

67
2 Gen



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO

FACULTAD DE INGENIERIA

**ANALISIS DE LOS ESQUEMAS
TERMOENERGETICOS DE UN
INGENIO AZUCARERO**

TESIS

QUE PARA OBTENER EL TITULO DE:

INGENIERO MECANICO ELECTRICISTA

PRESENTA

RICARDO GUERRA HUIDOBRO

DIRECTOR: ING. MANUEL ENRIQUEZ POY

MEXICO, D. F.

1985



UNAM – Dirección General de Bibliotecas Tesis Digitales Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS © PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

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

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

TEMARIO.

- 1.0. Prólogo.
- 2.0. Introducción a la Industria Azucarera.
- 3.0. Evaluación del Esquema Termoenergético utilizado en el Ingenio Oacalco.
 - 3.1. Vapor de Alta Presión.
Generación.
 - 3.1.1. Consumos Unitarios y Total.
 - 3.1.2. Dimensionamiento de Tuberías.
 - 3.1.2.1. Determinación de Caídas de Presión.
 - 3.1.3. Conclusiones y Determinaciones.
 - 3.2. Vapor de Escape.
 - 3.2.1. Dimensionamiento de Tuberías.
 - 3.2.1.1. Determinación de Caídas de Presión.
 - 3.2.2. Balance de Materia y Energía (crudo).
 - 3.2.3. Conclusiones y Recomendaciones .
- 4.0. Generación de Electricidad y Servicios Generales.

PROLOGO .

Una de las industrias de mayor importancia para el país , como lo es la azucarera , representa a su vez una de las que de alguna manera desaprovechan grandes cantidades de calor en el proceso, tornándolo improductivo y costoso.

Siendo los esquemas térmicos en fábrica las principales causas de lo anterior, se propuso la realización de un estudio que mostrara fielmente la realidad en un Ingenio, de los tantos que pueden considerarse representativos en nuestro país.

Si bien es cierto que el análisis practicado en la fábrica de Oacalco, Morelos , refleja una angustiosa realidad, también ofrece grandes alternativas de solución, y motivó a los interesados en el tema, hacia la búsqueda de elementos que corrijan los derroches de energía antes aludidos.

Además de permitir al grupo de estudiantes compenetrarse en una Industria considerada por mucho tiempo como mágica, por la carencia de suficientes recursos humanos calificados, también presenta un cuadro singular donde pueden observarse aplicaciones de maquinaria y equipo apenas visto en libros de texto en las aulas universitarias.

Queda un camino largo por recorrer para que la Industria - Azucarera Nacional asimile innovaciones tecnológicas que vuelvan a colocarla dentro de las más avanzadas del mundo, sin perder de vista, des-de luego, la realidad sociopolítica por la que el país atraviesa.

El presente trabajo cubre sólo una mínima parte del espectro - azucarero nacional, pero como ya se indicara, refleja de alguna manera el estado de cosas imperante en una gran proporción de unidades industriales, campo fértil para una investigación mas profunda en el ramo - energético.

ING. MANUEL ENRIQUEZ POY
DIRECTOR SEMINARIO

FEBRERO / 1985.

2.0 INTRODUCCION A LA INDUSTRIA AZUCARERA.

En diferentes visitas que se hicieron al Ingenio Oacalco, Municipio de Yautepec en el Edo. de Morelos, se revisaron las instalaciones con miras a presentar algunas mejoras que pudieran servir como base para incrementar la eficiencia térmica del Ingenio, así como para minimizar las pérdidas de energía en las tuberías y demás accesorios, - que a todas luces son grandes.

Los datos presentados en este análisis fueron proporcionados por el personal a cargo. Aunque el Ingenio se encontraba en época de reparaciones, la cooperación que se tuvo por parte del personal fué bastante positiva y siempre con el fin de mejorar el funcionamiento del mismo.

El recorrido se inició en el patio de descarga, donde se observó gran cantidad de residuos que trae la caña (tierra, hojas sueltas, etc.) lo cual reduce la capacidad de almacenamiento, aumentando por consiguiente la posibilidad de que estas impurezas sean alimentadas al conductor. Las dos grúas que se tienen, con una capacidad de seis toneladas cada una, alimentan a dos mesas, pretendiéndose que esta operación sea continua, no sucediendo así, por no estar sincronizada su operación, además de tener una sola mesa lavadora al lado del conductor y estar defasada con respecto a la otra mesa. Se piensa que de colo-

car una frente a la otra y recalculando su velocidad de operación, se podrá tener una alimentación al conductor más constante. El conductor está formado por una parte horizontal, de la cual se está desaprovechando su longitud y por tal motivo la potencia de su transmisión, lo que repercute en mayor carga eléctrica. La segunda parte del conductor es inclinada, con dos juegos de cuchillas; la primera nivela el colchón y provoca el primer corte a la caña, teniendo una calibración de 3" de separación con respecto a la concha del conductor, el segundo juego de cuchillas tiene una calibración de 1½" con respecto a la concha del conductor, girando ambas en forma invertida con respecto al avance del conductor. Posteriormente no se observó ningún separador magnético, el cual es conveniente para disminuir daños tanto en las mazas de los molinos, como en sus transmisiones. Sería conveniente que un separador de este tipo sea utilizado antes de las cuchillas, para minimizar el daño de las mismas y sus transmisiones, y así tener mayor homogeneidad en el colchón y, por consecuencia, una densidad invariable. Se menciona esta observación porque anteriormente se tuvo una parada importante por desprenderse una tolva que no fué detectada a tiempo, dañándose con esto el juego de cuchillas.

Uno de los puntos más importantes de la industria productora de alimentos es la limpieza que, por razón de bastante peso, se pueden tener contaminaciones a un grado crítico en el producto, por lo que una limpieza adecuada, además de asegurar la buena calidad y eliminar

alguna contaminación del producto, prolongaría la vida productiva de los equipos; por tal razón, es importante que se trate de eliminar al máximo los residuos, así como los materiales obsoletos que se encuentran en la línea de proceso (chatarra, desperdicio de materia prima y subproductos).

En este Ingenio se tiene una batería de cuatro molinos, teniendo una relación de velocidad del primero al cuarto en aumento, con una adición de agua de 60°C en el último molino y una recirculación del jugo del cuarto molino al tercero; el jugo resultante de éste se pasa al segundo molino, el jugo de éste y el primero se manda a fábrica para continuar el proceso .

Se pesa el jugo y se agrega una lechada de cal , mandándose a los calentadores ; en el Ingenio al que hacemos mención se cuenta con cinco, de los cuales cuatro trabajan y uno queda como repuesto para limpieza. Tres de ellos trabajan como precalentadores y uno como calentador final ; se sugiere cambiar el arreglo del cabezal de válvulas y así poder disminuir la carga para las bombas de jugo, pasando por dos precalentadores y dos en calentamiento final. Se pretende llevar al jugo desde la temperatura de salida de los molinos que es $\pm 30^{\circ}\text{C}$ hasta 110°C en el caso ideal, pero en la práctica se obtiene $\pm 90^{\circ}\text{C}$ a 105°C ; el calentamiento se lleva a cabo con vapor del primer cuerpo del evaporador que es aproximadamente de 8 lb/in^2 exclusi

vamente; se debe buscar la forma de utilizar el vapor de escape de las turbinas para conectar el calentador que funcione en el último paso del calentamiento, debido a que la temperatura que se obtendría sería más cercana a la óptima. La salida de los condensados se trabaja con una inundación de los calentadores; a esto no se le observan ventajas, debido a que siempre se tendrá un reciclaje en el vapor con el agua de condensados.

De los calentadores, el jugo pasa al tanque clarificador donde se eliminan los sólidos en suspensión por medio de decantación, en este equipo se observaron problemas de aislamiento, el jugo ya tratado pasa a los evaporadores de múltiple efecto y otra de quintuple efecto, que en resumidas cuentas trabaja como cuádruple ya que el primer cuerpo se utiliza como pre-evaporador.

Con respecto al agua que se utiliza en los condensadores para formar el sello, auxiliados por los eyectores para producir el vacío necesario para la ebullición del jugo, ésta se manda a una torre de enfriamiento, lo cual podría ser utilizado para calentar el jugo, o en un momento dado, para precalentar el agua de repuesto de las calderas, y así poder disminuir la energía consumida en la generación del vapor.

Ya en los tachos, el calentamiento se lleva a cabo por vapor de escape de las turbinas de la planta eléctrica y de los molinos, compensándose las necesidades con vapor vivo a una presión reducida e

igual a la presión de escape .

En la revisión de tuberías se notó que los diámetros no son uniformes, además de observarse que algunos accesorios tales como, reducciones, válvulas, están colocados en lugares inadecuados, provocando con ésto una velocidad de vapor fuera de límites establecidos, ocasionando que en algunos puntos se rebase la permisible, provocando daños a la instalación, al presentarse vibraciones, erosión, etc. lo que es común en este tipo de fluídos.

Se observó también que el aislamiento en gran parte de las tuberías no es el adecuado, así como el no contar con el mantenimiento apropiado, por lo que en ocasiones no cumple el objetivo para lo que fué propuesto.

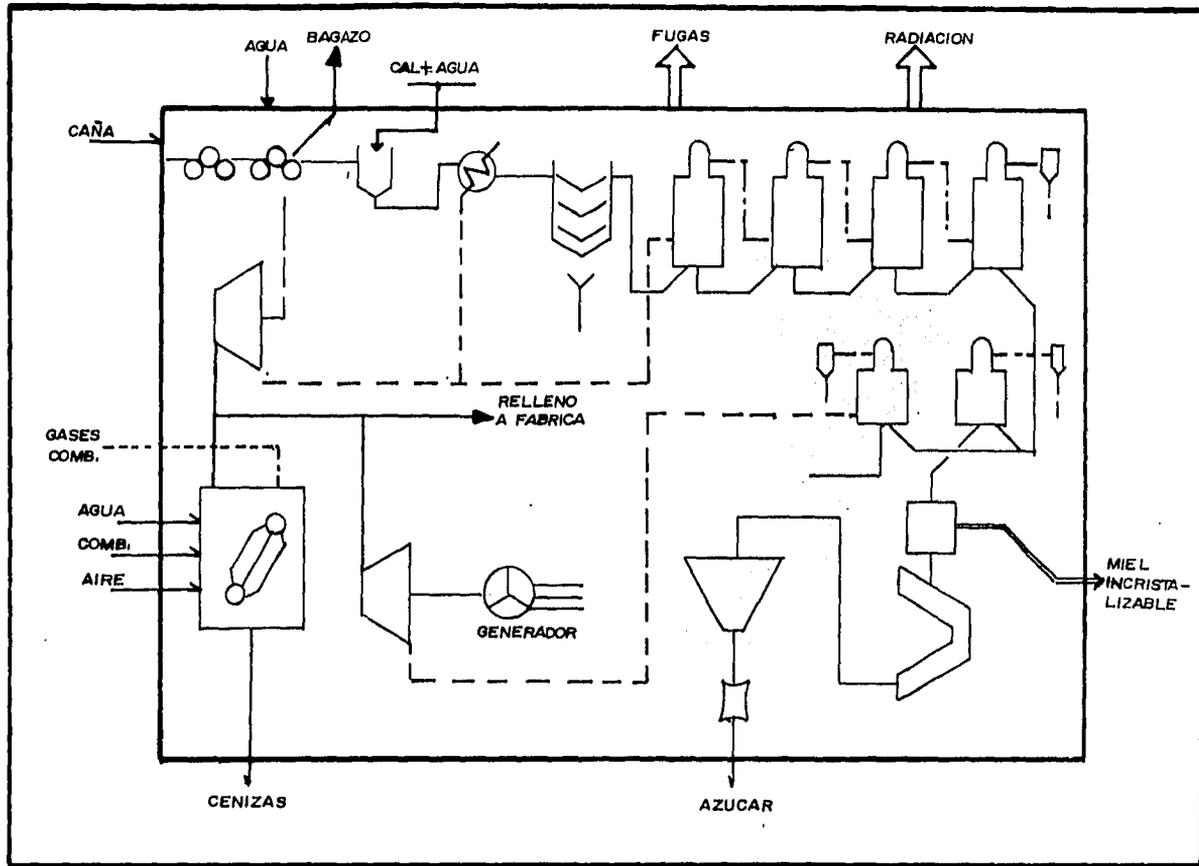
Con respecto a la generación de vapor, se cuenta con seis calderas, cuatro de ellas con diseño original para quemar bagazo, pero que se modificaron para usar combustóleo, con la finalidad de poder vender el bagazo. Esto en nuestros días deberá ser analizado con más detalle, ya que el costo del petróleo va en aumento, además de ser un recurso no renovable, o para que en un momento dado se pudiera utilizar gas. Se tienen dos calderas paquetes para quemar combustóleo o gas .

El mantenimiento preventivo de las calderas es casi nulo, ya que los tubos y el refractario de los hornos se encuentran muy deteriorados, repercutiendo en pérdidas de energía calorífica, siendo su grado de confiabilidad bajo, además el aislamiento del cuerpo de las calderas tipo paquete no es completo. Analizando las purgas de las calderas no se observó ningún sistema donde se recuperara la energía contenida en éstas, lo que repercutiría también en un ahorro sensible de combustible. Otra de las pérdidas de energía que se observaron esta en los gases de combustión la cuál se puede aprovechar para secar el bagazo o para precalentar el aire que se utiliza para la combustión o, también, para aumentar la temperatura del agua de alimentación .

Con respecto a la alimentación de vapor, a los equipos no se les encontró un número suficiente de trampas y separadores de condensado originado por el transporte del vapor ó por las pérdidas de calor en las tuberías; éste punto debe ser tomado muy en cuenta en forma particular, ya que si llega el condensado a las turbinas pueden ser dañadas muy seriamente y su costo por reparación sería bastante elevado, además de provocar un tiempo muerto considerable.

Como se pudo mencionar en el transcurso de esta introducción el factor importante en la baja eficiencia del Ingenio, es debido al poco o nulo mantenimiento preventivo que tiene el equipo, ya que el que se lleva a cabo es fundamentalmente correctivo, lo cual repre -

senta grandes tiempos perdidos. Claro esta que se puede mejorar el a -
rreglo térmico con un mínimo de inversión y obtener mejores resulta -
dos, pero dando prioridad al desarrollo del Programa de Mantenimiento
Preventivo disminuyendo con ésto, en gran porcentaje, los tiempos -
muertos y por consecuencia el aumento de la eficiencia del Ingenio .



3.0 EVALUACION DEL ESQUEMA TERMOENERGETICO UTILIZADO POR EL INGENIO OACALCO.

Como se mencionó en la introducción de esta tesis, los esquemas que se tomaron como apoyo fué el vapor de alta y baja presión considerando que en conjunto se tiene un ciclo Rankine y la sustancia de trabajo, que en este caso es el vapor, pasa de un equipo a otro desarrollando un intercambio de energía en cada uno. Por tal motivo es frecuente encontrar un análisis comparativo entre lo que sería un ciclo ideal y un ciclo real. El motivo por el cual se hace esta distinción es la existencia de pérdidas tales como rozamiento, radiación fugas, etc. que se presentan en la tubería, equipos y accesorios.

Presentando un análisis en el diagrama T-s con los datos generalizados, podremos tener una buena base para el apoyo de las

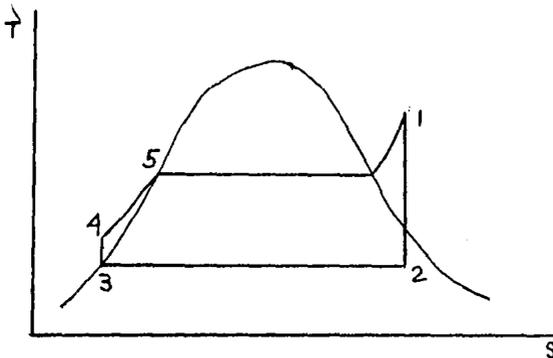


Fig. 1.

recomendaciones que se puedan presentar .

Por lo tanto el calor absorbido por el vapor se obtiene :

$$Q = (h_1 - h_4) \text{ (Kcal/Kg) ó (BTU/lb)}$$

y el calor rechazado se puede obtener por medio de :

$$Q = (h_2 - h_3) \text{ (Kcal/Kg) ó (BTU/lb)}$$

por lo tanto el trabajo neto es :

$$W_n = Q_A - Q_R = (h_1 - h_4) - (h_2 - h_3)$$

Como se puede ver y analizando los diferentes elementos de un ciclo Rankine , la diferencia de $(h_4 - h_3)$ representa el trabajo realizado por la bomba que se denomina W_B ; ahora bién, el trabajo realizado por el ciclo es :

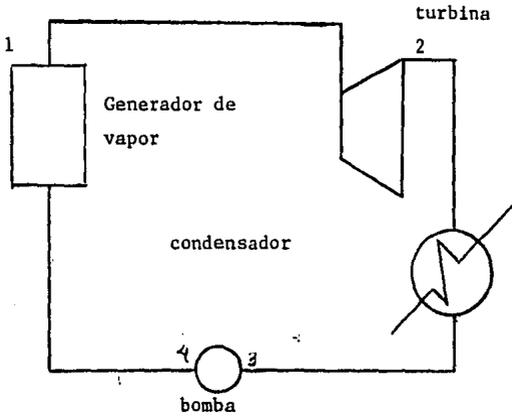
$$W_B = \frac{V}{J} (P_1 - P_2)$$

$$W_n = (h_1 - h_2 - W_B) \text{ (Kcal/Kg) ó (BTU/lb)}.$$

donde J == equivalente mecánico .

Una representación simple de un ciclo Rankine ideal muestran do los elementos que toman parte en él , y su representación gráfica - en el diagrama T-s es como se muestra en las figuras 1 y 2 .

Fig. 2.



Se tiene además que el consumo específico de vapor es :

$$Q = \frac{2544}{W(h - h)}$$

dónde

W --- lb/Hp - hr

h --- BTU/lb

realizando un ejemplo para aplicar los conceptos anteriores :

$$P_1 = 200 \text{ lb/in}^2 \text{ (man)}$$

$$T = 480^\circ \text{ F} = 940^\circ \text{ R.}$$

$$P_2 = 15 \text{ lb/in}^2 \text{ (man)}$$

considerando una presión atmosférica de $12.6 \text{ lb/in}^2 \text{ abs.}$

$$P_1 = 212.6 \text{ lb/in}^2 \text{ abs}$$

$$T = 480^\circ \text{ F} = 940^\circ \text{ R.}$$

$$P_2 = 27.6 \text{ lb/in}^2 \text{ abs}$$

se obtiene de las tablas de propiedades del vapor .Kenan y Kayes .

$$h_1 = 1256.4 \text{ BTU/lb}$$

$$S_1 = 1.6044 \text{ BTU/lb } ^\circ R$$

Tomando la expansión en la turbina como un proceso isentropico se tiene :

$$S_1 = S_2$$

$$S_1 = S_{g2} + X (S_{fg})_2$$

$$1.6044 = 0.3614 + X (1.3448)$$

$$X = \frac{1.6044 - 0.3614}{1.3448} = .9242$$

$$h_2 = h_{f2} + X h_{fg2}$$

$$h_{f2} = 214.9 \text{ BTU/lb}$$

$$h_{fg2} = 948.4 \text{ BTU/lb}$$

$$h = 214.9 + .9242 (948.4)$$

$$h = 1091.4 \text{ BTU/lb}$$

El trabajo realizado por la turbina :

$$W_T = (h_1 - h_2); W_T = 1256.4 - 1091.4 \\ = 165.0 \text{ BTU/lb}$$

El trabajo realizado por la bomba :

$$W_B = (h_4 - h_3) = \frac{V}{J} (P_1 - P_2)$$

$$V_2 = 0.01696 \text{ pies}^3/\text{lb}$$

J = equivalente mecánico

$$778 = \frac{\text{pies lb}}{\text{BTU}}$$

Por lo tanto el trabajo neto del ciclo es :

$$W_{n1} = W_T - W_B = 165 - 0.5807$$

$$164.4 \text{ BTU/lb}$$

Ahora, tomando en cuenta las pérdidas que existen en la tubería y realizando una aproximación al 10% de pérdidas por presión y 7% de pérdidas por temperatura, se obtiene :

$$P_1 = 191.34 \text{ lb/in}^2$$

$$T = 446 \text{ } ^\circ\text{F} = 906 \text{ } ^\circ\text{R}$$

$$P_2 = 27.6$$

$$h_1 = 1239.2 \text{ BTU/lb}$$

$$S_g = 0.3614$$

$$S_1 = 1.5974 \text{ BTU/lb } ^\circ\text{R}$$

$$S_{fg} = 1.3448$$

$$S_1 = S_2$$

$$1.5974 = 0.3614 + X (1.3448)$$

$$X = \frac{1.5974 - 0.3614}{1.3448} = 0.9190$$

$$h_2 = 214.9 + 0.9190 \times 948.42$$

$$h_f = 214.9$$

$$h_2 = 1086.6 \text{ BTU/lb}$$

$$h_{fg} = 948.42$$

$$W_T = 1239.2 - 1086.6 = 152.6 \text{ BTU/lb}$$

$$W_B = \frac{0.01669}{778} (191.34 - 27.6) 144$$

$$W = 0.5140 \text{ BTU/lb}$$

$$W_{n2} = 152.6 - 0.5140 = 152.1 \text{ BTU/lb}$$

Al hacer la comparación entre los dos ejemplos anteriores :

$$W_{n1} - W_{n2} = 164.4 - 152.1 = 12.3 \text{ BTU/lb}$$

introduciendo este resultado en la generación total de las calderas en libras por hora :

$$260\ 000 \text{ lb/hr} \times 12.3 \text{ BTU/lb} = 3198000 \text{ BTU/hr}$$

$$\frac{3198000 \text{ BTU/hr}}{2544 \text{ BTU/hP} \cdot \text{hr}} = 1257 \text{ HP}$$

Este resultado se obtuvo sin tomar en cuenta las pérdidas de los diferentes equipos que por ser inherentes a ellos, y presentar el impacto que se tiene al descuidar los detalles de caída de presión y -- temperatura en las instalaciones .

Para tener un análisis más completo se deben tomar en cuenta todas y cada una de las pérdidas de energía tanto en la instalación - como en los equipos, punto que se puede observar en la Fig. 3 y to-mar en cuenta que entre mayores sean las instalaciones se pueden te-ner más pérdidas .

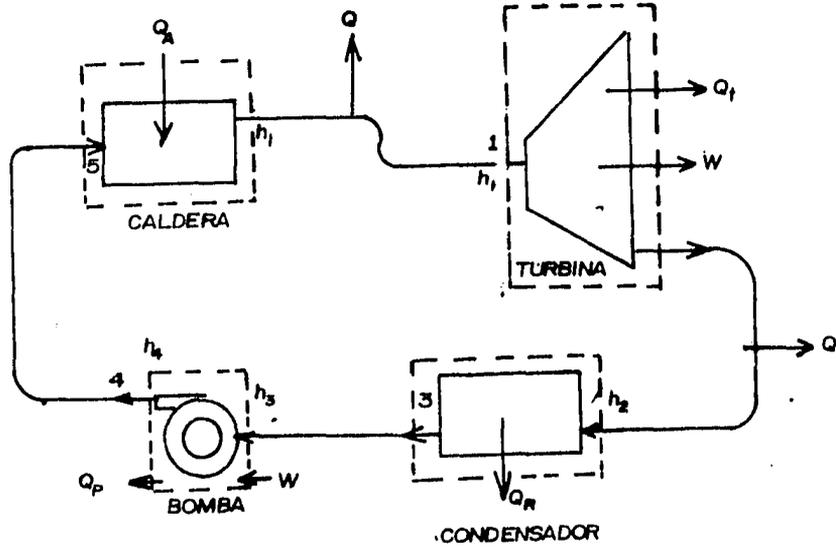


FIGURA 3

3.1 VAPOR ALTA PRESION.
GENERACION.

No.*	SUP/CAL.	CAPACIDAD	PRESION	COMBUSTIBLE	CAPACIDAD
1.	976 m ²	27 300 Kg/hr	13 Kg/cm ²	Bagazo	60 000 lb/hr
2.	515 "	11 325 "	13 "	Bagazo	25 000 "
3.	515 "	11 325 "	13 "	Bagazo	25 000 "
4.	515 "	11 325 "	13 "	Bagazo	25 000 "
5.	711 "	72 576 "	14 "	Petróleo	160 000 "
6.	633 "	45 360 "	14 "	Petróleo	100 000 "
<hr/>					<hr/>
179 211 "					395 000 "

Los datos anteriores son nominales y considerando los diseños originales de las cuatro primeras para quemar bagazo, y las últimas para combustóleo .

* (No. de Caldera) .

3.1.1. CONSUMO UNITARIO POR EQUIPOS .

Datos proporcionados por estadísticas en el Ingenio, con base en gráficas de funcionamiento .

PLANTA ELECTRICA	CONSUMO lb/hr	POTENCIA
Turbogenerador No. 1	55 000	1 000 Kw.
" No. 2	90 000	2 000 "
Molinos 1 2	35 000	1 000 Hp
" 3 4	35 000	1 000 "
Tratamiento de Agua	3 600	"
	<u>218 000</u>	"

Caldera 1	(Turboventiladores)	7 700 lb/hr
" 2	"	7 700 "
" 3	"	7 700 "
" 4	"	7 700 "
Relleno de fábrica		6 000 "
		<u>36 800 "</u>

* Normalmente se mantienen encendidas estas calderas, lo cual incrementa la ineficiencia operativa del Ingenio .

Se incrementa el 25 % por variaciones y picos. 254 800

25% 63 700

318 500 lb/hr

Basándose en la práctica, se tienen algunos factores donde se pueden tener buenos acercamientos para el consumo de vapor y que los fabricantes los toman como buenos, para obtener el máximo rendimiento en un Ingenio .

Potencia en turbinas para :

Planta eléctrica	25	Kw/ T. C. H.
Molinos (1) Unidad	40	Hp/ t. f. * / hr
Superficie de calentamiento normal.	3.0	(m /T. C. H.)
		*t. f. Tonelada - de Fibra .

Tomando como base la producción que realiza el Ingenio se tiene un consumo de vapor calculado como sigue.

300 000 Toneladas de caña por zafra. (Trabajando 150 días)

83.33 Toneladas de caña por hora (T. C. H.)

13% De fibra.

$$83.33 \times 0.13 = 10.83 \text{ t. f. h.}$$

Como se tiene un factor de 40 hp/ t. f. h. por molino para la turbina que acciona los molinos 1 y 2 ; 3 y 4 .

$$40 \times 10.83 = 433.3 \text{ H. P. } \quad 450 \text{ H. P. para un molino}$$

Considerando tener una presión a la entrada de la turbina de $P_1 = 188$ psia. y la presión de salida de $P_2 = 28$ psia., se obtiene el consumo teórico de vapor de cada turbina. Datos con los que deberían trabajar los equipos.

$$Q = \frac{2544}{(h_1 - h_2)}$$

$$h_1 = 1259 \quad \text{BTU/lb}$$

$$S_1 = 1.6211 \quad \text{BTU/lb } ^\circ\text{R}$$

$$S_1 = S_2 \quad (\text{isoentrópico})$$

$$1.6211 = .3626 + X (1.3419)$$

$$X = \frac{1.6211 - 0.3626}{1.3419}$$

$$X = 93.8 \quad 94$$

$$h_2 = 214.6 + .94 (948) = 1105 \quad \text{BTU/lb}$$

$$Q = \frac{2544}{(1259 - 1100) 0.6}$$

$$Q = 27.89 \quad \text{lb/hp} \cdot \text{hr}$$

Como se tiene 450 hp por molino

$$27.89 \times 450 \times 2 = 25101 \quad \text{lb/hr}$$

Para los turbogeneradores se tiene :

$$25 \text{ Kw / T. C. H.}$$

$$25 \times 83.33 = 2083.25$$

por lo que el consumo necesario se obtiene por medio de la siguiente ecuación y con los mismos datos de las turbinas de los molinos :

$$Q = \frac{3412}{(h_1 - h_2)}$$

$$Q = \frac{3412}{(1259 - 1100) 0.7} = 30.65$$

como se debe de consumir un total de 2083 Kw

$$2083 \times 30.65 = 63856 \text{ lb/hr}$$

Con base en los catálogos del fabricante los eyectores tienen un consumo promedio de 800 lb/hr por cada eyector a un vacío generado de 25 pulgadas de mercurio .

El gasto del vapor que se tiene en el Ingenio, en la planta de tratamiento de agua es de 3600 lb/hr y se estima el vapor de relleno con un consumo de 6000 lb/hr.

Por lo tanto haciendo un resumen de los consumos unitarios (teóricos) de los diferentes equipos se tendría .

Molinos	1 y 2	25 100	lb/hr
"	3 y 4	25 100	"
Planta eléctrica		63 900	"
Eyectores		8 000	"
Planta de tratamiento		3 600	"
Rellenos de vapor		6 000	"
	Subtotal	<u>131 700</u>	"
	25% de Variaciones y picos	32 900	"
TOTAL		<u>164 600</u>	"

a una presión en las calderas de 200 psig y un sobrecalentamiento de 100 °F ; obviamente los consumos específicos unitarios actualmente son mayores, en virtud de las elevadas pérdidas térmicas, mecánicas, eléctricas que se localizan en cada elemento. (equipos, tuberías, y accesorios.)

Realizando la comparación entre los consumos obtenidos en la práctica diaria y los consumos calculados según los parámetros de los fabricantes, se tiene :

Turbina de molinos :

$$35\ 000 - 25\ 100 = 9\ 900 \text{ lb/hr (simple etapa)}$$

Turbinas de generadores :

$$145\ 000 - 63\ 900 = 81\ 100 \text{ lb/hr (dos turbos operando)}$$

Los eyectores, planta de tratamiento de agua y relleno de -
fábrica se consideran con la misma cantidad debido a que los equipos
mantienen el mismo consumo .

3.1.2. DIMENSIONAMIENTO DE TUBERIAS .
(DETERMINACION DE CAIDAS DE PRESION).

Primeramente se realizará el análisis de alta presión, con - base en la caída de presión, velocidad del fluido y factor de fricción, au xiliado con un programa para (TI - 59) para lo cual es necesario con tar con los siguientes datos con sus respectivas unidades .

DÁTO	CODIFICACION	UNIDADES
Diámetro de tubería	00	pulgadas
Longitud de tuberías	01	pies
Gasto del fluido	02	libras/hora
Densidad del fluido	03	libras/pie
Viscosidad	04	centipoise
Factor de fricción optativo	05	
Presión de entrada	20	atmósferas
Peso molecular	22	lb/mol
Temperatura	23	grados Fahrenheit
Factor de compresibilidad	24	

Ecuaciones usadas en el cálculo de rutina .

Flujo en fase líquida.

$$V = \frac{G}{(\rho_L) \left(\frac{1}{4} \pi \phi^2 \right) (3600)}$$

$$Re = \frac{\phi V L}{(V_L) (6.72 \times 10^{-4})}$$

$$F = 0.001 Re^{0.575} \quad 2100 < Re < 3500$$

$$F = 0.0035 + 0.264 Re^{-0.420} \quad Re > 3500$$

$$F = \frac{16}{Re} \quad Re > 2100$$

$$D P_L = \frac{2 F L V^2 \rho_L}{(\phi) (32.17) (144)}$$

Flujo de interfase :

$$X = \left(\frac{1-Y}{Y} \right)^{0.9} \left(\frac{\rho_V}{\rho_L} \right)^{0.5} \left(\frac{V_L}{V_v} \right)^{0.1} = \left[\frac{\Delta P \text{ liq.}}{\Delta P \text{ vap.}} \right]^{1/2}$$

$$\text{Coef.} = \left[1 + 3 \left(1 - \frac{P}{P_c} \right)^{-0.55} + X^{-1.11} \right]^{1.75}$$

$$D P_2 = (\text{Coef.}) (D P_L)$$

Flujo en vapor .

$$\text{Vel.}_{\text{max.}} = \left[\frac{P (14.7) (32.17) (144)}{\rho_v} \right]^{0.5}$$

$$DP_v = \frac{2 F L V}{\rho (32.17) (144)}$$

Caída de presión fase vapor .

$$\frac{dP}{\rho_v} + \frac{d(v^2)}{2g} - \frac{2 F V d l}{\rho g_c} = 0$$

$$\rho_v = \frac{P (W_m)}{(Z) (0.7302) (T + 460)}$$

$$V = \frac{(3.54 \times 10^{-4}) G (0.7302) (Z) (T + 460)}{\rho^2 P W_m}$$

La solución de la ecuación diferencial anterior después de realizar la sustitución .

$$\frac{(83184) (\rho^5) (W_m) [P (14.7) (144)]^2 - P_2}{(Z) (T + 460) (G^2)} =$$

$$- \rho L_n \left(\frac{P (14.7) (144)}{P_2} \right) - 2 F L = 0$$

NOMENCLATURA .

ϕ	Diámetro interior de la tubería en ft.
DP_2	Caída de presión en flujo interfase en psi.
DP_L	Diferencial de presión en líquido en psi.
DP_v	Diferencial de presión en vapor en psi.
F	Factor de fricción de Fanning.
G	Flujo en lb/hr.
g_c	Aceleración de la gravedad.
32.17	$\frac{\text{lbm ft}}{\text{lbf seg.}}$
L	Longitud de tubería equivalente en ft.
V	Viscosidad del líquido en cP
V_L	Viscosidad del vapor en cP.
W	Peso molecular.
P^m	Presión en atm.
ρ_L	Densidad del líquido en lb/ft
ρ_v	Densidad del vapor en lb/ft.
T	Temperatura en ° F.
V	Velocidad en ft/seg.
X	Parámetro de Martinelli.
Y	Fracción de peso de vapor.
Z	Factor de compresibilidad.

000 76 LBL
 001 11 R
 002 53 ()
 003 43 RCL
 004 02 02
 005 55 +
 006 43 RCL
 007 03 03
 008 55 +
 009 53 ()
 010 43 RCL
 011 00 00
 012 55 +
 013 01 1
 014 02 2
 015 54)
 016 42 STD
 017 09 09
 018 33 X²
 019 55 +
 020 02 2
 021 08 8
 022 02 2
 023 07 7
 024 54)
 025 53 ()
 026 42 STD
 027 06 06
 028 65 X
 029 43 RCL
 030 09 09
 031 65 X
 032 43 RCL
 033 03 03
 034 55 +
 035 43 RCL
 036 04 04
 037 55 +
 038 06 6
 039 93 .
 040 07 7
 041 02 2
 042 52 EE
 043 94 +/-
 044 04 4
 045 54)
 046 42 STD
 047 07 07
 048 29 CP
 049 43 RCL
 050 05 05
 051 67 EQ
 052 22 INV
 053 42 STD
 054 08 08

055 61 GTD
 056 23 LMX
 057 76 LBL
 058 22 INV
 059 03 3
 060 05 5
 061 00 0
 062 00 0
 063 32 XIT
 064 43 RCL
 065 07 07
 066 77 GE
 067 24 CE
 068 32 XIT
 069 02 2
 070 01 1
 071 00 0
 072 00 0
 073 77 GE
 074 25 CLR
 075 53 ()
 076 43 RCL
 077 07 07
 078 45 YX
 079 93 .
 080 05 5
 081 07 7
 082 05 5
 083 65 X
 084 93 .
 085 00 0
 086 00 0
 087 00 0
 088 01 1
 089 54)
 090 42 STD
 091 08 08
 092 61 GTD
 093 32 XIT
 094 76 LBL
 095 24 CE
 096 53 ()
 097 43 RCL
 098 07 07
 099 45 YX
 100 93 .
 101 04 4
 102 02 2
 103 54)
 104 53 ()
 105 35 1/X
 106 65 X
 107 93 .
 108 02 2
 109 06 6

110 04 4
 111 85 +
 112 93 .
 113 00 0
 114 00 0
 115 03 3
 116 05 5
 117 54)
 118 42 STD
 119 08 08
 120 61 GTD
 121 32 XIT
 122 76 LBL
 123 25 CLR
 124 53 ()
 125 43 RCL
 126 07 07
 127 35 1/X
 128 65 X
 129 01 1
 130 06 6
 131 54)
 132 42 STD
 133 08 08
 134 76 LBL
 135 32 XIT
 136 53 ()
 137 43 RCL
 138 08 08
 139 65 X
 140 02 2
 141 65 X
 142 43 RCL
 143 01 01
 144 65 X
 145 43 RCL
 146 06 06
 147 33 X²
 148 65 X
 149 43 RCL
 150 03 03
 151 55 +
 152 43 RCL
 153 09 09
 154 55 +
 155 04 4
 156 06 6
 157 03 3
 158 02 2
 159 54)
 160 22 INV
 161 52 EE
 162 91 R/S
 163 76 LBL
 164 12 P

165	53	(220	43	RCL	274	43	RCL
166	42	STD	221	17	17	275	11	11
167	16	16	222	55	+	276	75	-
168	65	x	223	01	1	277	43	RCL
169	01	1	224	00	0	278	10	10
170	04	4	225	54)	279	54)
171	93	.	226	42	STD	280	65	x
172	04	4	227	17	17	281	93	.
173	54)	228	61	GTO	282	06	6
174	42	STD	229	34	FX	283	01	1
175	17	17	230	76	LBL	284	08	8
176	53	(231	33	X ²	285	85	+
177	02	2	232	43	RCL	286	43	RCL
178	01	1	233	10	10	287	10	10
179	01	1	234	71	SBR	288	54)
180	06	6	235	35	1/X	289	42	STD
181	93	.	236	42	STD	290	13	13
182	08	8	237	14	14	291	43	RCL
183	42	STD	238	94	+/-	292	12	12
184	26	26	239	29	CP	293	71	SBR
185	65	x	240	77	GE	294	35	1/X
186	43	RCL	241	34	FX	295	50	IxI
187	20	20	242	53	(296	42	STD
188	75	-	243	43	RCL	297	14	14
189	43	RCL	244	20	20	298	43	RCL
190	17	17	245	65	x	299	13	13
191	54)	246	43	RCL	300	71	SBR
192	42	STD	247	26	26	301	35	1/X
193	10	10	248	54)	302	50	IxI
194	61	GTO	249	42	STD	303	42	STD
195	33	X ²	250	11	11	304	15	15
196	76	LBL	251	76	LBL	305	32	XIT
197	34	FX	252	42	STD	306	43	RCL
198	53	(253	53	(307	14	14
199	43	RCL	254	53	(308	32	XIT
200	10	10	255	43	RCL	309	77	GE
201	75	-	256	11	11	310	43	RCL
202	43	RCL	257	75	-	311	43	RCL
203	17	17	258	43	RCL	312	12	12
204	54)	259	10	10	313	42	STD
205	42	STD	260	54)	314	10	10
206	10	10	261	65	x	315	61	GTO
207	29	CP	262	93	.	316	44	SUM
208	77	GE	263	03	3	317	76	LBL
209	33	X ²	264	08	8	318	43	RCL
210	53	(265	02	2	319	43	RCL
211	43	RCL	266	85	+	320	13	13
212	10	10	267	43	RCL	321	42	STD
213	85	+	268	10	10	322	11	11
214	43	RCL	269	54)	323	76	LBL
215	17	17	270	42	STD	324	44	SUM
216	54)	271	12	12	325	53	(
217	42	STD	272	53	(326	53	(
218	10	10	273	53	(327	43	RCL
219	53	(328	11	11

329 75 -
 330 43 RCL
 331 10 10
 332 54)
 333 55 +
 334 43 RCL
 335 16 16
 336 55 +
 337 01 1
 338 04 4
 339 04 4
 340 54)
 341 32 X:T
 342 93 .
 343 00 0
 344 01 1
 345 77 GE
 346 45 YX
 347 61 GTD
 348 42 STD
 349 76 LBL
 350 45 YX
 351 53 ()
 352 43 RCL
 353 20 20
 354 65 X
 355 01 1
 356 04 4
 357 93 .
 358 07 7
 359 75 -
 360 53 ()
 361 53 ()
 362 43 RCL
 363 11 11
 364 85 +
 365 43 RCL
 366 10 10
 367 54)
 368 55 +
 369 02 2
 370 08 8
 371 08 8
 372 54)
 373 54)
 374 91 R/S
 375 76 LBL
 376 35 1/X
 377 42 STD
 378 25 25
 379 53 ()
 380 50
 381 50
 382 43 RCL
 383 54)

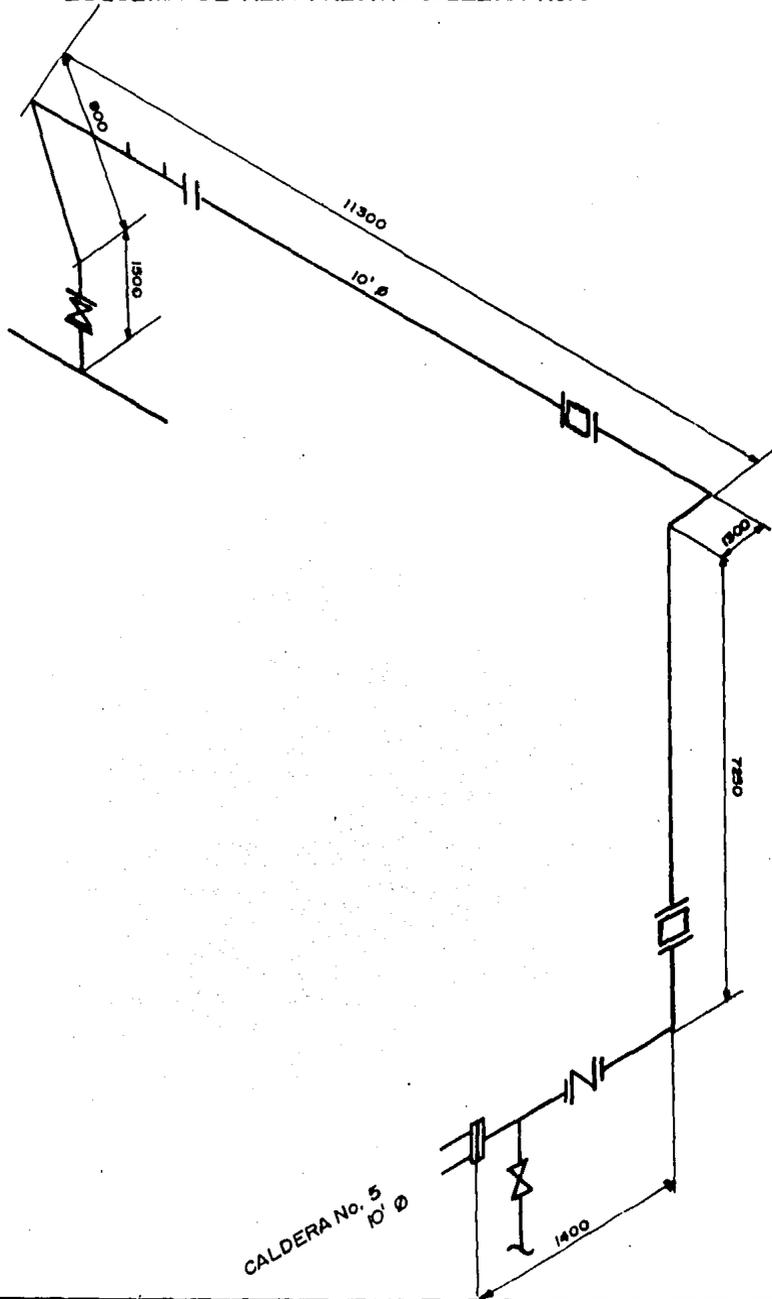
384 45 YX
 385 05 5
 386 54)
 387 65 X
 388 08 8
 389 03 3
 390 01 1
 391 08 8
 392 04 4
 393 65 X
 394 43 RCL
 395 22 22
 396 54)
 397 65 X
 398 53 ()
 399 53 ()
 400 43 RCL
 401 20 20
 402 65 X
 403 43 RCL
 404 26 26
 405 54)
 406 33 X²
 407 75
 408 53
 409 43 RCL
 410 25 25
 411 33 X²
 412 54)
 413 54)
 414 55 +
 415 43 RCL
 416 24 24
 417 55 +
 418 53 ()
 419 43 RCL
 420 23 23
 421 85 +
 422 04 4
 423 06 6
 424 00 0
 425 54)
 426 55 +
 427 53 ()
 428 43 RCL
 429 02 02
 430 33 X²
 431 54)
 432 54)
 433 53 ()
 434 42 STJ
 435 27 27
 436 75
 437 53
 438 53

439 53 ()
 440 43 RCL
 441 20 20
 442 65 X
 443 43 RCL
 444 26 26
 445 55 +
 446 43 RCL
 447 25 25
 448 54)
 449 23 LNX
 450 54)
 451 65 X
 452 43 RCL
 453 09 09
 454 54)
 455 75 -
 456 53 ()
 457 43 RCL
 458 08 08
 459 65 X
 460 02 2
 461 65 X
 462 43 RCL
 463 01 01
 464 54)
 465 54)
 466 92 RTN
 467 91 R/S
 468 00 0
 469 00 0
 470 00 0
 471 00 0

Ahora bien, el consumo de vapor real según los datos obtenidos en los consumos unitarios mencionados en el tema (3.1.1.) y como primera instancia, se analizarán las calderas No. 5 y 6 por ser las que tienen mayor generación, lo cuál es suficiente para la operación del Ingenio .

El cálculo se realizó en secciones, para tener un análisis unitario verificando las pérdidas y poder fijar los puntos críticos donde se debe tener mayor atención .

ESQUEMA DE ALTA PRESION CALDERA No. 5

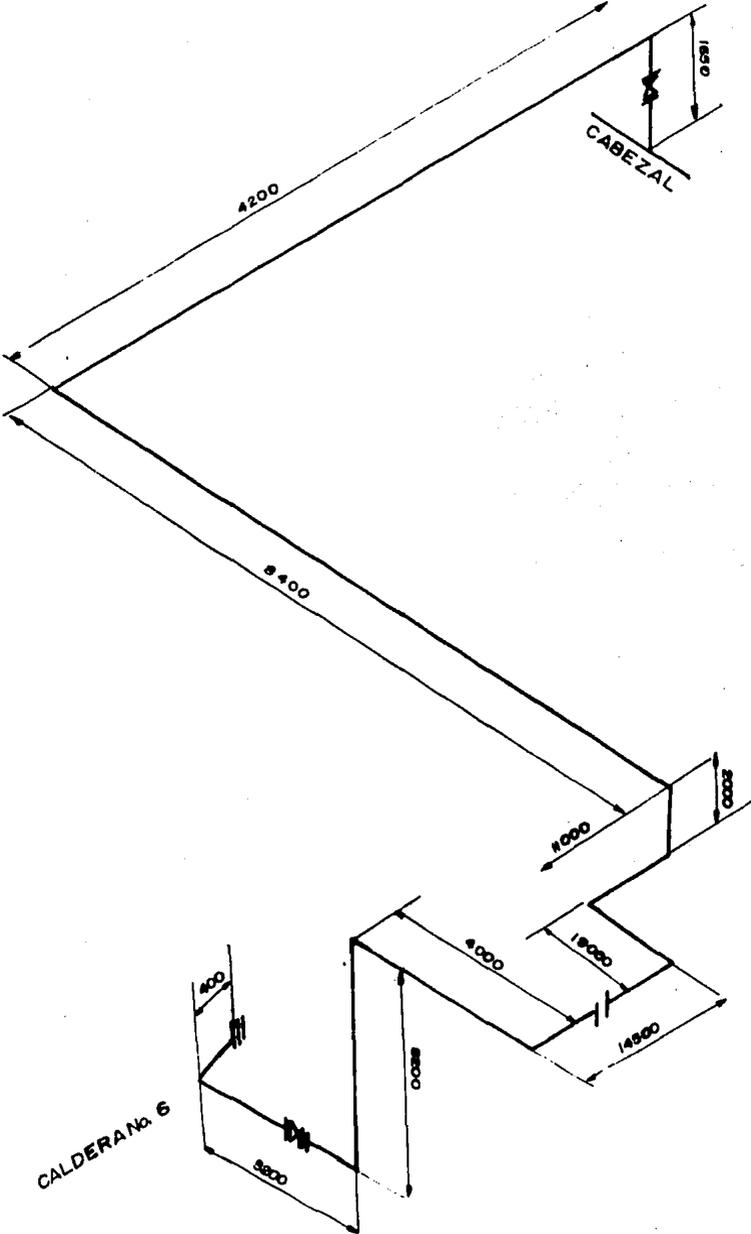


CALDERA No. 5

ACCESORIO	CANTIDAD	LONG. EQUIV. * (pies)	DIAMETRO (pulgadas)	TOTAL (pies)
Válvula Check	1	65	10	65
Junta de expansión	2	5.7	10	11.4
Válvula de compuerta	1	5.7	10	5.7
Brida de orificio	1	9.5	10	9.5
Codos de 90	4	22	10	88
Codo de 45	1	13	10	13
Conexión T	2	17	10	34
Ampliación	1	16	10 a 16	16
Subtotal				242.6'
Longitud de tubería				77.2
TOTAL				319.84

* (Longitud de tubería)
equivalente .

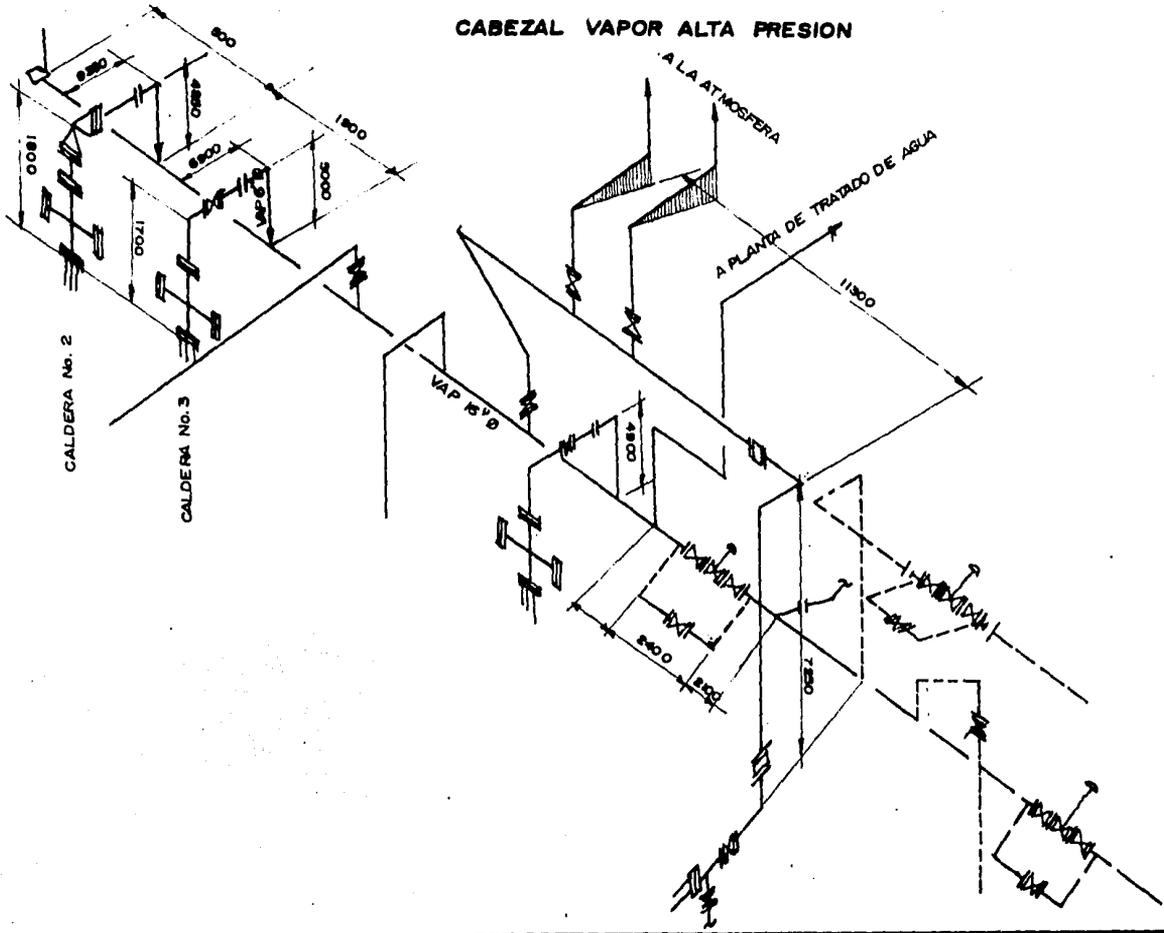
ESQUEMA DE ALTA PRESION CALDERA No. 6



CALDERA No. 6

ACCESORIO	CANTIDAD	LONG. EQUIV. * (pies)	DIAMETRO (pulg.)	TOTAL (pies)
Válvula de globo	1	270	10	270
Brida de orificio	10	5.7	10	5.7
Codo de 90	10	22	10	220
Reducción	1	16	10 a 16	16
SUBTOTAL				511.7
Longitud de tubería				236
TOTAL				748

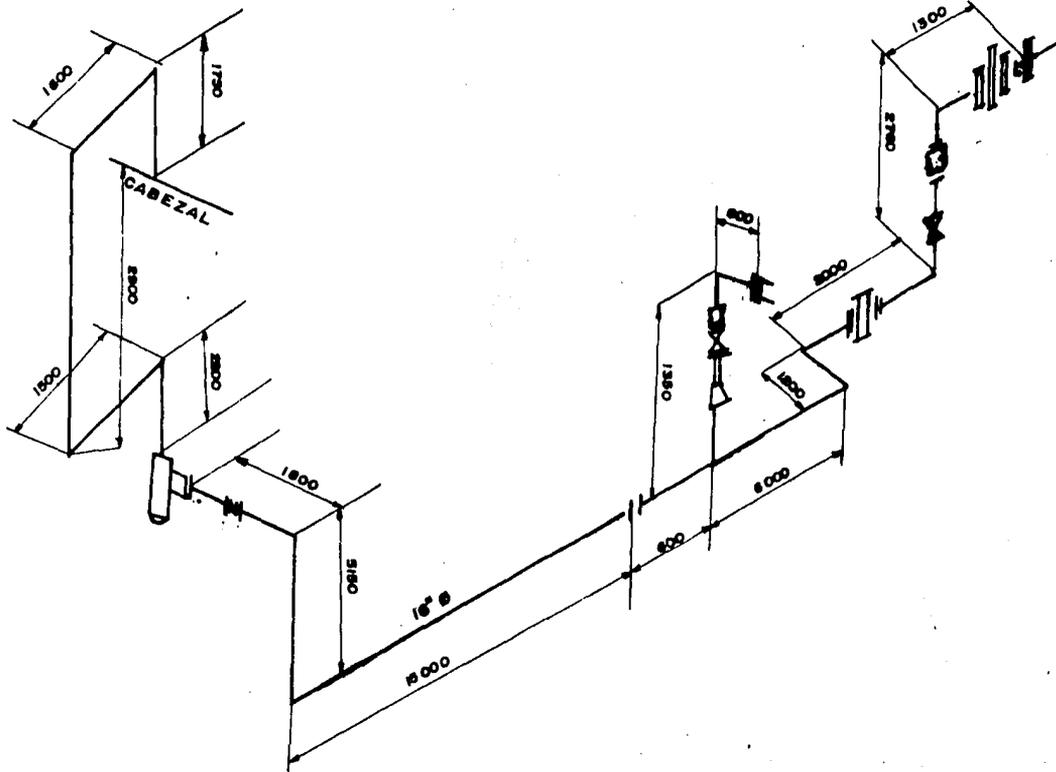
CABEZAL VAPOR ALTA PRESION



CABEZAL PRINCIPAL

ACCESORIO	CANTIDAD	LONG. EQUIV. (pies)	DIAMETRO (pulgadas)	TOTAL (pies)
Conexión T	4	19	16	76
Reducción	1	9	16 x 10	9
			<hr/>	
			Subtotal	85
Longitud de tubería				33
			<hr/>	
			TOTAL	118

ESQUEMA DE ALTA PRESION A TURBOGENERADORES



TURBOGENERADORES.

ACCESORIO	CANTIDAD	LONG. EQUIV. (pies)	DIAMETRO (pulgadas)	TOTAL (pies)
Codo de 90	6	35	16	210
Separador de humedad.	1	21	16	21
Brida de orificio	1	9.5	16	9.5
Válvula de compuerta	1	9.5	16	9.5
			Subtotal	250
Longitud de tubería				97
			TOTAL	347

MOLINO (CABEZAL).

ACCESORIO	CANTIDAD	LONG. EQUIV. (pies)	DIAMETRO (pulgadas)	TOTAL (pies)
Válvula de compuerta	1	5.5	10	5.5
Brida de orificio	1	9.5	10	9.5
Codo de 90	2	22	10	44
Conexión T	1	17	10	17
Codo de 45	2	13	10	26
Reducción	1	6	10 x 8	6
				<hr/>
				Subtotal 108
Longitud de tubería				165
				<hr/>
				TOTAL 273

ALIMENTACION TURBINA No. 1

ACCESORIO	CANTIDAD	LONG. EQUIV. (pies)	DIAMETRO (pulgadas)	TOTAL (pies)
Conexión T	1	42	8	42
Reducción	1	4	8 x 6	4
				<hr/>
			Subtotal	46
Longitud de tubería				20
			TOTAL	<hr/> 66

ALIMENTACION DE TURBINA No. 2

ACCESORIO	CANTIDAD	LONG. EQUIV. (pies)	DIAMETRO (pulgadas)	TOTAL (pies)
Codo 90	3	14	6	42
Válvula de compuerta	1	4	6	4
Junta de expansión	1	4	6	4
				<hr/>
			Subtotal	50
Longitud de tubería				28
			<hr/>	<hr/>
			TOTAL	78

RESUMEN DE DATOS Y RESULTADOS EN EL ESQUEMA DE ALTA PRESION

NOMBRE	COD	SIMBOLO UNIDADES	CALD. No. 5	CALD. No. 6	ALIM. a P. ELECTRICA	ALIM. a MOLINOS	T		
Diámetro	00	0 "	10	10	16	16	10	8	6
Longitud	01	L'	319	748	347	118	267	66	78
Gasto	02	G lb/hr	160 000	100 000	145 000	70 000	70 000	35000	35000
Densidad	03	lb/ pie	0.3905	0.3905	0.3859	0.3859	0.3859	0.382	0.382
Viscosidad	04	c.p.	0.1	0.1	0.1	0.1	0.1	0.1	0.1
Factor F*	05	F -	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
Presión	20	Patm.	14.7	14.7	14.18	14.18	14.17	14.16	14.16
Peso mol.	22	Mw	28.59	28.59	28.5	28.5	28.5	28.5	28.5
Temperatura	23	T F	480	480	480	475	475	475	475
Factor com	24	Z -	1.0	1.0	1.0	1.0	1.0	1.0	1.0
P. P*	-	P psig	7.83	7.44	0.7171	0.05827	1.414	0.3274	1.326
Velocidad	06	V ft/seg	205.5	128.46	74.76	36.69	92.39	72.92	129.63
Reynolds	07	Re	101 662	631 664	572 445	276 353	442 164	276 353	368 470
Factor F.	08	F -	0.00429	0.0044	0.0045	0.0048	0.0046	0.0048	0.0047
							3.126		

F* - Fricción mol. - molecular P. P* - Pérdida de Presión .

3.1.3. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.

Como se puede observar, si las calderas generan vapor a una presión de 200 psig., la presión del cabezal será de 192.17 psig. Se toma la mayor caída, debido a que se igualarán las presiones. Analizando la alimentación de los turbogeneradores, se tendrá una alimentación de 191.8 psig. Y la presión de alimentación a las turbinas de los molinos se tendrá una presión de 189 psig.

Con respecto a la velocidad del vapor se tiene como límite de operación para un tipo de vapor como el que se maneja, debe ser de : 150 a 200 pies por segundo, por lo que en ningún punto de la instalación se está dentro de lo permisible, lo que ocasiona una operación -deficiente y por tal motivo una pérdida de la energía misma del vapor, produciendo por un lado exceso de condensado, vibraciones en la tubería, y por otro lado el tener baja velocidad y pérdidas de calor en la tubería.

En la caldera No. 6 se tiene un diámetro similar al que tiene la caldera No. 5 , pero con menor gasto de generación, además de tener una longitud muy grande para alimentar el cabezal principal.

El cabezal no tiene suficientes trampas de condensado para asegurar que no llegue agua a las turbinas, además de tener reduccio -

nes concéntricas lo que ocasiona que el condensado se acumule en éstas en la parte inferior, no se observa en la tubería de las turbinas de los molinos un separador previo a la alimentación de cada una.

El tipo de tubería que se utiliza es de acero al carbón que tiene un coeficiente de dilatación de 3.89 pulg/100 pies a una temperatura de 480°F en la mayor longitud, que es la tubería que alimenta a los molinos, teniéndolo una longitud de 80 pies. Se pensaba que debería existir una omega pero al obtener los datos necesarios se llegó a la conclusión de que no es estrictamente necesario, aunque si recomendable .

Como se mencionó en la introducción, el aislamiento a las tuberías se encontraba deteriorado; dentro de una escala del 1 al 10; se podría decir que en la tubería de alta presión se tiene un 30 % de partes de tubería sin aislamiento, realizando un cálculo por unidad de longitud de tubería y tomando como base una diferencia de temperaturas de 400° F se tiene una pérdida de energía de 4 547 BTU/lb -- por pie lineal de tubería, en la tubería de 10 " ; en la tubería de 16 " - se tiene 6 759 BTU/hr-pie ; en tubería de 8 " 3 643 BTU/hr-pie y en la tubería de 6 " 2 799 BTU/hr-pie . Se presenta el resumen en la tabla siguiente :

LONG. TOTAL (pies)	DIAM. (pulgadas)	LONGITUD DESCUBIERTA (pies)	ENERGIA PERDIDA (BTU / hr)	PORCENTAJE DE TUBERIA DESCUBIERTA
78	6 "	15.6	43 664	20 %
79	8 "	7.9	28 779	10 %
1 321	10 "	396.3	1 801 976	30 %
460	16 "	92	621 828	20 %
TOTAL			2 496 247	

$$\frac{2\,496\,247 \text{ BTU/hr}}{1\,252 \text{ BTU/lb}} = 1\,993 \text{ lb/hr}$$

Considerando que se debe tener una generación de vapor de 218 000 lb/hr de vapor con una entalpia de 1 252 BTU/lb.

$$\frac{218\,000 \times 1252 - 2.73 \times 10^8 \text{ BTU/hr}}{2.5 \times 10^6} \times 100 = 1\%$$

Se pierde por razones de falta de aislamiento en las tuberías - el 1 % de la energía de vapor .

$$\frac{2.5 \times 10^6}{2544} = 982.7 \text{ Hp}^*$$

* Potencia pérdida en c/hr .

LONG. TOTAL (pies)	DIAM. (pulgadas)	LONGITUD DESCUBIERTA (pies)	ENERGIA PERDIDA (BTU / hr)	PORCENTAJE DE TUBERIA DESCUBIERTA
78	6 "	15.6	43 664	20 %
79	8 "	7.9	28 779	10 %
1 321	10 "	396.3	1 801 976	30 %
460	16"	92	621 828	20 %
TOTAL			2 496 247	

$$\frac{2\,496\,247 \text{ BTU/hr}}{1\,252 \text{ BTU/lb}} = 1\,993 \text{ lb/hr}$$

Considerando que se debe tener una generación de vapor de 218 000 lb/hr de vapor con una entalpia de 1 252 BTU/lb.

$$\frac{218\,000 \times 1252 = 2.73 \times 10^8 \text{ BTU/hr}}{2.5 \times 10^6} \times 100 = 1\%$$

Se pierde por razones de falta de aislamiento en las tuberías - el 1% de la energía de vapor .

$$\frac{2.5 \times 10^6}{2544} = 982.7 \text{ Hp} *$$

* Potencia pérdida en c/hr .

LONG. TOTAL (pies)	DIAM. (pulgadas)	LONGITUD DESCUBIERTA (pies)	ENERGIA PERDIDA (BTU / hr)	PORCENTAJE DE TUBERIA DESCUBIERTA
78	6 "	15.6	43 664	20 %
79	8 "	7.9	28 779	10 %
1 321	10 "	396.3	1 801 976	30 %
460	16 "	92	621 828	20 %
TOTAL			2 496 247	

$$\frac{2\,496\,247 \text{ BTU/hr}}{1\,252 \text{ BTU/lb}} = 1\,993 \text{ lb/hr}$$

Considerando que se debe tener una generación de vapor de 218 000 lb/hr de vapor con una entalpia de 1 252 BTU/lb.

$$218\,000 \times 1252 = 2.73 \times 10^8 \text{ BTU/hr}$$

$$\frac{2.5 \times 10^6}{2.7 \times 10^8} \times 100 = 1 \%$$

Se pierde por razones de falta de aislamiento en las tuberías - el 1 % de la energía de vapor .

$$\frac{2.5 \times 10^6}{2544} = 982.7 \text{ Hp}^*$$

* Potencia pérdida en c/hr .

**PERDIDAS DE CALOR Y TEMPERATURAS EXTERIORES
PARA SUPERFICIES PLANAS CON AISLAMIENTOS
DE ALTA CALIDAD**

Columna A. — Diferencia de temperaturas en °F (superficie del aislamiento-medio ambiente).

Columna B. — Pérdidas de calor a través del aislamiento en Btu./hr. por pie².

Presión manométrica del vapor Temperatura actual de la superficie. Diferencia de temperatura superficie-medio ambiente	Espesor del Aislamiento (en Pulg.)																
	1		1/2		2		2 1/2		3		4		5				
	A	B	A	B	A	B	A	B	A	B	A	B	A	B			
Lbs. por Pulg. ²	°F		°F		°F		°F		°F		°F		°F				
	F Btu.		F Btu.		F Btu.		F Btu.		F Btu.		F Btu.		F Btu.				
.....	120	50	12	18	10	15	8	12	5	9	5	7	4	6	3	5	
.....	120	70	24	38	18	27	14	21	11	17	10	15	5	12	6	10	
.....	200	120	31	50	23	36	19	30	15	23	13	19	10	15	9	13	
.....	10	139	169	43	67	30	48	24	38	20	30	17	25	14	21	11	17
.....	27	170	206	46	73	34	56	28	44	23	35	20	30	16	24	13	20
.....	80	324	254	58	125	43	75	34	58	29	46	25	39	23	31	16	25
.....	120	350	280	63	116	47	82	38	64	32	51	28	44	22	34	18	28
.....	160	370	300	67	126	50	88	40	68	34	56	30	48	23	37	20	30
.....	200	387	317	70	134	53	94	42	72	36	60	31	51	25	39	21	32
.....	300	420	350	76	147	58	105	46	79	39	65	34	56	27	43	23	33
.....	470	450	380	86	173	65	121	52	93	44	76	39	65	31	50	26	40
.....	488	415	89	182	68	123	55	99	46	77	40	67	32	52	27	42	
.....	520	450	95	200	73	142	60	109	50	88	43	75	35	58	29	44	
.....	570	520	105	228	80	158	65	122	56	100	49	85	38	65	32	53	
.....	620	570	114	255	87	177	71	135	62	113	53	95	42	72	35	56	
.....	670	620	123	286	95	200	78	152	68	127	58	105	46	81	39	66	

**DESPERDICIO DE COMBUSTIBLE POR PERDIDAS DE CALOR
EN SUPERFICIES NO AISLADAS
(Temperatura ambiente 70°F)**

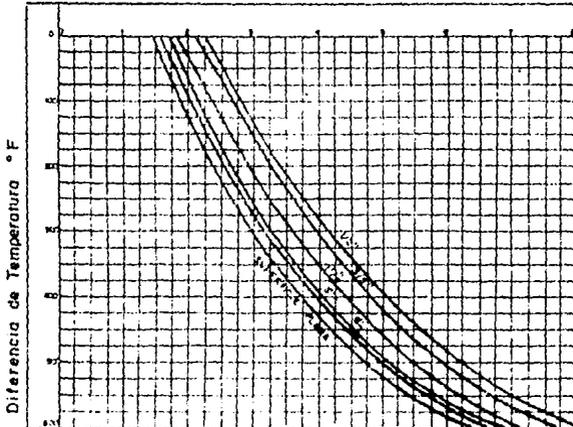
Presión del vapor Lbs./Pulg. ²	Temperatura del vapor °F	Diferencia de temperaturas °F	Pérdida de calor por pie ² por hora Btu	Aceite Combustible		Gas	
				Desperdicio de combustible por pie ² , por año (Galones)		Desperdicio de combustible por pie ² , por año (Pies cúbicos)	
				Btu. 142000 Gal.	Btu. 150000 Gal.	Btu. 540 Pies ³	Btu. 1000 Pies ³
	100	30	56.6	4.36	4.13	1,150	620
	120	50	97.5	7.52	7.12	1,980	1,070
	140	70	142.0	10.95	10.37	2,880	1,550
	160	90	190.0	14.65	13.87	3,850	2,080
	180	110	242.0	18.66	17.67	4,910	2,650
	200	130	298.5	23.02	21.79	6,050	3,270
0	212	142	334.0	25.76	24.38	6,770	3,660
10	240	170	425.0	32.77	31.03	8,620	4,650
25	267	197	522.5	40.29	38.14	10,600	5,720
50	298	228	644.0	49.66	47.01	13,060	7,050
75	320	250	737.5	56.87	53.84	14,550	8,080
100	338	268	820.0	62.23	59.86	16,030	8,960
150	365	296	960.0	74.03	70.08	19,470	10,510
200	388	318	1079.0	83.20	78.77	21,830	11,820
250	406	336	1184.0	91.30	86.43	24,010	12,960

PERDIDAS DE CALOR EN TUBERIAS DESCUBIERTAS
(Btu. por hora por pie lineal de tubería)

Diámetro nominal de la tubería Pulg.	Pies ² de superficie de tubería por pie lineal	Diferencia de Temperatura °F									
		50	100	150	200	250	300	350	400	450	
1	1/8	0.220	21.5	47.3	79.2	117.3	162.3	215.2	279.3	355.1	441.7
	1/4	0.275	26.8	59.2	99.0	146.6	202.9	269.0	349.1	443.9	552.1
	3/8	0.344	33.5	74.0	123.8	183.4	253.8	336.4	436.7	555.2	690.6
	1/2	0.435	42.4	93.6	156.8	231.9	320.9	425.4	552.2	702.1	873.3
2	1/2	0.499	49.6	107.2	179.3	263.4	367.4	487.0	632.2	803.8	999.7
	3/4	0.622	60.7	133.9	223.9	331.5	458.9	608.3	789.6	1004.9	1249.9
	1	0.753	73.4	162.2	277.1	401.4	555.6	736.4	955.9	1215.0	1512.0
	1 1/4	0.917	89.4	197.3	332.1	488.8	676.6	896.8	1164.0	1480.2	1841.0
	2	1.178	114.9	253.2	424.1	627.9	869.1	1152.0	1496.0	1901.0	2363.0
3	2	1.456	142.0	313.3	524.2	775.1	1074.0	1424.0	1848.0	2350.0	2923.0
	2 1/2	1.734	169.1	373.2	624.2	924.2	1279.0	1696.0	2231.0	2799.0	3481.0
	3	2.257	220.1	485.7	812.5	1203.0	1665.0	2207.0	2855.0	3643.0	4531.0
	4	2.817	274.7	606.2	1014.2	1502.0	2078.0	2753.0	3576.0	4547.0	5655.0
	5	3.338	325.5	717.3	1202.9	1779.0	2463.0	3265.0	4238.0	5388.0	6701.0
4	5	3.663	357.1	788.3	1316.9	1952.0	2703.0	3582.0	4650.0	5912.0	7354.0
	6	4.188	403.2	901.3	1508.0	2232.0	3090.0	4086.0	5317.0	6759.0	8407.0
	8	4.716	459.5	1015.0	1698.0	2514.0	3450.0	4612.0	5937.0	7612.0	9467.0
	10	5.235	516.4	1127.0	1888.0	2793.0	3822.0	5120.0	6546.0	8447.0	10510.0

PERDIDAS DE CALOR EN TUBERIAS DESCUBIERTAS

BTU. PERDIDO POR PIE CUADRADO POR HORA POR GRADO FAHRENHEIT DE DIFERENCIA



**EXPANSION DE TUBOS DE FIERRO
POR ELEVACION DE LA TEMPERATURA EN
SU INTERIOR**

Elevación de la Temperatura °C	Expansión en mm. por cada 100 mts.
De 15 a 65	62.4
15 a 93	96.0
15 a 120	133.0
15 a 150	166.0
15 a 180	200.0
15 a 206	242.0
15 a 230	275.0
15 a 260	316.0
15 a 315	400.0
15 a 370	483.0
15 a 425	575.0
15 a 485	668.0

**EXPANSION DE TUBERIAS
Incremento en pulgadas por cada
100 pies**

Tempe- ratura °F	Hierro fundido	Hierro forjado	Acero	Bronce y Cobre
0	0.00	0.00	0.00	0.00
50	0.36	0.40	0.38	0.57
100	0.72	0.77	0.76	1.14
125	0.88	0.97	0.92	1.40
150	1.10	1.21	1.15	1.75
175	1.28	1.41	1.34	2.04
200	1.50	1.65	1.57	2.38
225	1.70	1.87	1.78	2.70
250	1.90	2.09	1.99	3.02
275	2.15	2.36	2.26	3.42
300	2.35	2.58	2.47	3.74
325	2.60	2.86	2.73	4.13
350	2.80	3.03	2.91	4.45
375	3.15	3.46	3.31	5.01
400	3.30	3.63	3.46	5.24
425	3.63	4.05	3.86	5.35
450	3.89	4.28	4.03	6.18
475	4.20	4.62	4.41	6.68
500	4.45	4.90	4.67	7.06
525	4.75	5.22	4.99	7.55
550	5.05	5.55	5.30	8.03
575	5.36	5.90	5.63	8.52
600	5.70	6.26	5.98	9.06
625	6.05	6.65	6.35	9.62
650	6.40	7.05	6.71	10.18
675	6.78	7.46	7.12	10.78
700	7.15	7.86	7.50	11.37
725	7.58	8.33	7.96	12.06
750	7.96	8.75	8.36	12.66
775	8.42	9.26	8.84	13.38
800	8.87	9.76	9.31	14.10

3.2

VAPOR DE ESCAPE (BAJA PRESION)

Las condiciones que se tienen en la tubería de escape de las turbinas es de 15 psig y considerando la presión atmosférica del lugar de 12.6 psia, se tiene una presión absoluta de 27.6 psia y una temperatura de 230 °F considerando un vapor saturado con las propiedades termodinámicas siguientes .

$h_g = 1163$	BTU/lb	$S_g = 1.7042$	BTU/ lb °R
$h_{fg} = 947$	"	$S_{fg} = 1.3407$	"
$h_f = 216$	"	$S_f = 0.3635$	"
$v_g = 14.5188$	pies / lb	$\rho = 0.06887$	lb/pie ³
$v_f = 0.01698$	"		

tomando en cuenta que el vapor con estas condiciones deberá tener una velocidad entre 70 y 100 pies/seg .

El análisis se realizará con las diferentes ramificaciones de las tuberías, en este caso se iniciará con los consumos de cada uno de los equipos .

3.2.1. DIMENSIONAMIENTO DE TUBERIAS

3.2.1.1. DETERMINACION DE CAIDAS DE PRESION .

Utilizando el mismo programa para el cálculo de pérdidas de presión, en el esquema de alta presión se consigue obtener los da-tos referidos en la tabla siguiente .

COMPENDIO DE DATOS Y RESULTADOS DEL ESQUEMA DE BAJA PRESION

NOMBRE	COD.	SIMBOLO unidades	PLANTA ELECTRICA		MOLINOS			VAPOR VIVO AL SECADOR		RELLENO	
Diámetro	00	0"	18	24	12	16	24	6	3	12	20
Longitud	01	L'	62	619	184	668	540	71	297	126	186
Gasto	02	G lb/hr	90 000	145 000	35 000	70 000	70 000	2 200	2 200	6 000	6 000
Densidad	03	lb/pie	0.067	0.067	0.067	0.067	0.067	0.2512	0.2512	0.067	0.067
Viscosidad	04	p	0.1	0.1	0.1	0.1	0.1	0.1	0.1	0.1	0.1
Factor F*	05	F	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
Presión	20	P atm.	1.93	1.93	1.93	1.93	1.93	7.8	7.8	1.93	1.93
Peso mol.*	22	Mw	28.59	28.59	28.59	28.59	28.59	28.59	28.59	28.59	28.59
Temperatura	23	T F	246	246	246	246	246	336	336	246	246
Factor com.	24	Z	1.0	1.0	1.0	1.0	1.0	1.0	1.0	1.0	1.0
Caída de P*	--	P psig	0.1625	0.9964	0.5972	2.00	0.2159	0.114	1.32	0.015	0.002
Reynolds	07	Re	315 832	381 630	184 235	276 353	184 235	23 161	46 322	31 583	18 949
Factor F.	08	--	0.0047	0.0046	0.0051	0.0048	0.0051	0.0073	0.0063	0.006	0.0077
Velocidad	06	V ft/seg	211	191	184.7	207	92.39	12.39	49.56	31.67	11.40

F* - Factor Fricción

mol.* - molecular

P* - Presión .

3.2.2. BALANCE DE MATERIA DE ENERGIA
(CRUDO)

Auxiliados por el departamento de informática de Azúcar S.A. se obtubieron los siguientes resultados conforme a los análisis de la última zafra en el Ingenio de Oacalco .

OACALCO

CORRIENTES PRINCIPALES

LSE/MLA

CORRIENTES DE FLUJO	FLUJO (KGR/HR)	POL	GRX	PUREZA	HUMEDAD	FIBRA
CANA	83331.	11.62	14.76	78.74	72.43	12.81
AGUA DE HACERACION	29292.	0.00	0.00	0.00	100.00	0.00
BAGAZO	33442.	4.41	1.40	206.53	53.36	45.15
JUGO MEZCLADO	88983.	9.72	13.43	72.34	86.57	0.00
LECHADA DE CAL EN FRIJO	1753.	0.00	6.20	0.00	93.20	0.00
LECHADA DE CAL EN CALIENTE	0.	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
JUGO ALCALIZADO FRIO	99924.	9.84	13.93	70.37	86.02	0.00
JUGO ALCALIZADO CALIENTE	0.	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
JUGO CLARIFICADO TOTAL	94567.	9.32	12.85	72.52	87.15	0.00
LODOS DE CLARIFICACION	8155.	15.55	26.40	53.92	73.60	0.00
CACHAZA	3342.	4.45	9.75	45.74	79.05	11.19
JUGO DE FILTRO	8184.	12.92	20.63	62.46	79.31	0.00
BAGACILLO	923.	4.41	2.49	177.27	52.36	45.15

EXTRACCION REDUCIDA A 10.5% FIBRA : 11.54
 EXTRACCION DE POL : 29.24

BALANCE DE PGL

	POL EN CAYA	% CAYA
-PERDIDA EN BAGAZO	10.76	1.25
-PERDIDA EN CACHAZA	1.54	.19

CALENTADORES PRIMARIOS

TOTAL DE CALENTADORES	:	4.00	
NO. DE CALENTADORES POR BANCO	:	2.00	
AREA SECCIONAL POR PASE	:	.12	PIE 2
VELOCIDAD DEL JUGO	:	4.02	PIE/SEG
SUPERFICIE CALORICA TOTAL	:	1977.27	PIE 2
COEF. GLOBAL TRANS. DE CALOR	:	240.40	BTU/P2/HR/F
PERDIDA DE CAPSA DEL CALENTADOR	:	34.61	PIE
TEMP. SALIDA DEL JUGO CALCULADA	:	112.56	GR CENT
PRESION VAPOR CALENT.	:	8.50	PSIG
CONSUMO DE VAPOR	:	9183.74	KG/HR

BALANCE DE ENERGIA
CALENTAMIENTO

EQUIPOS	VAPOR CONSUMIDO (KGR/HR)
CALENTADORES PRIMARIOS	13593.
CALENTADORES SECUNDARIOS	0.

RESULTADOS DE EVAPORACION

NOBRE DE LAS CORRIENTES	FLUJO (KGR/HR)	BRIX	PRESION (PSIG)
JUGO A LA SALIDA/MELADURA	22316.	55.31	
AGUA TOTAL EVAPORADA	69260.		
CONSUMO DE VAPOR	17981.		15.00

BALANCE POR VASOS

---VASOS DEL MULTIPLE - EFECTO	FLUJO DE SALIDA (KGR/HR)	BRIX DE SALIDA	AGUA EVAPORADA AL PROX. VASO	CONDENSADO (KGR/HR)
09 - VASO NUMERO 1	75935.	16.25	15631.	17931.
VASO NUMERO 2	59195.	20.85	16740.	15631.
VASO NUMERO 3	41353.	29.85	17842.	16740.
VASO NUMERO 4	22316.	55.31	19036.	17842.

BALANCE DE ENERGIA
CALENTAMIENTO

EQUIPOS VAPOR CONSUMIDO
(KGR/HR)

CALENTADORES PRIMARIOS 13593.

CALENTADORES SECUNDARIOS 0.

RESULTADOS DE EVAPORACION

NOMBRE DE LAS CORRIENTES	FLUJO (KGR/HR)	BRIX	PRESSION (PSIG)
JUGO A LA SALIDA/MELADURA	22294.	55.36	
AGUA TOTAL EVAPORADA	69273.		
CONSUMO DE VAPOR	14607.		15.00

BALANCE POR VASOS

VASOS DEL MULTIPLE - EFECTOS	FLUJO DE SALIDA (KGR/HR)	BRIX DE SALIDA	AGUA EVAPORADA AL PROX. VASO	CONDENSADO (KGR/HR)
62- VASO NUMERO 1	77524.	15.52	12042.	14607.
VASO NUMERO 2	66521.	19.54	12943.	12042.
VASO NUMERO 3	52741.	23.40	13841.	12943.
VASO NUMERO 4	38021.	32.49	14739.	13841.
VASO NUMERO 5	22294.	55.36	15707.	14739.

BALANCE DE ENERGIA
CALENTAMIENTO

EQUIPOS	VAPOR CONSUMIDO (KGR/HR)
CALENTADORES PRIMARIOS	13593.
CALENTADORES SECUNDARIOS	0.

RESULTADOS DE EVAPORACION

NOMBRE DE LAS CORRIENTES	FLUJO (KGR/HR)	BRIX	PRESION (PSIG)
JUGO A LA SALIDA/MELADURA	22274.	55.41	
AGUA TOTAL EVAPORADA	60293.		
CONSUMO DE VAPOR	25799. ✓		15.00

BALANCE POR VASOS

VASOS DEL MULTIPLE - EFECTO	FLUJO DE SALIDA (KGR/HR)	BRIX DE SALIDA	AGUA EVAPORADA AL PPOX. VASO	CONDENSADO (KGR/HR)
VASO NUMERO 1	63419.	18.04	23147.	25799.
VASO NUMERO 2	54096.	21.25	10323.	9554.
VASO NUMERO 3	46995.	26.26	11101.	10323.
VASO NUMERO 4	35992.	35.17	11903.	11101.
VASO NUMERO 5	22274.	55.41	12812.	11903.

PPE = 25669
 Consumo de vapor
 Consumo total

21420
 25669
 47089
 37,000
 7,068
 12,000

23,142

13,500

BALANCE EN LA SECCION DE CRISTALIZACION

BALANCE EN LOS TACHOS DE "A"

DISTRIBUCION DE SOLIDOS

	PUREZA	BASE 100	TN DE SOLIDOS
MELADURA A NCA	: 81.48	95.99	270.79
MIEL "A" DECOR.	: 56.30	24.21	59.30
LAVADO "A"	: 75.00	1.41	3.98
SEMILLA NCA	: 87.68	20.29	57.25
MASA COCIDA "A"	: 78.92	141.00	400.31
MIEL "A"	: 56.38	65.79	185.59
LAVADO "A"	: 75.00	4.09	11.55
AZUCAR "A"	: 97.96	72.02	203.17

-59-

BALANCE EN LA SECCION DE CRISTALIZACION

BALANCE EN LOS TACHOS DE "C"

	DISTRIBUCION DE SOLIDOS		
	PUREZA	BASE 100	TM DE SOLIDO
MIEL "A" A CRISTALIZAR :	56.38	2.68	0.00
LAVADO "A" A CRISTALIZAR :	75.00	2.68	7.57
MATERIAL DE CRISTALIZAR :	65.70	5.36	15.13
MIEL "A" A MCC :	56.38	42.91	121.05
MASA COCIDA "C" :	59.50	48.27	136.18
MIEL FINAL :	39.06	27.98	78.93
AZUCAR "C" :	87.69	20.29	57.25

BALANCE EN LA SECCION DE CRISTALIZACION

BALANCE DE SEMILLA

		DISTRIBUCION DE SOLIDOS		
		PUREZA	BASE 100	TM DE SOLIDOS
SEMILLA PRODUCTA	:	87.68	20.29	57.25
SEMILLA A MCA	:	87.68	20.29	57.25

BALANCE GLOBAL DE LA SECCION

DISTRIBUCION DE SOLIDOS

	PUREZA	BASE 100	TM DE SOLIDOS
MELADURA	81.48	100.00	222.10
MIEL FINAL	39.06	27.98	78.93
AZUCAR PRODUCCIDA	97.96	72.02	203.17

BALANCE EN LA SECCION DE CRISTALIZACION

** PRODUCCION DE MASAS COCIDAS **

	TONS	M3
MCA :	425.86	289.03
MCC :	140.39	94.02
TOTAL :	566.25	383.05

BALANCE EN LA SECCION DE CRISTALIZACION

** PRODUCCION DE MIELES Y AZUCAR **

PRODUCCION DE MIELES ESPESAS

LAVADOS "A" : 13.80 M3

MIEL "A" : 114.84 M3

PRODUCCION DE MIELES DILUIDAS

MIEL "A" : 153.72 M3

PRODUCCION DE MIEL FINAL: 64.95 M3

AZUCAR PRODUCCION TOTAL : 207.72 TM

BALANCE EN LA SECCION DE CRISTALIZACION

*** PRODUCCION DE SEMILLAS ***

	TON	M3
SEMILLA A MCA	68.52	48.24
SEMILLA PRODUCIDA	68.52	48.24

BALANCE EN LA SECCION DE CRISTALIZACION

* BALANCE DE AGUA Y VAPOR *

AGUA DE DILUCION DE MIELES : 37.13 M3

	EVAPORACION (LB/HR)	CONSUMO DE VAPOR (LB/HR)
TACHO A	22298.17	24527.99
TACHO C	5994.02	8091.92
TOTAL	28292.19	32619.91
	12,860. KG/Hr.	14,827 KG/Hr.

3.2.3. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.

No se considera dentro del análisis anterior el consumo de calor en el área de refinado, aunque se pueden avalar las cifras asentadas dentro de la generación de vapor de alta presión como ampliamente suficientes, dado que el relleno que se estima se utiliza, corrobora lo anterior.

En el área de calentadores se observó que el aislamiento de éstos, se encuentra dañado y por tal motivo, las pérdidas por radiación se elevan a un grado crítico .

Como se mencionó en el análisis de alta presión, el consumo de vapor se incrementa por la gran cantidad de fugas ; este fenómeno se presenta también en el sistema de baja presión, ocasionando con esto que se tenga un mayor consumo de vapor para relleno, así como también es importante mencionar las pérdidas por radiación al tener tuberías sin aislamiento adecuado .

4.0. GENERACION DE ELECTRICIDAD Y SERVICIOS GENERALES

Como fué señalado en el inciso 3.1.1. , el Ingenio mantiene en operación dos turbogeneradores, con capacidad total equivalente a 3000 Kw.

Las lecturas observadas nos indican que el consumo de fábrica fluctúa dentro del rango comprendido entre 1800 y 2100 Kw.

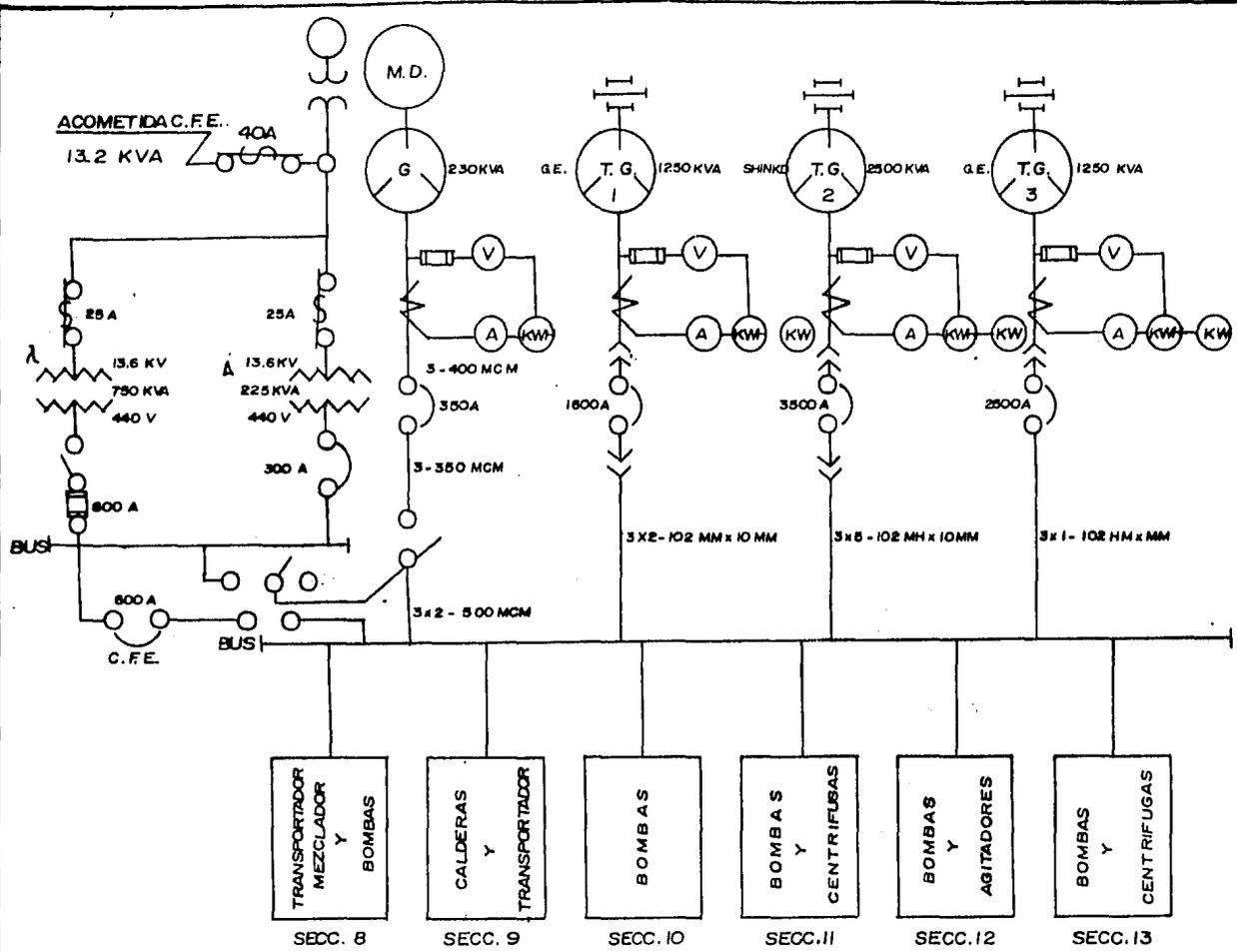
Basados en lo anterior se intuye que con un adecuado aprovechamiento de las instalaciones y equipo eléctrico, es factible disminuir el consumo por debajo de los 2000 Kw, con lo cual se economizaría un volumen grande de vapor de alta presión, al trabajar con un solo turbogenerador y mantener el segundo en operación solo cuando se presenten picos ó grandes demandas como son, en los arranques ó en situaciones extraordinarias .

Por lo anterior se recomienda :

a) Realizar un levantamiento de cargas consumidas por motor , bajo condiciones de trabajo diferentes . Con lo que se podrían determinar los consumos promedio y las variaciones (picos) .

- b) Determinar el factor de potencia por circuitos, principalmente - aquellos donde se localizan las mayores cargas, como son los departa - mentos de batey (cuchillas), y centrífugas, además en donde se pre - sentan fluctuaciones grandes en la demanda, dadas las condiciones - de operación de los equipos.
- c) Relocalizar motores en fábrica acordes con su capacidad nominal / potencia requerida.
- d) Verificar las instalaciones para evitar fugas de energía por falsos contactos, lográndose con ésto mayor vida útil a los accesorios.
- e) Eliminar cargas innecesarias en el funcionamiento del Ingenio .

Como puede verse, estos puntos pudieran hacerse extensivos al resto de los Ingenios administrados por Azúcar S. A. de C. V. con lo cual pudiera ahorrarse una gran cantidad de recursos.



BIBLIOGRAFIA

- Faires M. V. : Termodinámica UTEHA México 1973.
- Severns W. H. : La Producción de Energía mediante el vapor de agua el aire y los gases. Reverté México 1976.
- Morse F. T. : Centrales Eléctricas CECSA México - 1980 .
- Hugot E. : Manual de Ingenieros Azucareros CECSA México 1963
- SELMEC : Manual de Calderas México 1976 .
- Representaciones y Servicios de Ingeniería : Tablas de vapor 1970.
- Tesis : Metodología para la evaluación de Pérdidas Termoenergéticas en una Industria de proceso Continuo . Facultad de Ingeniería .

**