	8.9	8.4	8.5	8.9	8.6
P2	85	86	85	84	75	89	85	81
T2	108	109	111	109	109	109	109	108
Po	763	763	763	763	763	763	763	763

TABLA III .- Prueba en los calorímetros de separación y estrangulamiento.

En la Tabla III tenemos:

W_t = Cantidad de agua sacada del calorímetro de estrangulamiento [cc]

W_s = Cantidad de agua sacada del calorímetro de separación [cc]

P_1 = Presión en la corriente de vapor principal [bar]

P_2 = Presión en el calorímetro de estrangulamiento [°C]

T_2 = Temperatura del vapor en el calorímetro de estrangulamiento [°C]

P_o = Presión atmosférica [mm Hg]

La Tabla IV (próxima página) nos muestra en forma resumida los cálculos para determinar la calidad del vapor en el calorímetro de estrangulamiento.

Para la determinación de la calidad (X_t) en la Tabla IV se utilizó la fórmula:

$$X_t = \frac{hg_2 + Cp(t_2 - ts_2) - hf_1}{hfg_1}$$

donde :

hf_1 = entalpía de líquido saturado a la presión P_1 .

hfg_1 = entalpía de evaporación a la presión P_1

hg_2 = entalpía del vapor saturado a la presión P_2 .

ts_2 = temperatura de saturación de la presión P_2 .

Prueba	1	2	3	4	5	6	7	8
P1 (psia)	141.17	145.58	147.05	145.58	138.23	139.70	145.58	141.17
hf1	325.4	328	328.9	328	323.7	324.8	328	325.4
hfg1	867.7	865.5	864.9	865.5	869	868.4	865.5	867.7
P2 (psia)	16.40	16.42	16.40	16.38	16.21	16.47	16.40	16.32
hg2	1152.5	1152.5	1152.5	1152.4	1152.2	1152.6	1152.5	1152.3
ts2	217.6	217.8	217.6	217.4	216.5	218	217.6	217
t2 (°F)	226.4	228.2	231.8	228.2	228.2	228.2	228.2	226.4
Cp	0.504	0.48	0.448	0.48	0.48	0.48	0.48	0.504
Xt	0.958	0.958	0.959	0.958	0.959	0.958	0.958	0.958

TABLA IV.- Determinacion de calidad en calorimetro de estrangulamiento

C_p = calor específico a presión constante P_2

X_t = calidad del vapor en el calorímetro de estrangulamiento.

Procedemos de la misma manera en el cálculo, para el calorímetro de separación:

prueba	W_t [cc]	W_s [cc]	X_s
1	200	8.5	0.9592
2	200	9	0.9569
3	200	9	0.9569
4	200	8.5	0.9592
5	200	9.5	0.9546
6	200	8.5	0.9592
7	200	9	0.9569
8	200	9.5	0.9546

TABLA V .- Determinación de la calidad en el calorímetro de separación.

Por definición la calidad del vapor (X_s) en el calorímetro de separación es:

$$X_s = \frac{W_t}{W_t + W_s}$$

Pero estos no son los verdaderos valores de calidad (X_t y X_s); el valor real va a ser

mayor, y es aquel que se lo obtiene con la combinación de los calorímetros de separación y estrangulamiento. Por lo tanto la calidad real del vapor (X) es determinada por la combinación de los dos calorímetros, ésto es:

$$X = X_t \cdot X_s$$

Los resultados finales se encuentran tabulados en la tabla que sigue a continuación:

muestra	X _t	X _s	X=X _s ·X _t	X[%]
1	0.9583	0.9592	0.9192	91.92
2	0.9583	0.9569	0.9169	91.69
3	0.9596	0.9569	0.9182	91.82
4	0.9585	0.9592	0.9193	91.93
5	0.9597	0.9546	0.9161	91.61
6	0.9588	0.9592	0.9196	91.96
7	0.9585	0.9569	0.9197	91.97
8	0.9584	0.9546	0.9148	91.48

TABLA VI .- Calidad real combinando los calorímetros de separación y estrangulamiento.

Luego la calidad real promedio del vapor será:

$$\bar{X} = \frac{X}{8} = 91.76 \%$$

Lo que nos dice que, el valor de $\bar{X} = 91.76 \%$ es lo necesitamos para determinar los rendimientos térmicos. Hay que anotar que este valor de " X " lo utilizaremos para cualquiera de las cargas de turbina y para cualquier cambio de parámetro que se realice dentro de la parte experimental, porque en realidad si variará, pero en una pequeña proporción (entre 90 y 92 %), lo que no producirá errores significativos que se puedan tomar en cuenta para el motivo de nuestro estudio.

4.3.2. Datos Obtenidos en la Planta Experimental de la Espol .- Se resumirán los datos experimentales en las tablas VII, VIII y IX, (próximas páginas) las cuales se las elaborarán de acuerdo a lo que se quiere calcular.

4.3.3. Datos Experimentales en la Planta de Incel .- Los datos de la Planta del Salitral se encuentran tabulados en las Tablas X y XI, (páginas 80 y 81) y se las conformó de igual manera que para la planta experimental.

CARGA EN LA TURBINA	Presión de entrada	Temperatura de entrada	Presión de escape	Temperatura de escape
	P1(psia)	T1(°F)	P2(psia)	T2(°F)
40%	130	384.5	4.41	158.4
50%	137.15	390.7	5.32	166.5
60%	127	396	5.11	173.1
75%	132.3	399.5	5.33	164.95
80%	119.5	402.2	5.55	166.68

TABLA VII.- Valores obtenidos en la Turbina (Espol) para calcular su eficiencia a distintas cargas

CARGA EN LA TURBINA	TRABAJO DE LA TURBINA (Wt)				CALOR AÑADIDO (Qa)					
	ENTRADA		SALIDA		ENTRADA		SALIDA		ENTRAD.	SALIDA
	P1(psia)	T1(°F)	P2(psia)	T2(°F)	PA(psia)	TA(°F)	PV(psia)	TV(°F)	PS(psia)	PDES(psia)
40%	130	384.5	4.41	158.4	158.5	80	158.5	486.5	4.64	158.5
50%	137.15	390.7	5.32	166.5	151.11	86	151.11	460	4.70	151.11
60%	127	396	5.11	173.1	155.1	86.2	155.1	470	4.96	155.1
75%	132.3	399.5	5.33	164.95	159.9	84.65	159.9	470	5.15	159.9
80%	119.5	402.2	5.55	166.69	163.5	86	163.5	481.3	5.15	163.5

TABLA VIII.- Datos para determinar rendimiento del ciclo de la Planta Espol a diferentes cargas

CARGA EN LA TURBINA	Poder Calorifico del combustible	Flujo de agua de alimentacion	Flujo de combustible	CALOR SUMINISTRADO A LA CALDERA			
	QH (Btu/lb)	MA (Kg/hr)	MF (Kg/hr)	ENTRADA		SALIDA	
				PA(psia)	TA(°F)	PV(psia)	TV(°F)
40%	18500	193.8	13.06	158.5	84.56	158.5	354.92
50%	18500	219.6	14.44	151.11	84.2	151.11	355.28
60%	18500	280	18.29	155.1	85.46	155.1	353.5
75%	18500	298	20.10	159.9	84.65	159.9	356
80%	18500	318.5	21.02	163.5	86	163.5	354.56

TABLA IX.- Datos para determinar rendimiento de caldera (Espol) a diferentes cargas

CARGA EN LA TURBINA	TRABAJO DE LA TURBINA (Wt)					CALOR AÑADIDO (Qa)				TRABAJO DE BOMBAS	
	ENTRADA		TERCERA EXTRACCION		SALIDA	ENTRADA		SALIDA		ENTRAD.	SALIDA
	PI(psia)	T1(°F)	PD(psia)	TD(°F)	T2(°F)	PA(psia)	TA(°F)	PV(psia)	TV(°F)	PS (psia)	PDES (psia)
40%	1228	950	41.6	410	97	1242	341.6	1228	966.2	4.06	1774
50%	1228	950	57	428	105.8	1263	374	1242	962.6	3.48	1774
60%	1250	953.6	68.6	437	111.2	1320	392	1264	966.2	3.67	1774
75%	1235	953.6	84.9	445	105	1307	404.6	1250	966.2	4.06	1753

TABLA X.- Datos para determinar rendimiento del ciclo en Planta Incel a diferentes cargas

CARGA EN LA TURBINA	Poder Calorifico del combustib. QH (Btu/lb)	Flujo de agua de alimentación MA (Kg/hr)	Flujo de combustible MF (Kg/hr)	CALOR SUMINISTRADO A LA CALDERA			
				ENTRADA		SALIDA	
				PA(psia)	TA(°F)	PV(psia)	TV(°F)
40%	18795	90000	6298	1242.4	341.6	1228.2	966.2
50%	18795	131727	8852.5	1263.6	374	1242.4	962.6
60%	18795	166909	10936	1320.4	392	1263.6	966.2
75%	18795	197455	12887	1306.8	404.6	1249.5	966.2

TABLA XI.- Datos para determinar rendimiento de caldera (Incel) a diferentes cargas

C A P I T U L O 5

PROGRAMA COMPUTACIONAL

5.1. EQUIPO A UTILIZARSE.

5.1.1. Factibilidad.- La mayor parte de los cálculos del presente estudio se está realizando gracias a la existencia de la sala de computadores de la Facultad de Ingeniería Mecánica de la ESPOL, los cuales permitirán llevar a cabo el análisis y agrupación de datos, cálculo programado e impresión de los rendimientos térmicos para los diferentes equipos de la planta experimental y de la central térmica "Ing. Gonzalo Zevallos". Por lo tanto, quien realiza este trabajo ve de manera muy positiva la existencia de dicha sala, la cual ayuda favorablemente a los estudiantes de Ingeniería, especialmente a aquellos cuya inclinación es precisamente la de laborar y especializarse en éste campo.

5.1.2. Equipos .- En la Facultad de Ing. Mecánica de la ESPOL hay varios micro-computadores, de los

cuales el que utilizaré será detallado a continuación:

Es un sistema de computador personal ATARI 1040 ST, el cual es una de las tecnologías más prácticas y con un fácil sistema para entender su utilización. Tiene una capacidad de almacenamiento de 1.048.576 bytes (1024 K) de memoria RAM. Adicionalmente viene incluida la lectora de diskett, el ATARI Micro Floppy para discos de doble densidad y que puede almacenar arriba de los 726.016 bytes (709 K) en ambos lados del disco.

También incluye los periféricos indispensables que son la impresora EPSON SPECTRUM LX-80 con capacidad de escribir 80 caracteres por línea. Por último tenemos el Monitor Policromático ATARI SC 1224 con pantalla de baja y media resolución.

5.2. LENGUAJE A EMPLEARSE.

Se hará necesario la utilización de dos tipos de lenguajes para la elaboración total de este tesis de grado. En primer lugar con la ayuda de un EMULADOR se logrará convertir la ATARI en IBM, y de esta manera poder emplear la subrutina de las propiedades termodinámicas del vapor, que son necesarias para la

determinación de rendimientos térmicos.

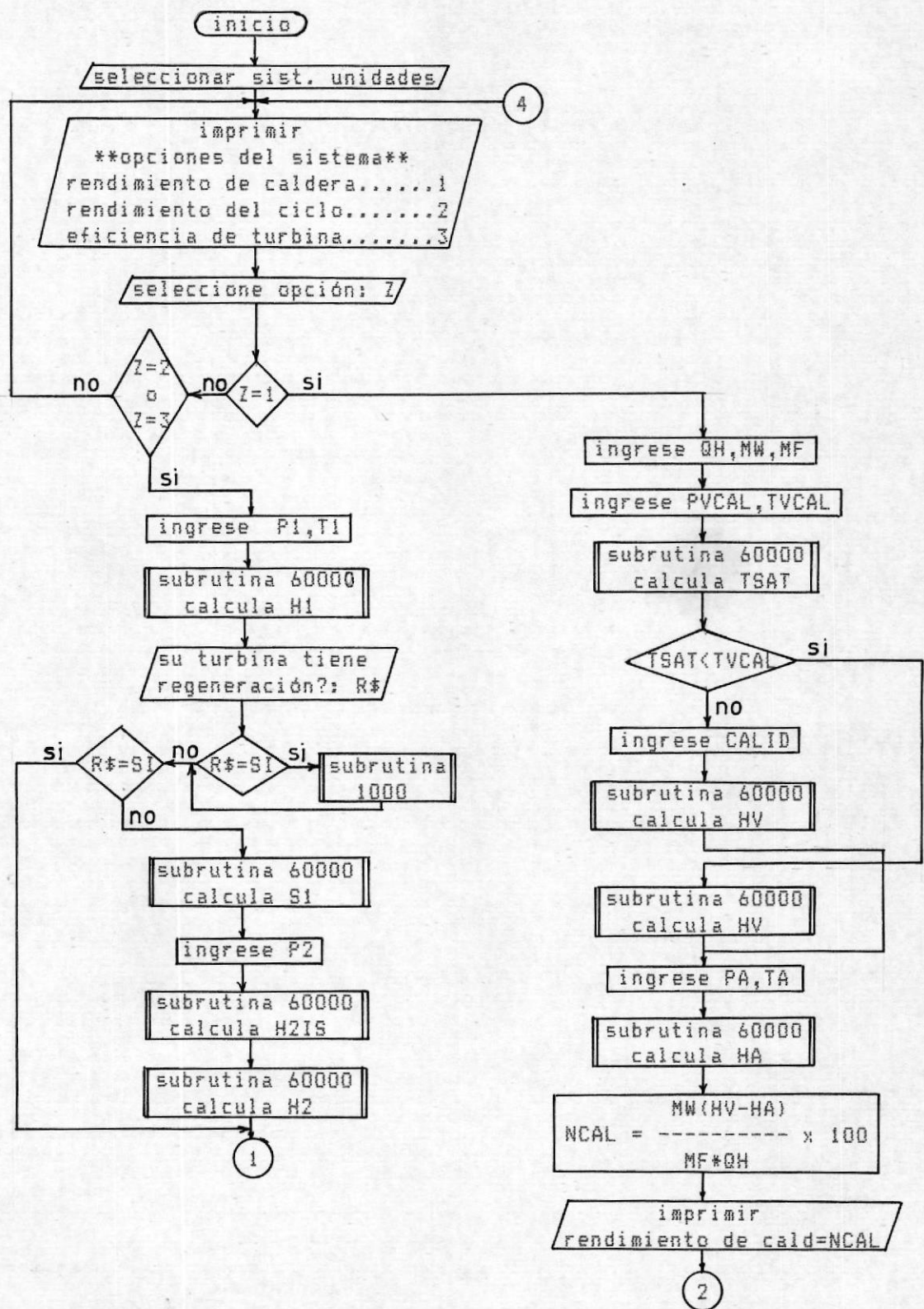
De esta manera se obtendrá un programa computacional para que realice los cálculos de rendimientos en forma rápida. Este programa se lo elaborará en BASIC que es el más indicado en este caso. En segundo lugar utilizaremos el Procesador de Palabras del Atari para escribir y posteriormente imprimir lo que serán las páginas de la presente tesis.

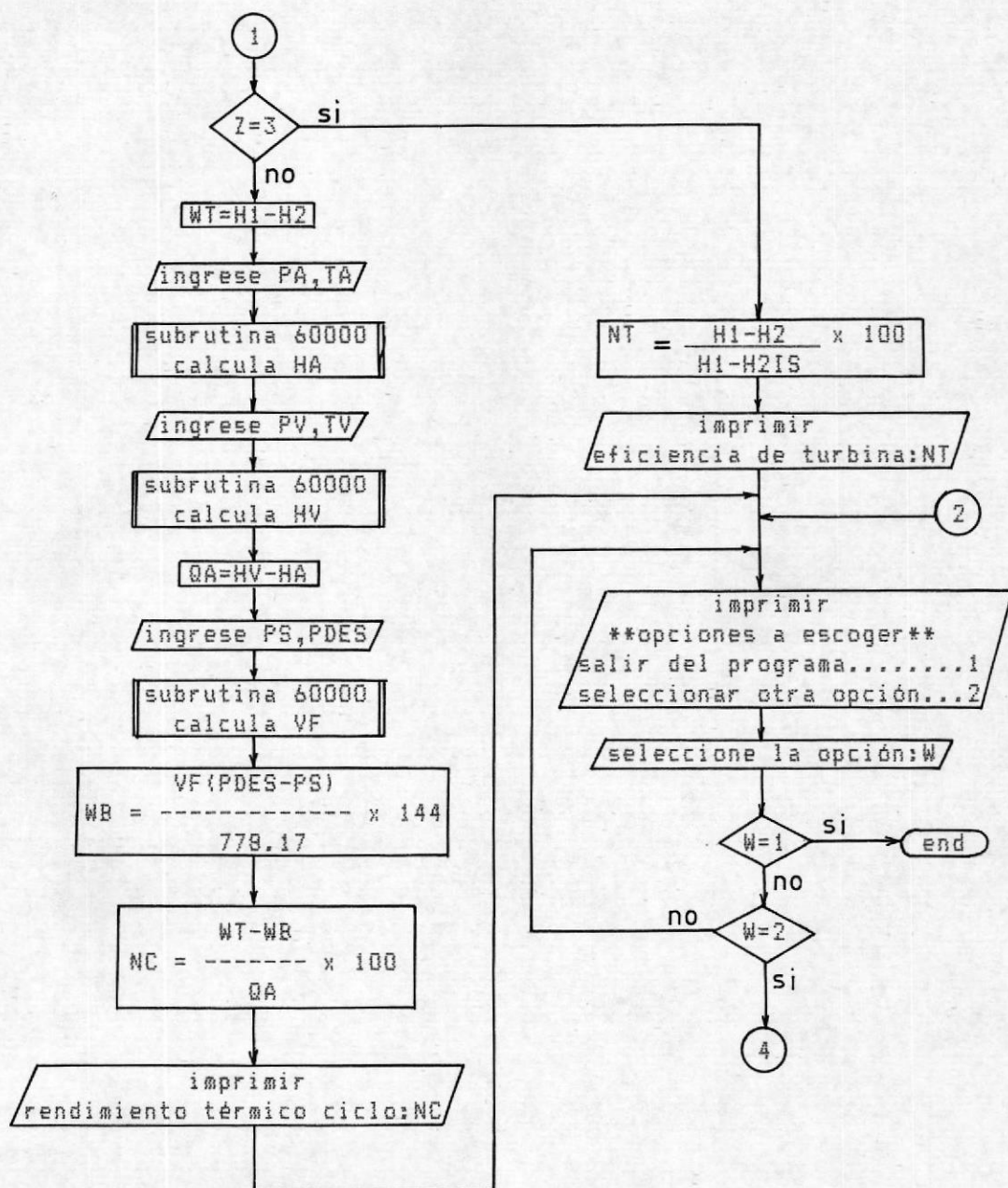
5.3. DIAGRAMA DE FLUJO DEL PROGRAMA.

El siguiente es un esquema lo más explícito posible del diagrama de flujo del programa computacional; con el cual será posible determinar los rendimientos térmicos de un ciclo de poder, de una caldera o la eficiencia de turbina para una Planta Experimental, como la de la ESPOL o para una Central de Poder grande como las de INECEL y EMELEC en el Salitral.

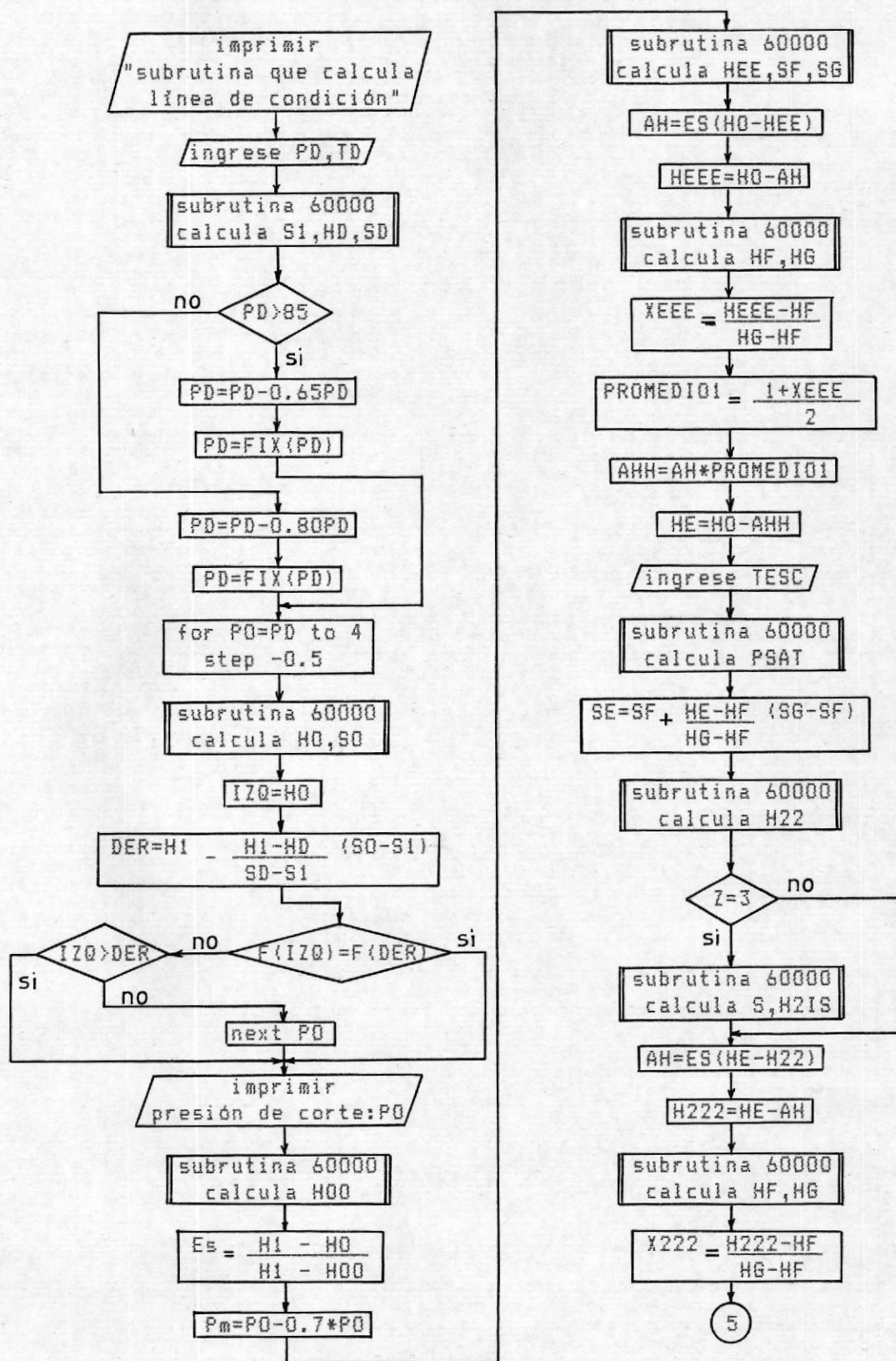
El programa diferencia una Central grande de una pequeña al hacer la comparación de sus turbinas; las pequeñas centrales no tienen regeneración de vapor, en cambio que en las grandes Centrales de Poder si existen las extracciones de vapor (regeneración), porque necesitan producir la mayor cantidad posible de energía térmica. El diagrama de flujo tiene una subrutina, llamada subrutina 1000, que calcula la línea de condición.

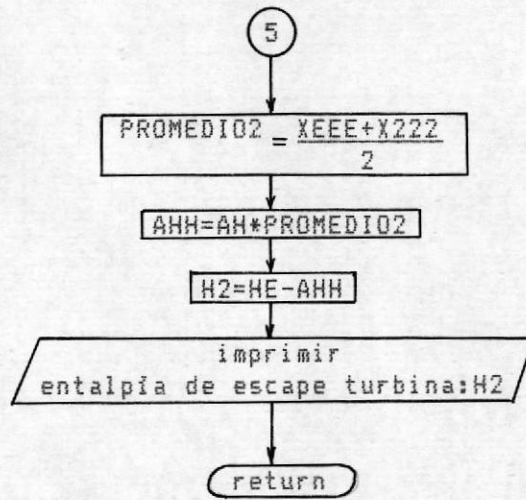
DIAGRAMA DE FLUJO DEL PROGRAMA





SUBROUTINA 1000





5.4. VARIABLES UTILIZADAS EN EL PROGRAMA

Antes de dar una descripción del Programa Computacional, se darán a conocer las variables que se utilizaron en el Diagrama de Flujo del programa principal y en la subrutina 1000 del mismo programa.

Los nombres de las variables están ordenadas de acuerdo al orden de aparición en los respectivos programas.

Variables del Programa Principal

UNIT = selecciona sistema de unidades
Z = selecciona las tres opciones del sistema
P1 = presión de entrada a la turbina
T1 = temperatura de entrada a la turbina
H1 = entalpía del vapor al entrar en la turbina
R = selecciona turbina con regeneración o sin ella
P2 = presión de salida de turbina
H2IS = entalpía del vapor a la salida de la turbina, suponiendo expansión isentrópica
MV = flujo de vapor
WT = trabajo real de la turbina
H2 = entalpía real del vapor a la salida de turbina
NT = eficiencia de la turbina
PA = presión del agua a la entrada de la caldera
TA = temperatura del agua a la entrada de caldera

HA = entalpía del agua a la entrada de la caldera
 PV = presión del vapor a salida del supercalentador
 TV = temperatura del vapor a la salida del
 supercalentador
 HV = entalpía del vapor salida caldera o supercal.
 QA = calor añadido a caldera y supercalentador
 PS = presión de succión de la bomba de alimentación
 PDES = presión de descarga de la bomba de
 alimentación
 WB = trabajo de la bomba
 NC = rendimiento térmico del ciclo de poder
 W = selecciona la opción de salir o volver al
 programa
 QH = poder calorífico del combustible
 MW = flujo de agua de alimentación
 MF = flujo de combustible
 PVCAL= presión del vapor a la salida de la caldera
 TVCAL= temperatura del vapor a salida de la caldera
 CALID= calidad del vapor a la salida de la caldera
 NCAL = rendimiento de caldera

Variables de la Subrutina 1000

PD = presión en la tercera extracción de vapor
 TD = temperatura en la tercera extracción de vapor
 S1 = entropía de entrada a la turbina
 HD = entalpía del vapor en la tercera extracción

SD	= entropía del vapor en la tercera extracción
PO	= presión de corte de línea de condición con la línea de saturación
HO	= entalpía del punto O
SO	= entropía del punto O
HOO	= entalpía del punto O'
ES	= eficiencia de la zona de calentamiento
PM	= presión seleccionada
HEE	= entalpía del punto E'
AHH=AH	= diferencia de entalpías
HEEE	= entalpía del punto E''
XEEE	= calidad del punto E''
PROMEDIO1	= calidad promedio entre D y E''
HE	= entalpía del punto E
TESC	= temperatura de escape de turbina
SE	= entropía del punto E
H22	= entalpía del punto 2'
H222	= entalpía del punto 2''
X222	= calidad del punto 2''
PROMEDIO2	= calidad promedio entre E'' y 2''
H2	= entalpía real de escape en el punto 2

5.5. DESCRIPCION DEL PROGRAMA

El programa incluye dos subrutinas, la pequeña es la subrutina 1000 que calcula la línea de condición, o sea la entalpía real de escape de la turbina en el caso de una Central de Poder grande (ver Figura 4).

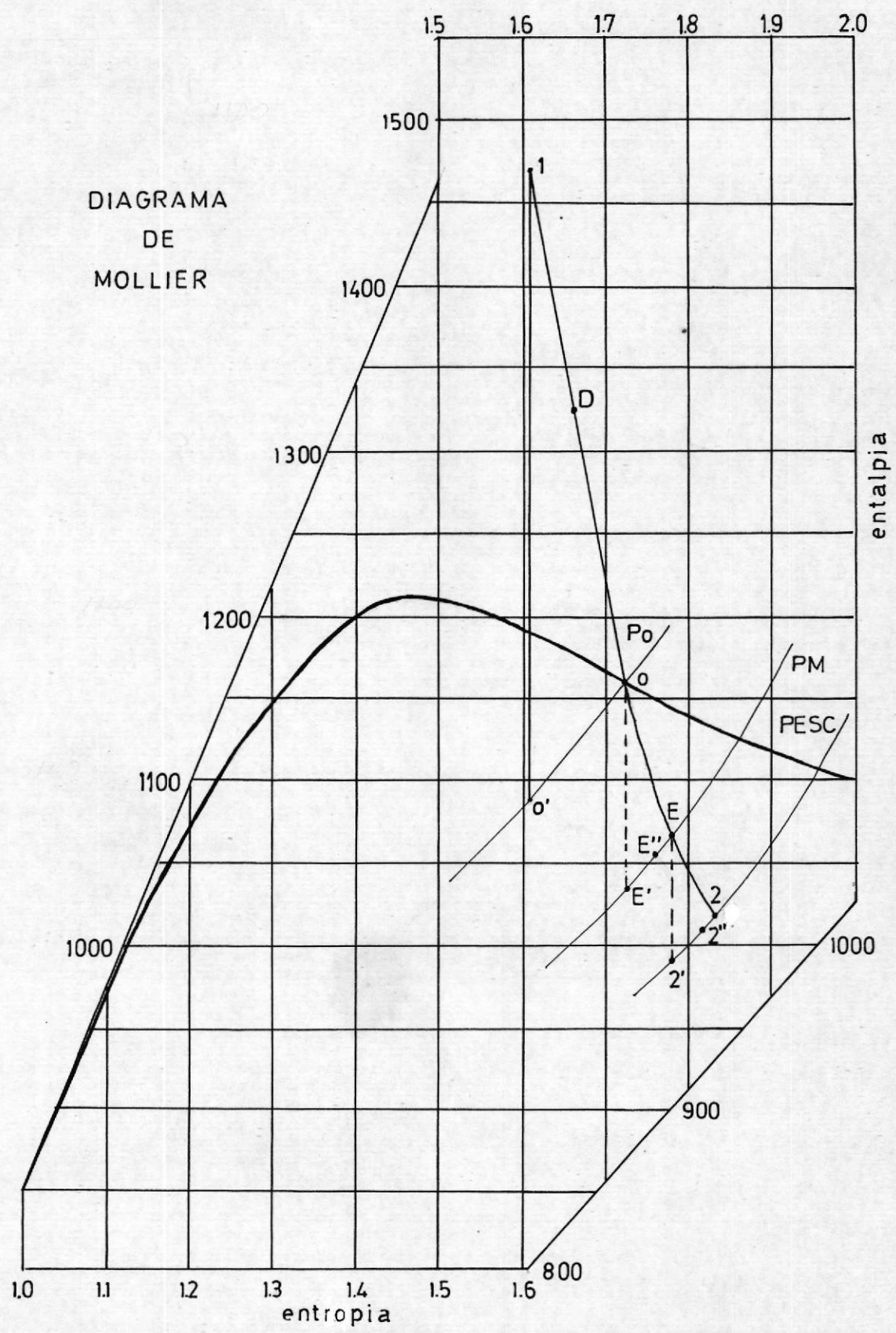


FIGURA 4.- Cálculo de línea de condición

La subrutina 60000 llamada "steamsub" es la que determina las Propiedades Termodinámicas del vapor de agua. En la Tabla XII se dan las variables de entrada y salida que se utilizan en el STEAMSUB.

TABLA XII .- Variables utilizadas en el Steamsub

UNIDADES		
Variab/entrada	INGLESAS	S. INTERNACIONAL
TEMP-temperatura	$^{\circ}\text{F}$	$^{\circ}\text{C}$
PRESS-presión	psia	KPa
ENTH-entalpía	Btu/lbm	KJ/Kg
ENTR-entropía	Btu/lbm $^{\circ}\text{R}$	KJ/Kg $^{\circ}\text{K}$
QUAL-calidad	$0 < \text{QUAL} < 1$	$0 < \text{QUAL} < 1$
Variab/salida	INGLESAS	S. INTERNACIONAL
H,HF,HG-entalpía	Btu/lbm	KJ/Kg
S,SF,SG-entropía	Btu/lbm $^{\circ}\text{R}$	KJ/Kg $^{\circ}\text{K}$
V,VF,VG-v. espec.	pie ³ /lbm	m ³ /Kg
T,TSAT-temperatura	$^{\circ}\text{F}$	$^{\circ}\text{C}$
PSAT-presión sat.	psia	KPa

Dentro del programa computacional se utiliza la variable NUM, que sirve para poder entrar una de las subrutinas del STEAMSUB, y calcular cualquiera de las

propiedades termodinámicas del vapor. En la Tabla XIII a continuación se describe la variable NUM para los distintos valores asignados dentro del programa.

TABLA XIII .- Subrutinas del Steamsub.

NUM #	DESCRIPCION	VARIABLE(S) DE ENTRADA	VARIABLE DE SALIDA
2	Entalpía de líquido saturado	PRESS	HF
4	Entropía de líquido saturado	PRESS	SF
6	Volumen específico de líquido saturado	PRESS	VF
10	Entalpía de vapor saturado	PRESS	HG
12	Entropía de vapor saturado	PRESS	SG
17	Entalpía de vapor húmedo	TEMP,QUAL	H
25	Temperatura de saturación	PRESS	TSAT
26	Presión de saturación	TEMP	PSAT
27	Entalpía de vapor supercalentado	TEMP,PRESS	H
28	Entropía de vapor supercalentado	TEMP,PRESS	S
32	Entalpía de líquido subenfriado	TEMP,PRESS	H
35	Entalpía de vapor húmedo o supercal.	PRESS,ENTR	H

PROGRAMA COMPUTACIONAL PRINCIPAL

```

10 SCREEN 2,0,0:SCREEN 0,1,0
20 CLS:COLOR 7,0,15
30 LOCATE 8,25:PRINT"***SISTEMA DE UNIDADES A UTILIZARSE***"
40 LOCATE 12,29:PRINT"SISTEMA INTERNACIONAL.....1"
50 LOCATE 13,29:PRINT"INGLESAS.....2"
60 LOCATE 17,33:LINE INPUT"SELECCIONE LA OPCION ==> ";UNIT$
70 UNIT=VAL(UNIT$)
80 IF UNIT=1 THEN US$="SI"
90 IF UNIT=1 OR UNIT=2 GOTO 100 ELSE 20
100 CLS
110 LOCATE 7,5
120 PRINT"***PROGRAMA PARA CALCULAR RENDIMIENTOS TERMICOS DE UNA PLANTA DE PODER
***"
130 COLOR 7
140 LOCATE 10,28
150 PRINT"***OPCIONES DEL SISTEMA***"
160 PRINT:PRINT
170 PRINT"      RENDIMIENTO DE CALDERA.....1"
180 PRINT"      RENDIMIENTO DEL CICLO .....2"
190 PRINT"      EFICIENCIA DE TURBINA.....3"
200 LOCATE 18,29:LINE INPUT"SELECCIONE LA OPCION ==> ";Z$
210 Z=VAL(Z$)
220 CLS
230 IF Z=1 THEN 740
240 IF Z=2 OR Z=3 THEN 250 ELSE 140
250 PRINT:INPUT"INGRESE PRESION Y TEMP DE ENTRADA A TURBINA ==> ";P1,T1
260 PRESS=P1:TEMP=T1
270 NUM=27:GOSUB 60000
280 H1=H
290 PRINT:INPUT"SU TURBINA TIENE REGENERACION:TIPEE SI/NO ==> ";R$
300 IF R$="SI" THEN GOSUB 1000
310 IF R$="SI" THEN GOTO 420
320 NUM=28:GOSUB 60000
330 ENTR=S
340 PRINT:INPUT"INGRESE LA PRESION A LA SALIDA DE TURBINA ==> ";P2
350 PRESS=P2
360 NUM=35:GOSUB 60000
370 H2IS=H
380 PRINT:INPUT"INGRESE TEMPERATURA A LA SALIDA DE TURBINA ==> ";T2
390 TEMP=T2
400 NUM=27:GOSUB 60000
410 H2=H
420 IF Z=3 THEN 440
430 GOTO 470
440 NT=((H1-H2)/(H1-H2IS))*100
450 CLS:LOCATE 6,22:PRINT"EFICIENCIA DE LA TURBINA ==> ";NT;"%"
460 GOTO 660
470 WT=H1-H2

```

```

480 REM *****CALCULO DEL CALOR ANADIDO*****
490 PRINT
500 INPUT"PRESION Y TEMPERATURA DEL AGUA A LA ENTRADA DE CALDERA ==> ";PA,TA
510 PRESS=PA:TEMP=TA
520 NUM=32:GOSUB 60000:HA=H
530 PRINT
540 INPUT"PRESION Y TEMP A LA SALIDA DE CALDERA O SUPERCALENTADOR ==> ";PV,TV
550 PRESS=PV:TEMP=TV
560 NUM=27:GOSUB 60000:HV=H
570 QA=HV-HA
580 REM ***** CALCULO DEL TRABAJO DE BOMBAS*****
590 PRINT:INPUT"PRESION DE SUCCION DE BOMBA O PRESION DEL CONDENSADOR ==> ";PS
600 PRINT:INPUT"PRESION DE DESCARGA DE BOMBA O PRESION DE LA CALDERA ==> ";PDES
610 PRESS=PS:NUM=6:GOSUB 60000
620 WB=(VF*(PDES-PRESS)/778.17)*144
630 NC=((WT-WB)/QA)*100
640 CLS
650 LOCATE 6,22:PRINT"EL RENDIMIENTO TERMICO DEL CICLO ES ==> ";NC;"%"
660 LOCATE 10,30
670 PRINT"***OPCIONES A ESCOGER***"
680 PRINT:PRINT
690 PRINT"                SALIR DEL PROGRAMA.....1"
700 PRINT"                SELECCIONAR OTRA OPCION.....2"
710 LOCATE 10,30:LINE INPUT"SELECCIONE LA OPCION ==> ";W#
720 W=VAL(W#)
730 IF W=1 THEN END ELSE 100
740 REM ***PROGRAMA PARA CALCULO DE RENDIMIENTO DE CALDERA***
750 PRINT:INPUT"INGRESE PODER CALORIFICO DEL COMBUSTIBLE ==> ";QH
760 PRINT:INPUT"MASA DE AGUA DE ALIMENTACION ==> ";MW
770 PRINT:INPUT"MASA DE COMBUSTIBLE ==> ";MF
780 PRINT:INPUT"PRESION DEL AGUA A LA ENTRADA DE LA CALDERA ==> ";PA
790 PRINT:INPUT"TEMPERATURA DEL AGUA A LA ENTRADA DE LA CALDERA ==> ";TA
800 TEMP=TA:PRESS=PA
810 NUM=32:GOSUB 60000
820 HA=H
830 PRINT:INPUT"PRESION Y TEMP DEL VAPOR /SALIDA DE CALDERA ==> ";PVCAL,TVCAL
840 PRESS=PVCAL:TEMP=TVCAL
850 NUM=25:GOSUB 60000
860 IF TSAT<TEMP THEN 900
870 PRINT:INPUT"CALIDAD DEL VAPOR A SALIDA DE CALDERA ==> ";CALID
880 QUAL=CALID:NUM=17:GOSUB 60000
890 HV=H:GOTO 920
900 NUM=27:GOSUB 60000
910 HV=H
920 NCAL=(MW*(HV-HA)/(MF*QH))*100
930 CLS:LOCATE 7,25
940 PRINT"EL RENDIMIENTO DE CALDERA ES ==> ";NCAL;"%"
950 GOTO 660
960 REM

```

S U B R U T I N A 1 0 0 0

1000 PRINT:PRINT " ***SUBPROGRAMA PARA CALCULAR LA LINEA DE CONDICION***"
 1010 PRINT:INPUT "PRESION Y TEMPERATURA EN TERCERA EXTRACCION ==>" ;PD,TD

1020 NUM=28;GOSUB 60000

1030 S1=S

1040 PRESS=PD;TEMP=TD

1050 NUM=27;GOSUB 60000

1060 NUM=28;GOSUB 60000

1070 HD=H;SD=S

1080 PD=PRESS

1090 IF PD>85 THEN GOTO 1110

1100 GOTO 1140

1110 PD=PD-.65*PD

1120 PD=FIX(PD)

1130 GOTO 1160

1140 PD=PD-.8*PD

1150 PD=FIX(PD)

1160 PRINT:PRINT " PD

1170

DER"

1170 PRINT

1180 FOR PD=PD TO 4 STEP -.5

1190 PRESS=PD

1200 NUM=10;GOSUB 60000

1210 NUM=12;GOSUB 60000

1220 HO=HG;SO=SG

1230 IZ=HO

1240 DER=H1-(((H1-HD)/(SD-S1))*(SD-S1))

1250 PRINT "PD, IZ, DER

1260 IF FIX(IZ)=FIX(DER) THEN GOTO 1290

1270 IF IZ>DER THEN GOTO 1290

1280 NEXT PD

1290 PRINT:PRINT "PD = " ;PD ; " ==> PRESION DE CORTE"

1300 ENTR=S1;PRESS=PD

1310 NUM=35;GOSUB 60000

1320 HQ=H

1330 ES=(H1-HQ)/(H1-HQ0)

1340 ENTR=SQ

1350 PM=PD-.7*PD

1360 PRESS=PM;NUM=35;GOSUB 60000

1370 HEE=H;NUM=4;GOSUB 60000;NUM=12;GOSUB 60000

1380 AH=ES*(HQ-HEE)

1390 HEE=HO-AH

1400 NUM=2;GOSUB 60000

1410 NUM=10;GOSUB 60000

1420 XEEE=(HEEE-HF)/(HG-HF)

1430 PROMEDI01=(1+XEEE)/2

1440 AH=AH*PROMEDI01

1450 HE=HO-AH

1460 PRINT:INPUT "TEMPERATURA DE ESCAPE DE TURBINA = " ;TESSC

1470 TEMP=TESSC

```
1480 NUM=26:GOSUB 60000
1490 SE=SF+((HE-HF)/(HG-HF))*(SG-SF)
1500 PRESS=PSAT:ENTR=SE
1510 NUM=35:GOSUB 60000:H22=H
1520 IF I=3 THEN 1530 ELSE 1560
1530 ENTR=S1:PRESS=PSAT
1540 NUM=35:GOSUB 60000
1550 H21S=H
1560 AH=ES*(HE-H22)
1570 H222=HE-AH
1580 NUM=2:GOSUB 60000:NUM=10:GOSUB 60000
1590 X222=(H222-HF)/(HG-HF)
1600 PROMEDI02=(XEEE+X222)/2
1610 AHH=AH*PROMEDI02
1620 H2=HE-AHH
1630 PRINT:PRINT"LA ENTALPIA/ESCAPE DE LA TURBINA ES ==> ";H2
1640 RETURN
```

C A P I T U L O 6

EFFECTO DE LA VARIACION DEL RENDIMIENTO TERMICO

En este capítulo como en los siguientes analizaremos los resultados y entraremos en discusión con los efectos que podrían causar la variación de parámetros en la determinación del rendimiento térmico, los que pueden producir grandes cambios en la producción de energía de una Central Termoeléctrica, lo cual se puede transformar en ahorro de combustible y dinero, y a su vez una mayor cantidad de potencia eléctrica producida.

6.1. CAMBIO DE LAS CONDICIONES FINALES EN LA PLANTA EXPERIMENTAL.

En la Planta Experimental de la ESPOL no podríamos realizar los cambios que nosotros quisiéramos de los diversos parámetros, porque casi todo en mecanismo está conformado para que trabaje en conjunto. Por ejemplo la presión de la caldera se la mantiene en un rango determinado por intermedio del quemador el cual se apaga y se prende automáticamente. Sin embargo se logró realizar los siguientes cambios:

a) **Variación de la carga .-** Podemos variar en gran proporción la carga en la turbina manteniendo fijo los otros parámetros, a excepción en el consumo de vapor y de combustible que si tendrán una pequeña modificación. A continuación, utilizando el programa computacional, se resumirá los resultados finales (tabla XIV), obtenidos cuando se varía la carga en la turbina.

C A R G A	40%	50%	60%	75%	80%
eficiencia de turbina	35.5	36.2	37.0	39.0	42.0
rendimiento de caldera	85.73	87.90	88.34	86.40	87.42
rendimiento del ciclo	6.88	6.91	7.01	7.42	7.64

TABLA XIV .- Resultados finales en la Planta Experimental

Los cambios de la carga en la turbina también han provocado cambios en los rendimientos. En el caso de la eficiencia de turbina, ésta aumenta progresivamente conforme se aumentó también la carga, lo que implica que la turbina es más eficiente cuando trabaja con una carga elevada.

En el ciclo de poder y caldera también existe un aumento en sus rendimientos al variar la carga, lo cual ya se lo esperaba, porque por lo general las plantas de poder trabajan con una carga en la turbina elevada para obtener de esta manera mayor potencia de salida, así se comprueba que la planta es más eficiente a mayores porcentajes de carga.

b) Variación de la presión de caldera .- Si cambiamos la presión en la caldera, teóricamente la línea de evaporación en el diagrama Temperatura-Entropía (Figura 5) se moverá, por lo tanto el calor rechazado (área a-3-2-b) y el calor añadido

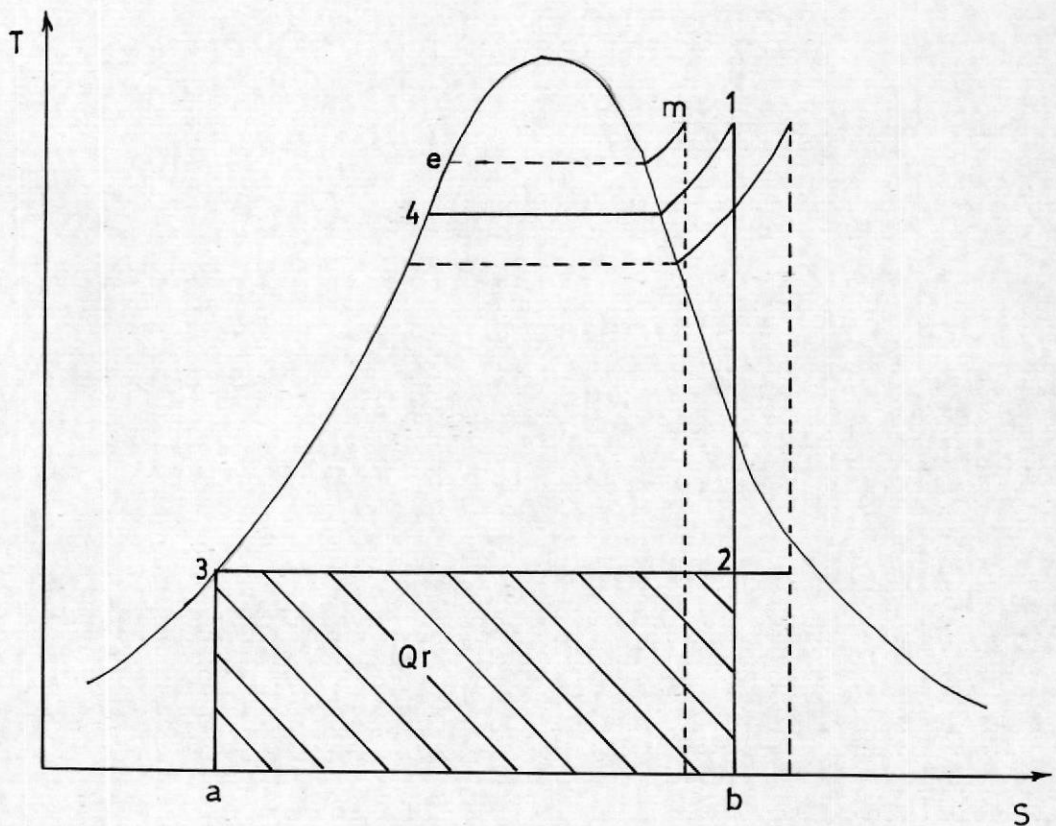


FIGURA 5 .- Variación de la presión en la caldera

(área a-4-1-b) cambiarán su valor, entonces de acuerdo a la ecuación:

$$\eta = \frac{Q_a - Q_r}{Q_a}$$

el rendimiento térmico generalmente también variará en su valor final.

En la Planta Experimental al variar ésta presión en la caldera, manteniendo la carga en la turbina, se evidencia un cambio en los rendimientos térmicos, así como muestra la Tabla XV.

Rendimiento	PRESION (psia)		incremento
térmico	153	160	4.5%
eficiencia de turbina	34.4%	35.3%	2.52%
rendimiento de caldera	72.6%	75.4%	3.85%
rendimiento térmico del ciclo	6.91%	7.17%	3.76%

TABLA XV .- Resultados de la Planta Experimental al variar la presión de caldera.

Los resultados de esta tabla nos comprueba y confirma lo que se dijo anteriormente, que teóricamente los rendimientos térmicos variarán si logramos modificar la presión de caldera.

c) **Variación del consumo de vapor recalentado .-** Es muy importante que el vapor entre a la turbina completamente seco; mientras más se calienta el vapor, es decir una mayor temperatura de recalentamiento, más seco estará en el escape y en las últimas etapas de la turbina. Hay que recordar que las pequeñas partículas de agua en el vapor que pasan a altas velocidades por las paletas o álabes de la turbina, tienen un efecto de erosión sobre éstas, y además reducen el rendimiento de la transformación de la energía.

GRADOS OF DE RECALENTAMIENTO	110	126	16 grados incremento
eficiencia de turbina	35.1%	36.2%	3.07%
rendimiento de caldera	87.4%	89.6%	2.51%
rendimiento térmico del ciclo	6.93%	7.25%	4.62%

TABLA XVI .- Variación de los grados de recalentamiento en los rendimientos de la planta experimental.

La Tabla XVI nos dice como varían los rendimientos con el recalentamiento del vapor, esto es, con vapor más caliente, mejores son los resultados.

6.2. SENTIDO DE LA VARIACION DEL RENDIMIENTO TERMICO.

Es indispensable conocer el sentido en que variará el rendimiento cuando se cambia cualquiera de los parámetros en una central de poder, para de esta manera saber que modificar cuando se desea una mejora en los rendimientos térmicos de la planta.

En el caso de la **variación de la carga** conforme se la aumente desde el 40% (4 Kw) hasta el 80% (8 Kw), los rendimientos térmicos también aumentaron, tal como lo muestra la Tabla XIV. Para un incremento del 100% de carga (de 4 a 8 Kw) la eficiencia de la turbina varió desde 35.5% hasta el 42% es decir un 18% de aumento.

Refiriéndonos ahora sobre el rendimiento térmico del ciclo de poder, éste varía en forma ascendente desde 6.8 hasta el 7.6% , lo cual nos dice que hubo un aumento del 11% . Debemos afirmar que el bajo rendimiento de la Planta Experimental se debe a la suma de las pérdidas existentes en casi todos los equipos de la planta.

Para el rendimiento de caldera, la variación de carga lo mejoró, es decir aumentó desde 85.73% hasta 87.4%, habiendo un decrecimiento brusco para un 75% de la carga; observando el gráfico de la Figura 6, (rendimiento vs. carga en la turbina), tenemos un

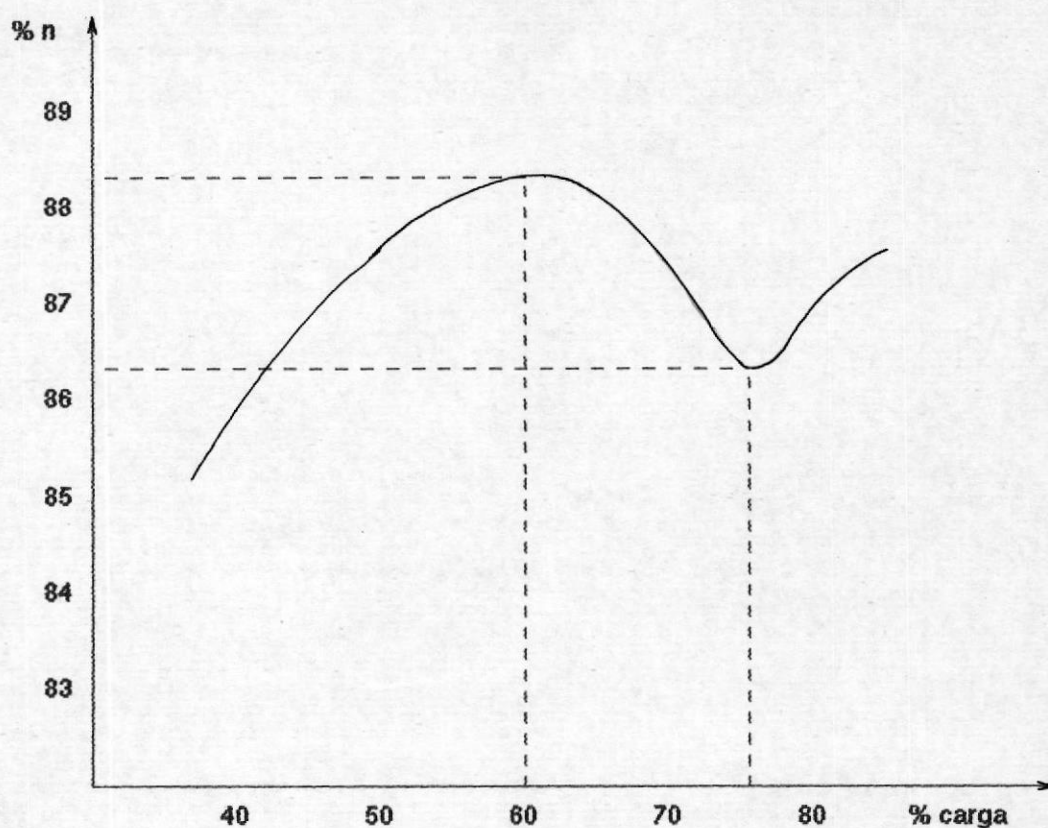


FIGURA 6.- Variación del rendim. caldera con la carga
 rendimiento de caldera máximo para una carga del 60%
 (6 Kw); luego se reduce para un 75% y por último
 volver a subir a un valor que no es el máximo y
 mantenerse más o menos en ese rango. Esto nos dice
 que no necesariamente se requiere de una carga
 elevada (entre 90 y 100%) para obtener un gran
 rendimiento de caldera.

Otro parámetro que se logró variar es la **presión de caldera**. Manteniendo la carga fija en el 50% (5Kw) se obtuvieron datos rápidamente, cuando la presión de

caldera fué de 153 y 160 psia. Lo que nos dice la Tabla XV es que, para un aumento de la presión del 4.5 % (desde 153 hasta 160) los rendimientos térmicos sufrieron un incremento, así la eficiencia de la turbina se elevó en un 2.52% (desde 34.4 a 35.3 %); el rendimiento de caldera aumentó su valor en un 3.85% (desde 72.6 a 75.4%) y por último el rendimiento térmico del ciclo se incrementó en un 3.76% es decir desde 6.91 hasta 7.17% .

De este manera nos daremos cuenta que el aumento de la presión de caldera provoca variación de los rendimientos en forma ascendente, ver en la Figura # 5. Este incremento de presión no es tan favorable a la turbina como lo es a la caldera y el ciclo, lo que podría tomarse en cuenta cuando se quiera mejorar el rendimiento global de una Planta de Poder.

Los grados de recalentamiento también son importantes en el cálculo de los rendimientos térmicos, es decir que el vapor que entra a la turbina vaya con mayor o menor calentamiento. Se obtuvieron valores para los rendimientos cuando hubo 110 y 126 °F de recalentamiento (Tabla XVI), o sea un aumento del 14.5% . Podemos observar que la eficiencia de la turbina varió en sentido ascendente en un 3.07% (desde 35.1 a 36.2%), el rendimiento de caldera

subió en un 2.5% (desde 87.4 a 89.6%) y el rendimiento térmico de la planta aumentó en un 4.62% (desde 6.93 a 7.25%) .

Esta bién claro que de los tres, el que más se benefició es el rendimiento térmico del , el cual mejoró en un 4.62% ; con lo que se comprueba que mientras más seco y caliente entra el vapor a la turbina, se tendrá mejoras en toda la planta.

6.3. RELACION DE LOS EFECTOS EN LA PLANTA EXPERIMENTAL CON LOS DE UNA CENTRAL DE PODER.

Para establecer una relación entre la Planta Experimental y una Central de Poder, es necesario primero obtener datos de la central grande, para después sacar los resultados, con los cuales se hará la comparación. Es así como se decidió por buscar estos mismos datos en la Central Termoeléctrica "Ing. Gonzalo Cevallos G" para luego hacer la relación de los efectos que producirían las variaciones de algunos de sus parámetros, así como se lo hizo en la Planta Experimental.

En el capítulo 4, Tablas X y XI se encuentran tabulados datos recogidos en ésta Central de Poder. Si utilizamos la ayuda del programa computacional obtendremos los resultados finales para distintas cargas de turbina de la Central Térmica, (Tabla XVII).

C A R G A	40 %	50 %	60 %	75 %
eficiencia de turbina	71.6%	74.3%	76.3%	78.2%
rendimiento de caldera	88.5%	89.3%	90.1%	89.4%
rendimiento del ciclo	35.2%	36.8%	38.0%	38.3%

TABLA XVII .- Resultados en la planta de poder (INECEL) a diferentes cargas.

Si relacionamos la Tabla XIV con la XVII se puede notar claramente la gran diferencia que hay entre una planta y otra. En la experimental la eficiencia de turbina está entre el 35.5 y 42% , en cambio en la Central grande la turbina es más eficiente, varía desde 71% hasta 78% . Lo mismo ocurre con el rendimiento de caldera y del ciclo termodinámico, siendo éste último el que mejora mas notablemente, cuando en la Planta Experimental va desde 6.8 a 7.6% y en la central depoder varía de 35 a 38% , lo que nos dice que en una planta de mayor capacidad se aprovecha mas su producción.

Pero en realidad lo que nos interesa ahora es realizar una comparación entre la central grande y la pequeña, y viene dada por los efectos que causan las

variaciones de parámetros. Esta comparación es muy importante porque podrían tomarse decisiones a nivel de centrales de poder de mucha envergadura, después de haber experimentado primero en una pequeña central.

En primer lugar analizaremos los rendimientos cuando la carga aumenta desde el 40 al 75% (incremento de un 87.5%). En la Planta Experimental la eficiencia de turbina varía en forma ascendente, como se dijo anteriormente, aumentándose un 9.8%, mientras que en la central de poder se aumenta un 9.08% . Para el rendimiento del ciclo completo en la planta pequeña aumentó un 7.8% y en la central de poder un 8.8%. En el caso del rendimiento de caldera se puede trazar una curva, como se lo hizo para la planta experimental, ésta aumentará conforme lo hace la carga hasta cierto punto máximo y luego disminuye un poco, para después subir otra vez.

Con todo lo dicho en el párrafo anterior se puede hacer una tabla (resumen) que compare los porcentajes en que se incrementaron los rendimientos térmicos en una y otra planta, cuando la carga se la aumenta un cierto valor, en este caso un 87.5% , (Tabla XVIII). Se escoge este valor porque en la central "Ing. Gonzalo Cevallos G" sólo se obtuvieron datos hasta una carga del 75% .

Especificación	Planta Experimental	Central de Poder
Eficiencia de turbina	9.80 %	9.08 %
Rendimiento térmico del ciclo	7.80 %	8.80 %
Rendimiento de caldera	1.10 %	1.05 %

TABLA XVIII .- Porcentaje de aumento en los rendimientos cuando la carga se incrementa un 87.5%

De la tabla anterior se dice que tanto para la turbina como para la caldera, los porcentajes aumentaron en la misma proporción en la Planta Experimental y en la Central grande. No sucede así para el ciclo, ya que existe una ligera diferencia entre la planta de la Espol (7.8%) y la planta del Salitral (8.8%).

En segundo lugar, también tenemos que realizar un análisis de como se comportan los rendimientos térmicos en la Central de Poder (Incel) cuando se modifique la presión en la caldera, más específicamente cuando se la aumente desde 1270 hasta 1321 psia.

Entonces tenemos la Tabla XIX a continuación:

Rendimiento	PRESION (psia)		incremento
térmico	1270	1321	4.0%
eficiencia de turbina	76.88%	78.57%	2.20%
rendimiento de caldera	87.01%	90.27%	3.70%
rendimiento térmico del ciclo	37.98%	39.40%	3.73%

TABLA XIX .- Resultados en la planta de INECEL al variar la presión de la caldera.

Al hacer la comparación de las Tablas XV y XIX, se observa que al aumentar la presión en un 4.5 y 4% los rendimientos también se incrementaron. Los porcentajes de aumento están casi en la misma proporción tanto en la Planta Experimental como en la Planta de Poder grande.

Por último analizaremos la variación en la gran central cuando se aumente los grados de recalentamiento del vapor desde 378 hasta 393 °F. Para esto se conformará la Tabla XX, (siguiente página).

Como notaremos los porcentajes de incremento que muestra la Tabla XX, para la Central de Poder grande, se pueden comparar con los de la Tabla XVI, para la

GRADOS OF DE RECALENTAMIENTO	378	393	15 grados incremento
eficiencia de turbina	76.8%	79.3%	3.14%
rendimiento de caldera	87.7%	90.1%	2.74%
rendimiento térmico del ciclo	37.8%	39.5%	4.49%

TABLA XX .- Resultados en el Salitral al variar los grados de recalentamiento.

Planta Experimental, los cuales están casi en la misma dimensión, con pequeñas diferencias, porque el incremento de los grados es distinto, es decir 15 y 16 grados para una y otra planta respectivamente.

C A P I T U L O 7

INTERPRETACION DE RESULTADOS DE LA PLANTA EXPERIMENTAL

7.1. CONDICIONES INICIALES Y FINALES

Los resultados que se obtuvieron en la Planta Experimental son de importancia para todas aquellas Centrales que diariamente estan generando vapor o energía térmica.

Las Temperaturas de Operación no son tan elevadas como se quisiera, así el ingreso de agua de alimentación a la caldera es de más o menos 85 °F, mientras que la salida de vapor es de 354 °F, luego se lo recalienta hasta 474 °F, pero en el trayecto hasta la turbina pierde calor, entrando a ésta a los 390 °F.

Estos valores de temperatura están de acuerdo con la Planta Experimental, la cual sólo se la utiliza para prácticas de laboratorio, hay que anotar además que la disminución de temperatura y la pérdida de calor es a través de las tuberías, cuyo aislamiento térmico no es adecuado en gran parte de su recorrido.

La presión inicial (P1) esta en los 130 psia, una presión que también esta de acuerdo con el tamaño de la planta, tomando en cuenta que en el Salitral ésta misma presión es de 1200 psia aproximadamente. Existe una pérdida de presión en el trayecto desde la caldera hasta la turbina, que se la ve claramente en la Planta Experimental. La caldera puede generar vapor a una presión de 155 psia y 470 °F, pero debido al rozamiento del flujo y a la radiación de la tubería de vapor, éste llega a la válvula de estrangulamiento o de toma de vapor a una presión de 130 psia y 390 °F.

Entonces, resumiendo decimos que las temperaturas y presiones deberían de ser mayores y las pérdidas térmicas reducirse en lo posible, para que de esta manera se aproveche la mayor cantidad de energía de la planta.

7.2. VALORES OBTENIDOS EN CADA EQUIPO DE LA PLANTA.

En la Planta Experimental se pueden también obtener datos para calcular el rendimiento del Condensador y Supercalentador; éstos se encuentran tabulados en las Tablas XXI y XXII (siguiente página).

Los datos experimentales y resultados para los equipos restantes de la Planta (caldera y turbina) se encuentran en el capítulo cuarto.

C A R G A	40 %	50 %	60 %	75 %
Flujo agua de enfriam (lt/min)	217.9	236.4	230.4	244.8
Flujo condensado (lt/min)	2.76	3.17	3.41	3.50
Presión del Condensador (bar)	4.991	5.957	5.304	5.474
Temperat entrada de vapor (oF)	162.5	174.5	175.5	166.5
Temperat salida condensado (oF)	118.1	138.2	138.7	142.5
Temperat entrada ag. enfriam (oF)	86.28	93.56	91.22	93.20
Temperat salida ag. enfriam (oF)	98.10	106.0	105.2	106.7

TABLA XXI .- Datos experimentales en el Condensador

C A R G A	40 %	50 %	60 %	75 %
Flujo de vapor (Kg/hr)	167	187.6	203.2	232.5
Flujo combustible (Kg/hr)	2.08	2.24	2.41	2.55
Temperatura de salida vapor (oF)	480.8	474.4	477.3	470

TABLA XXII .- Datos experiment. en el Supercalentador

De esta manera con los datos experimentales de las Tablas XXI y XXII se calculan los respectivos rendimientos para cada equipo de la planta, éstos se encuentran tabulados en la Tabla XXIII. Además se incluye en esta tabla los rendimientos de caldera y turbina para hacer un análisis completo.

C A R G A	40%	50%	60%	75%
Condensador	89.27	90.19	91.52	92.36
Supercalentador	63.12	65.13	65.80	68.60
C a l d e r a	85.70	87.90	88.30	86.40
T u r b i n a	35.50	36.20	37.00	39.00

TABLA XXIII .- Rendimiento para cada uno de los equipos de la Planta Experimental

Al revisar la tabla anterior se deduce que los rendimientos aumentan con la carga, menos el caso de la caldera de la cual ya se habló anteriormente. A simple vista podemos observar que el Condensador es muy eficiente (entre el 89 y 92%), es decir no existen tantas pérdidas como es lo que ocurre con el supercalentador, que si tiene pérdidas para tomarse en cuenta, como por ejemplo la caída de presión y temperatura entre la caldera y el supercalentador;

ésto provoca rendimientos bajos entre el 63 y 68 % .

La turbina es la menos eficiente de los cuatro equipos (entre el 35.5 y 39%), lo que nos indica que es donde más pérdidas se encuentran, por tanto debe prestarse mayor atención a su manejo y mantenimiento.

En general este aumento de eficiencia en toda la Planta se debe a que el flujo de vapor aumenta en mayor proporción que el flujo de combustible, sabiendo que el flujo de vapor es directamente proporcional al rendimiento térmico.

7.3. VALORES TOTALES OBTENIDOS.

La eficiencia global de la Planta Experimental es un parámetro muy importante para la instalación misma. En la Tabla XIV del capítulo 6 se encuentran los valores de rendimientos térmicos para la Planta de la ESPOL, éstos están en un rango de 6 a 8%. Una eficiencia bien baja, si la comparamos con las de otras Centrales de Poder como la de INECEL, que están en el orden del 30% .

Este bajo rendimiento de la Planta se debe a que la mayor parte del calor no es transferido al fluido de trabajo, debido a que existe una mala combustión en la caldera. Esta mala transferencia es causa de las

incrustaciones en los tubos de la caldera, y que deberían de ser limpiados periódicamente para disminuir estas pérdidas.

Otro factor importante que influye en los bajos rendimientos es que no se trata en forma recomendable la dureza del agua de alimentación que va a la caldera, esto también hace que los tubos se llenen en su interior de incrustaciones, y no exista una buena transferencia.

Si analizamos la ecuación del rendimiento térmico de la Planta:

$$\eta_p = \frac{W_t - W_b}{Q_{cal} + Q_{sup}}$$

Los calores añadidos a la caldera y supercalentador deben ser bastante grandes para que la eficiencia haya sido pequeña. Lo cual indica que en la Planta Experimental necesitamos que se quemara la suficiente cantidad de combustible para poder evaporar el agua de alimentación, y de esta manera realizar un trabajo muy rebajado que prácticamente es nulo si lo comparamos con la cantidad de calor de combustión que se utilizó en la cámara.

La eficiencia térmica del ciclo puede mejorarse un

poco aumentando la entalpía del vapor suministrado a la turbina. Dicho incremento de entalpía se manifiesta calentando mucho más el vapor en el supercalentador, o aumentando la temperatura del vapor por otros medios que sean factibles.

C A P I T U L O 8

EXTRAPOLACION DE LA METODOLOGIA EXPERIMENTAL A LA PRACTICA

8.1. DESCRIPCION DE PARAMETROS DE LA CENTRAL DE PODER.

En primer lugar se dará una breve descripción de la Central Termoeléctrica "Ing. Gonzalo Cevallos Guzmán".

Tiene una capacidad de generación actual de 166.000 Kw, compuesta por dos Turbinas a vapor de 73.000 Kw y una Turbina a Gas de 20.000 Kw.

La caldera de esta Central es del tipo Acuotubular de tiro forzado, cámara de combustión frontal y está compuesta por dos domos de agua y vapor. Constando además con dos supercalentadores primario y secundario que le permiten producir vapor supercalentado.

Tiene una Turbina de 14 etapas : una etapa Curtis, diez etapas de impulso y tres de reacción; posee además cinco extracciones de vapor para precalentamiento del agua a la caldera y tiene una

velocidad de 3.600 revoluciones por minuto.

El generador es del tipo rotor cilíndrico totalmente encerrado, refrigerado por hidrógeno y un sistema de excitación estática. Tiene una velocidad de 3.600 rpm, trifásico; opera a una frecuencia de 60 Hz y 13.800 Voltios, con una potencia bruta de 85.883 KVA, a un factor de potencia de 0.85, y está acoplado directamente a la turbina de vapor.

El Condensador es un intercambiador de calor de tipo horizontal, de doble paso; opera a una presión absoluta de 0.088 Kg/cm². Este intercambiador está compuesto por 6.566 tubos de titanio con una superficie de enfriamiento de 4.430 mt² utilizando como líquido de enfriamiento Agua Salada.

La Central consta de cinco calentadores para el agua de alimentación. Los calentadores # 1 y 2 son de baja presión y de tipo cerrado; el calentador # 3 es del tipo abierto llamado Deseareador y por último los calentadores # 4 y 5 que son de alta presión y también del tipo cerrados. Además tiene a la Bomba de Condensado que succiona el condensado del pozo del Condensador, y la Bomba de Alimentación que bombea el agua a la caldera.

Los principales parámetros de la Central Térmica en mención son los siguientes:

- **Flujo de Vapor :** la caldera tiene una capacidad máxima continua de producción de vapor de 295 Toneladas por hora, en condiciones normales, y de 314 Toneladas por hora en punta, es decir, en las horas de máxima demanda.
- **Flujo de Combustible :** se utiliza el combustible pesado Bunker # 6; por lo que es necesario un calentamiento previo para su bombeo y atomización, para esto existen dos calentadores de combustible antes del ingreso a los quemadores, al cual llegan aproximadamente 13.000 Kg/hr, trabajando a plena carga.
- **Presiones y Temperaturas de operación :** la caldera produce vapor a una presión de 1490 lb/pulg² y a una temperatura de 955°F. Entonces existe un largo camino hasta la turbina donde las condiciones de entrada son de 1250 lb/pulg² de presión y 950 °F de temperatura. En el condensador la presión de vacío es de 63.5 mm de mercurio.

8.2. RELACION DE PARAMETROS ENTRE LA PLANTA EXPERIMENTAL Y LA CENTRAL DE PODER.

Existe una buena relación como se dijo anteriormente en otros capítulos, entre las dos plantas de generación de vapor. Por lo tanto también deberá existir cierta relación entre sus principales

parámetros. Esta se manifiesta, en primer lugar, en la forma como varían los rendimientos térmicos cuando cambiamos los parámetros en cada una de las plantas de poder, es decir al aumentar o disminuir la presión o la temperatura en la Planta Experimental, su rendimiento varía de una manera como ya se lo explicó en páginas anteriores. Este efecto también ocurre cuando realizamos el mismo cambio en la Central de Poder del Salitral.

Pero hay que resaltar y tener muy en cuenta que las centrales en comparación no tienen las mismas características de diseño, porque la planta de poder grande tiene regeneración de vapor en su turbina, y la Planta Experimental no la tiene.

De aquí partimos para afirmar una segunda relación entre sus parámetros, a pesar de que no tienen las mismas características, pueden tener las mismas propiedades específicas como lo son las entalpías y entropías. Una planta pequeña como la experimental puede alcanzar presiones y temperaturas elevadas, como las del Salitral, si tuviera los equipos necesarios para éstos casos. Lo que pasa es que en la central grande (INECEL) se manda grandes cantidades de agua a la caldera (200.000 Kg/hr) manteniendo constantes las presiones y temperaturas, para así obtener una potencia máxima de 73.000 Kw.

En cambio que en la planta de la Espol las cantidades de agua de alimentación a la caldera son pequeñas (300 Kg/hr) y por lo tanto su potencia de salida es de 10 Kw.

8.3. METODOLOGIA UTILIZADA.

Con el fin de realizar un análisis de variaciones en los rendimientos térmicos, como se lo hizo en capítulos anteriores, hubo necesidad de utilizar un método práctico y experimental como es el de la extrapolación de datos desde la planta de generación de vapor de la ESPOL hacia la Central de Poder del Salitral.

Esta metodología consistió en la variación de la carga de Turbina, presión de caldera y de los grados de recalentamiento en la Planta Experimental, y luego extrapolar estos mismos cambios hacia la Central de Poder grande, para conocer cuales serían los resultados finales en una y otra planta.

El método utilizado en éste trabajo experimental es con el objetivo de saber si se producen los mismos efectos cuando se hacen los cambios semejantes en las dos plantas.

8.4. RESULTADOS.

Esta última parte del presente trabajo consiste en

realizar un análisis de resultados sobre la experimentación que se hizo en ambas centrales de poder.

Después de extrapolar los datos obtenidos de la Planta Experimental se puede observar lo que sucede en la Central de Poder (INECEL) :

- Si aumentamos la carga en la turbina en un 87.5% , los rendimientos indudablemente que mejoraron, esto es, el rendimiento térmico del ciclo subió un 8.8%, el rendimiento de caldera un 1.05% y la eficiencia de turbina un 9.08%.
- Si aumentamos la presión de la caldera en un 4% , se dieron unos rendimientos mas favorables, elevándose los porcentajes siguientes: para el ciclo 3.73 % , para la caldera 3.7 % y para la turbina el 2.2 %.
- Por último si se incrementan los grados de recalentamiento en un 3 % , los rendimientos también aumentaron, de la siguiente manera: para el ciclo 4.49 % , para la caldera 2.74 % , y para la turbina 3.14 %.

Con los tres tipos de extrapolaciones (los que se acaban de analizar) se puede dar una idea clara de lo importante que resulta esta experimentación,

porque al variar éstos parámetros en los mismos porcentajes, se produjeron iguales resultados, tanto en la Planta Experimental como en la Central de Poder de INECEL.

Pero lo más provechoso de todo lo analizado anteriormente, es que será muy útil en la práctica, cuando se quiera mejorar los rendimientos térmicos; por ejemplo si se desea aumentar la eficiencia de la turbina un porcentaje promedio entre 2 y 3 % , lo que se debería hacer es subir la presión de caldera el 4%, ya sea metiendo más agua a la caldera o más combustible a los quemadores, existe también otra opción para subir ésta eficiencia, y es incrementando los grados de recalentamiento en un 3 % , haciendo que el vapor adquiera mayor entalpía al ingreso de la turbina.

Por último se debe conocer que la semejanza entre dos Centrales cualesquiera siempre está de manifiesto, porque si los encargados de una pequeña planta, desean alcanzar las entalpías específicas de otra de mayor tamaño, lo pueden lograr. Lo que si no pueden obtener son las mismas entalpías totales, lo cual depende de la capacidad de cada Central.

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

CONCLUSIONES

De los resultados obtenidos en éste trabajo de investigación se concluyó lo siguiente :

1. Mientras mayor es la carga en la turbina, los distintos equipos de una Planta tendrán mejoría en sus rendimientos térmicos. Este pequeña elevación en los rendimientos provoca un ahorro de combustible.
2. Así mismo, con una elevación de la presión de caldera los rendimientos térmicos fueron mayores, para lograr ésto se necesita introducir más agua a la caldera y más combustible al quemador, pero la mejora compensa, y aún más, es beneficioso para una Central de Poder.
3. También el calentamiento del vapor juega un papel importante, ésto es, mientras más caliente entra al supercalentador mayores serán los rendimientos térmicos en la Planta.
4. Las condiciones iniciales son los parámetros más importantes para este tipo de variaciones, es decir la

presión y la temperatura a la entrada de la turbina o a la salida de la caldera se las puede aumentar con el fin de obtener mejores rendimientos, lo cual es una economía considerable de combustible.

5. Los bajos rendimientos del ciclo (n_c) en la Planta Experimental (entre el 6 y 7%) para una expansión real en la turbina, se deben primero a que los instrumentos no son de precisión y no se pueden leer valores exactos, por lo que se toman valores promedios de presión y temperatura. Pero la principal causa es la baja eficiencia de la turbina (entre el 36 y 41%), lo que quiere decir que más de la mitad de la energía se pierde, y no se la entrega al fluido de trabajo.

6. Con los cambios o variaciones hechas en la Planta Experimental se observa que aumentando cierto porcentaje a cualquier parámetro, los rendimientos térmicos se incrementan también un cierto valor. Igual cosa ocurre cuando se hicieron los mismos cambios en la Central "Ing. Gonzalo Zevallos G". Estos porcentajes fueron aproximadamente los mismos; todo esto da la pauta para primero realizar cambios en una planta experimental y obtener mejoras en los rendimientos que también se desea tenerlos en una Central grande, sin en un momento dado parar la Planta cuando esté funcionando continuamente.

RECOMENDACIONES

Se pantea como recomendaciones las siguientes :

1. Tomar muy en cuenta en bajo rendimiento de la turbina en la Planta Experimental de la ESPOL, ya que esto puede ser causa de no habersele realizado un mantenimiento continuo periódicamente.
2. Por los bajos rendimientos, la Planta Experimental sólo es utilizada para la enseñanza de los estudiantes en la Universidad, y cuando funciona, la poca energía que produce se la desperdicia. Se debe tratar de utilizarla en algo ésta potencia que se disipa en un banco de resistencias.
3. Mejorar el programa computacional de tal forma que pueda determinar otros tipos de rendimientos en una Planta de Poder, y a la vez lo haga más rápidamente resumiendo los resultados en tablas.

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

1. DROUET R. "Operación y Mantenimiento de Calderas"
(Seminario, ESPOL, 1984).
2. FAIRES VIRGIL AND SIMMANG CLIFFORD, Thermodynamics,
Macmillan Publishing Co., Inc., USA, 1978.
3. GORDON VAN WYLEN Y RICHARD E. SONNTAG, Fundamentos de
Termodinámica, Limusa, México, 1980, p. 197-202.
4. KEENAN AND KEYES, Tablas de Vapor, Guayaquil, 1981.
5. PULL E. Calderas de Vapor, Gustavo Gili, S.A.,
Barcelona, 1977, p. 143-198.
6. RIZHKIN V. YA, Centrales Termoeléctricas (primera
parte), Mir, Moscú, 1979.
7. ROSILLO G. "Rendimientos en la Generación de Vapor"
(Tesis, Facultad de Ingeniería Mecánica, ESPOL,
1981).
8. SEGURA J. Termodinámica Técnica, A.C., Madrid, 1980,
p. 433-434.