

T
621.1
R819
L3

ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL

DEPARTAMENTO DE INGENIERIA MECANICA

"RENDIMIENTOS EN LA GENERACION DE VAPOR"

TESIS DE GRADO

PREVIA A LA OBTENCION DEL TITULO DE

INGENIERO MECANICO

POR:

GUILLERMO ROSILLO HOLGUIN

GUAYAQUIL-ECUADOR

FEBRERO, 1981

RENDIMIENTOS EN LA GENERACION DE VAPOR

DIRECTOR DE TESIS



ING. GEORGE ASPIAZU

A U T O R



GUILLERMO ROSILLO HOLGUÍN

DECLARACION EXPRESA:

DECLARO QUE: Hechos, ideas y doctrinas expuestos en esta tesis son de exclusiva responsabilidad de su autor y que el patrimonio intelectual de la misma corresponde a la ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL.

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

AGRADECIMIENTO

Al ING. GEORGE ASPIAZU, Director de tesis, por su ayuda y colaboración en la realización de este trabajo.

Al Personal del LABORATORIO DE
CONVERSION DE ENERGIA DE LA
ESPOL.

CONTENIDO

	Pág.
I. INTRODUCCION	8
II. FACTIBILIDAD	10
III. ELEMENTOS ESENCIALES EN LOS GENERADORES DE VAPOR	11
Descripción General	
IV. PRUEBAS PRELIMINARES EN LOS GENERADORES DE VAPOR	99
4.1. Previas al encendido	101
4.2. Para el encendido	106
4.3. Para la operación	107
V. TERMODINAMICA DE LA GENERACION DE VAPOR	109
5.1. Combustión	109
5.2. Capacidad de vaporización	121
5.3. Balance térmico de la Caldera	125
5.4. Rendimiento termodinámico de la Cal <u>der</u> <u>dera</u> .	127
5.5. Rendimiento de la superficie de ca- lefacción.	129
✓ VI. EQUIPO DISPONIBLE DEL LABORATORIO DE CON <u>VER</u> <u>SION</u> DE ENERGIA DE LA ESPOL	132
6.1. Caldera	132
6.1.1. Quemador	133
6.1.2. Ventilador	134
6.1.3. Válvulas y accesorios	135
6.2. Supercalentador	136
6.2.1. Quemador	136
6.2.2. Válvulas y accesorios	136

6.3. Sistema de combustible	137
6.3.1. Bomba	137
6.3.2. Analizador de gases de combustión	137
6.4. Equipo de tratamiento de agua	139
6.5. Calorímetro para la determinación de la humedad del vapor.	140
 VII. PRUEBAS EN LA CALDERA Y SUPERCALIENTADOR DEL LABORATORIO DE CONVERSION DE ENERGIA DE LA ESPOL	 141
7.1. Condiciones preliminares	141
7.1.1. Determinación de las condiciones de funcionamiento estable.	142
7.2. Condiciones de agua de alimentación	149
7.2.1. Eliminación de dureza del agua.	149
7.2.2. Temperatura del agua de alimentación.	152
7.2.3. Peso del agua de alimentación (kg/hr)	152
7.3. Valor calorífico del combustible	153
7.4. Consumo de combustible	153
7.5. Humedad del vapor	153
7.5.1. Determinación de la calidad del vapor	155
7.5.1.1. Calorímetro de separación.	155
7.5.1.2. Calorímetro de estrangulamiento.	155
7.5.1.3. Combinación de ambos métodos.	156

	Pág.
7.6. Calor suministrado en el Supercalentador	156
7.7. Entalpías en los diferentes puntos.	157
7.8. Análisis de los gases de combustión	158
7.8.1. Determinación de CO ₂ (Calorímetro).	158
7.8.2. Análisis de ORSAT	158
7.9. Pérdidas de calor en los gases de combustión	165
7.10. Pérdidas de calor en las tuberías	165
7.11. Rendimiento de la Caldera	166
VIII. VARIACIONES DEL RENDIMIENTO DE LA CALDERA	167
8.1. Pruebas	167
8.1.1. Mediante el calor suministrado	167
8.1.2. Mediante temperaturas del agua de alimentación.	167
8.1.3. Mediante temperaturas del aire exterior.	167
IX. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES	169
X. APENDICE	174
Tablas	
Curvas	
Planos	
Bibliografía	

I. INTRODUCCION

La Generación de vapor es muy importante ya que la misma ha -
marcado el ritmo de desarrollo industrial ya sea ésta utilizada
como medio de producción de energía eléctrica como en los
diferentes procesos industriales tales como fábricas de Pulpa
y Papel, Ingenios Azucareros y otras aplicaciones en que se
requiere el vapor.

En el presente trabajo se describe la unidad generadora de vapor
debiendo aclarar que la moderna Caldera es sólo una de las
partes constitutivas de la misma. Por lo tanto, la Unidad Gener
adora de Vapor consiste de una Caldera con su respectivo -
quemador de combustible, un hogar enfriado por una pared de
agua, supercalentador, recalentador, economizador y calentador
de aire cuando es necesario. Además de otros elementos auxiliares
res.

El óbjeto de este estudio es verificar las garantías dadas por
los fabricantes del equipo con respecto a la capacidad y rendimi
ento para lo cual damos primero a conocer en forma resumida,
las pruebas de aceptación y revisiones a que deben ser sometidas
las calderas antes de ponerlas en marcha. Luego, previa
descripción de los equipos disponibles en el laboratorio, proced
emos a realizar las pruebas experimentales, las cuales nos

permitirán comprobar la capacidad de vaporización, calidad y rendimiento de Caldera. También la eficiencia del sistema de combustión mediante el análisis de los productos gaseosos que salen por la chimenea y otros detalles como consumo de combustible, etc. dados a conocer por los fabricantes.

De acuerdo al párrafo anterior, organizamos las pruebas para tomar datos tanto con el ciclo abierto como en el cerrado. Durante el período de las pruebas experimentales se presentaron problemas que, si bien es cierto, fueron resolviéndose a medida que se iban realizando las mismas, en un momento dado incidieron en los resultados obtenidos, principalmente debido a los controles por el poco tiempo de haber sido puesta en marcha la unidad y en consecuencia hubo la necesidad de ajustes en la calibración de los mismos. Superados la mayor parte de estos pequeños contratiempos tanto en el control como en la operación de los equipos, se procedió a tomar los datos necesarios para calcular y luego obtener los resultados esperados.

Por último, en base a los resultados obtenidos en las pruebas realizadas llegamos a la conclusión de que los datos dados por los fabricantes eran correctos, terminando por indicar las recomendaciones respectivas.

II. FACTIBILIDAD

El presente estudio ha sido realizado gracias a la existencia de la Planta de poder en el Laboratorio de Energía de la Escuela Superior Politécnica del Litoral (ESPOL), cuyos equipos permitieron llevar a cabo las diferentes pruebas necesarias para el estudio aquí presentado. Por lo tanto, es necesario ponderar la existencia de dicho laboratorio, pues, constituye y contribuye de una manera muy positiva a la preparación del estudiante y de manera muy especial para aquel cuya inclinación es precisamente la de especializarse en el campo de la Energía. Tal es así, que se ha comprobado el rendimiento de la Unidad Generadora de Vapor motivo de nuestro estudio, dándonos un resultado que está dentro de los márgenes permisibles para éste tipo de unidades lo que nos permite también confiar en el equipo adquirido.

III. ELEMENTOS ESENCIALES EN LOS GENERADORES DE VAPOR

DESCRIPCION GENERAL

En la definición técnica, se comprende como la Caldera únicamente el cuerpo que forma el recipiente y las superficies de calefacción por convección.

El término "Caldera" se aplica a un dispositivo para:

1. Generar vapor para fuerza, procesos industriales o calefacción.
2. Generar agua caliente para calefacción o para uso general.

Con la aparición de las paredes enfriadas por agua y para dar al equipo una denominación más apropiada, a la Caldera se la considera como un Generador de Vapor en términos generales. Sin embargo, muchas Calderas diseñadas para vapor se pueden convertir en calentadores de agua.

Las Calderas son diseñadas para transmitir el calor procedente de una fuente externa (generalmente combustión de algún combustible), a un fluido contenido dentro de la misma Caldera. El fluido generalmente agua debe ser alimentado en condiciones deseadas, es decir, de acuerdo con la presión, temperatura y cantidad que se requiera.

Por razones de economía, el calor debe ser generado y suministrado con un mínimo de pérdidas.

La unidad generadora de vapor se compone de los siguientes componentes:

HOGAR.- Es una cámara de fuego o recinto donde se desarrolla la combustión, es decir, donde reacciona el combustible con el comburente, transformándose en calor la energía química latente del primero. Sus dimensiones y forma deben permitir que la combustión se complete antes que los productos gaseosos alcancen la superficie de calefacción de la Caldera, que se encuentra relativamente fría, para evitar así, la formación de hollín, que al depositarse sobre aquella, disminuye su conductividad térmica. Además, cuando hay producción de hollín, el rendimiento de la combustión es menor.

La elección del hogar depende de varios factores, en especial del estado del combustible que se ha de quemar: sólido, líquido o gaseoso.

Para el estudio de los hogares se los ha subdividido en:

1. Hogares para combustibles sólidos

- a. De carga de mano

b. De emparrillado mecánico; y

c. De polvo de carbón

2. Hogares para combustibles líquidos

3. Hogares para combustibles gaseosos.

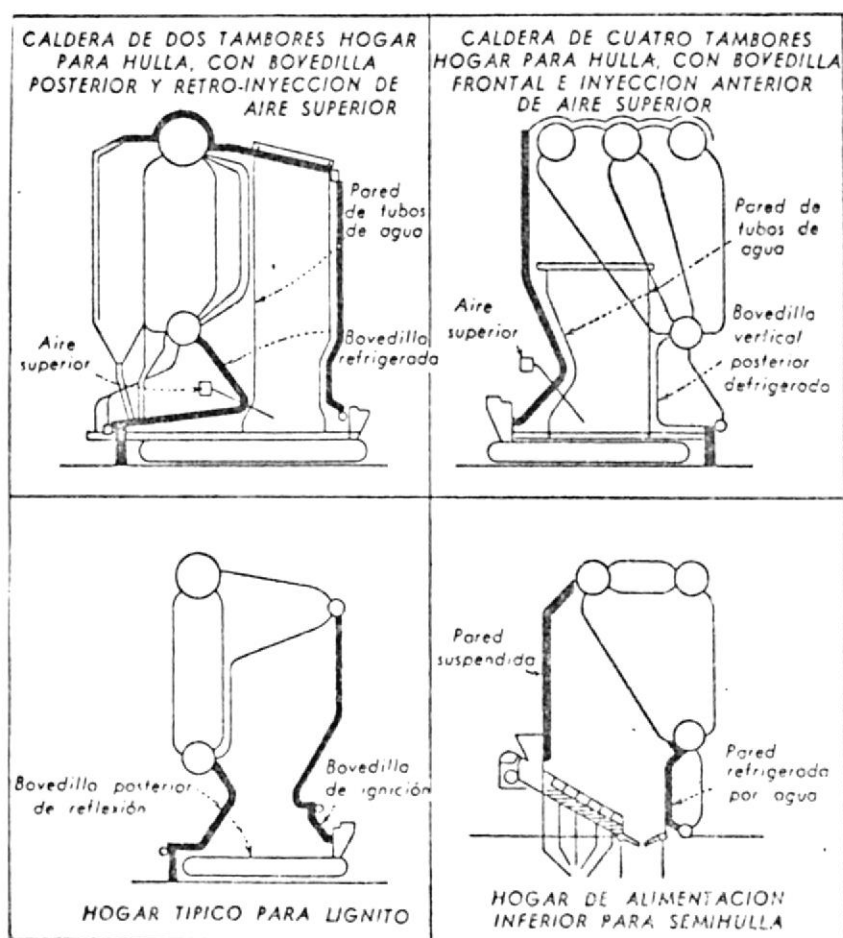


FIG. 1. Hogares mecánicos

QUEMADOR.- El término de quemador de petróleo, no es más que un pulverizador y algunas veces, un gasificador de combustible líquido. La combustión se debe a la acción conjunta del aparato antes citado y de otros elementos, como ser el bloque refractario, los registros de aire y las mismas paredes refractarias del hogar que reflejan calor sobre el combustible pulverizado. Sin embargo, como es una designación consagrada por la costumbre se utiliza el nombre de quemador.

La función del quemador consiste en pulverizar el combustible aumentando así considerablemente, la superficie de contacto de éste con el aire y de intercambio de calor.

Para obtener una buena combustión se requiere:

1. Mezclar íntimamente un volumen grande de aire con las partículas de combustible.
2. El movimiento del aire debe ser turbulento para producir, en las superficies de las gotas, una acción de barrido energético.
3. El calor de la llama debe irradiarse hacia el interior de la corriente pulverizada.

El quemador debe satisfacer otras características como son:

- a. Turbulencias.- El quemador hace desplazar el aire a velocidad relativamente elevada a través del combustible o lanzando a éste último con velocidad relativamente alta en el aire.

El movimiento relativo, entre el aire y las partículas de combustible, es necesario para que la envoltura de vapor que rodea a éstas últimas, sea arrastrada con la misma rapidez con que se forma y para que siempre exista superficie del líquido expuesta al aire. Para ello deben penetrar las partículas de combustible en el hogar, en direcciones convenientes y estar el aire animado de elevado grado de turbulencia.

- b. Pulverización.- Todos los quemadores comerciales producen un pulverizado que esparcen en el espacio, numéricamente casi todas las gotas son de diámetro muy pequeño y la distribución de las mismas sigue la ley de Gauss. La envoltura que se forma, aproximadamente un cono cuyo ángulo caracteriza al quemador y a las condiciones de operación.

- c. Límites de funcionamiento.- Un quemador puede funcionar satisfactoriamente entre los límites determinados de actividad. Siendo limitada la máxima actividad de combustión por el fenómeno de "SOPLADO DE LLAMA", esto sucede cuando la velocidad de la mezcla es superior a la de la llama y por el

costo del equipo para obtener elevadas presiones. En cambio la mínima actividad está fijada por el fenómeno de RETROCESO DE LLAMA, que se origina cuando la velocidad de ésta es superior a la de la mezcla y por el mínimo caudal que puede regular el equipo.

- d. Estabilidad.- Se considera que un quemador es estable cuando es capaz de mantener la ignición al trabajar en frío y a las presiones y relaciones aire-combustible (A/C).

Muchos quemadores pueden trabajar en condiciones adversas únicamente, si la mezcla es rica y si la llama se quema en aire libre.

- e. Forma de la llama.- La forma de la llama que proporciona un quemador depende:

1. Variaciones de la presión de la mezcla
2. Cantidad de aire primario
3. Posición relativa de su tobera con respecto a la garganta del mismo.
4. Efecto de rotación inducido en el aire.

Para la mayoría de los tipos de quemadores la llama se ensancha al aumentar la presión de la mezcla, mientras que se acorta al crecer la proporción de aire primario.

La mayor influencia en lo que respecta a la forma de llama se debe al diseño del quemador. La buena mezcla obtenida - con un elevado grado de turbulencia y grandes velocidades produce llama corta y arborecente mientras que las mezclas pobres y de bajas velocidades originan llamas largas.

En los quemadores de petróleo de alta presión, el aire para la pulverización tiende a arrastrar el combustible lejos de la tobera del quemador, antes de que pueda ser calentado hasta su temperatura de ignición, alargándose así la llama.

- f. Volumen ocupado por la combustión.- El espacio ocupado por el combustible y los productos intermedios de su combustión varía considerablemente de acuerdo con el tipo y el modelo de quemador, el combustible, superficies de refractario, etc.

TIPOS DE QUEMADORES.- De acuerdo con la fuente primaria de energía empleada, la pulverización es obtenida y los quemadores se clasifican en:

1. Quemadores a presión o de pulverización mecánica
 - a. Sin retorno
 - b. con retorno
2. Quemadores de dos fluidos o de pulverización con un fluido

auxiliar.

a. Con vapor

b. con aire

3. Con copa rotativa x

Quemadores a presión..- Los quemadores a presión producen un pulverizado en forma de abanico o cónica.

El primero se obtiene por el impacto de uno o dos chorros por medio de una tobera o haciendo chocar el chorro de combustible contra una superficie.

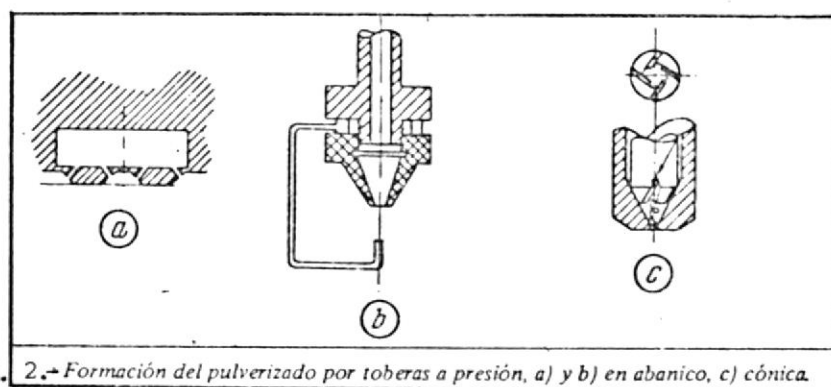


FIG. 2.→ Formación del pulverizado por toberas a presión, a) y b) en abanico, c) cónica.

Los pulverizadores cónicos resultan de someter al líquido a un movimiento turbulento en una cámara anterior al orificio del quemador. La pulverización es el resultado de la descarga a presión del petróleo, a través de un orificio pequeño, previo paso por los canales de un disco (pastilla) donde se le confiere el movimiento rotatorio del eje del orificio.

El combustible al salir del quemador toma una velocidad V_p por el efecto de la presión y otra tangencial V_t debido al movimiento rotatorio. La resultante es la velocidad V , obliqua con al eje del orificio, y el combustible abandona el quemador según una NAPA cuya forma es la de un hiperboloide de revolución cuyo cuello es el orificio de salida. Como ese orificio es pequeño la superficie de la napa es prácticamente cónica.

La velocidad de la napa de petróleo es constante en la dirección de la corriente y está dada por:

$$V_p = C_v \sqrt{\frac{2g\Delta P}{\rho \ell}}$$

donde:

V_p = velocidad de la napa (m/s)

C_v = coeficiente de descarga del orificio

p = diferencia de presión a través del pulverizador

$\rho \ell$ = peso específico del líquido (kg/m³)

Por lo tanto todas las gotas, cualquiera que sea su dimensión, son proyectadas a través de la llama con igual velocidad.

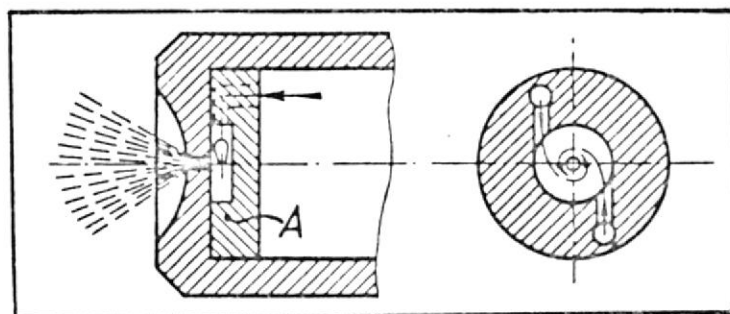


FIG.3.-En este pico de quemador, el combustible adquiere movimiento turbillonario a su paso por la pastilla A.

El combustible continúa girando después de haber abandonado el pico del quemador; la fuerza centrífuga, como así también la resistencia del aire y los fenómenos citados anteriormente, lo pulverizan.

El ángulo del cono depende de la forma del pico y de la viscosidad del combustible y su valor puede alcanzar a 80° .

Normalmente las presiones empleadas son: como mínimo 5 atmósferas y como máximo 20 atm. de acuerdo al tipo de combustible. Reduciendo la presión por debajo de 3.5 atm. la pulverización es demasiado gruesa. Por lo general la mitad de la presión inicial del petróleo se consume en el movimiento rotatorio a través del orificio del pico.

Normalmente, la capacidad de éste tipo de quemador no puede variarse entre límites muy amplios sin cambiar el orificio

del pico y la pastilla, pues lo hace a satisfacción sólo a determinados caudales.

Ello se debe a que la finura del pulverizado es función de la viscosidad del combustible y de su velocidad de rotación, antes de entrar al orificio. La velocidad de rotación es función de la caída de presión que sufre el combustible al pasar por los conductos tangenciales de las pastillas y por lo tanto si desea reducir el flujo de petróleo en 50% es necesario disminuir la presión en un 75% y, entonces, la velocidad que adquirirá el combustible será suficiente para lograr la buena pulverización.

Al disminuir la presión se puede mantener las características de pulverización reduciendo la viscosidad del petróleo o aumentando su temperatura.

En consecuencia cuando la presión mínima de funcionamiento es todavía elevada, para la demanda de la caldera será necesario cambiar el pico del quemador por uno más pequeño o, si hay varios quemadores en marcha, se detendrá uno o más de ellos. En cambio, si una vez alcanzada la presión máxima no se puede cubrir la demanda de la caldera, entonces deberá cambiarse el pico del quemador por otro más grande.

Con los quemadores de éste tipo se pueden quemar todos los gra

dos de combustible (fuel oil) siempre, claro está, que se los caliente hasta la temperatura que se les permita fluir, con facilidad, por la tobera del aparato. Estos quemadores requieren mayor calentamiento del fuel oil que los de otro tipo por estrecha relación que exista entre la viscosidad y grado de pulverización.

Con algunos quemadores el exceso de aire puede ser pequeño como 5%, habiéndose desarrollado intensidades de combustión de 900.000 Kcal/m³h en la atmósfera y aún más.

Fundamentalmente se exige que los quemadores de petróleo, de pulverización a presión, cumplan con los siguientes requisitos:

- a. Elevada intensidad de combustible
- b. Rendimiento de la combustión (calor liberado comparado con el poder calorífico), superior a 99% para la máxima actividad de combustión
- c. Estabilización satisfactoria de la llama, mezclado óptimo del combustible-aire y productos de recirculación.
- d. Combustión satisfactoria entre límites de funcionamiento - (aproximadamente entre 3:1 y 2:1). Esto es de particular importancia para los sistemas de control automático.
- e. Libre de pulsaciones para las cargas comprendidas entre los límites de funcionamiento.

- f. Buena transmisión de calor y buen diseño de la cámara de combustión; y
- g. La llama no debe dañar los elementos refractarios o metálicos, especialmente el quemador y el registro de aire, ni chocar contra los tubos o elementos del sobrecalentador, no debiendo tampoco producir depósitos de carbono o de hollín en parte alguna de la instalación.

Quemadores sin retorno..- En éste tipo de quemadores todo el combustible que llega al pico pasa al hogar.

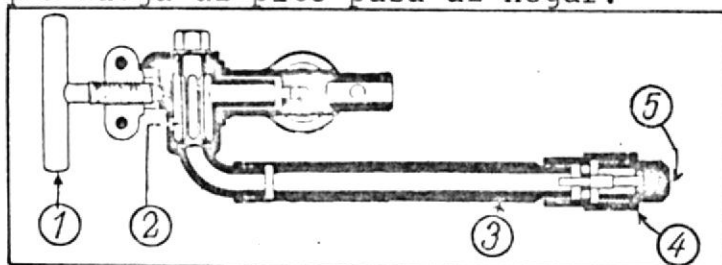


FIG. 4.- Quemador a presión sin retorno de combustible (Schutte and Koerting): 1) Manija T; 2) Filtro; 3) Tubo del quemador; 4) Pico; 5) Orificio.

Este quemador funciona con presiones de 15 a 20 atm. y con viscosidad óptima de aproximadamente 150 SSU.

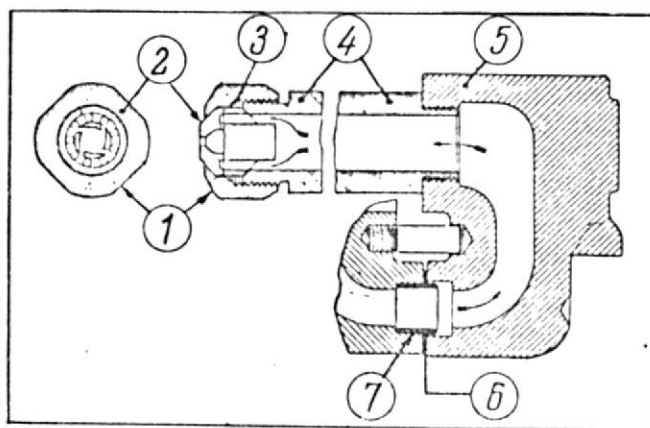


FIG. 5.- Detalles del quemador a presión sin retorno de combustible (Pleabody): 1) Casquillo; 2) Pico, 3) Junta; 4) cilindro; 5) Acoplamiento; 6) Junta; 7) Virola.

El hecho de tener que cambiar la pastilla, cuando la carga de la Caldera varía entre ciertos límites, presenta el inconveniente que, durante esa operación, el quemador queda fuera de servicio y se resiente, con ello, la producción de la Caldera, al detener el funcionamiento de quemadores, la distribución de aire deja de ser la más conveniente y es más aprovechado el volumen del hogar.

Para suprimir éste inconveniente se ha ideado quemadores provistos de un vástago de control.

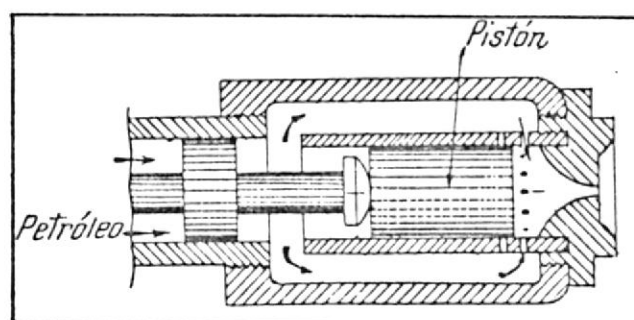


FIG. 6.- Quemador con pistón de regulación manual

Quemador de combustible pesado.- Pulverizan al combustible a la presión de 30 Kg/cm^2 , en cuyo proceso la energía de presión se transforma en velocidad.

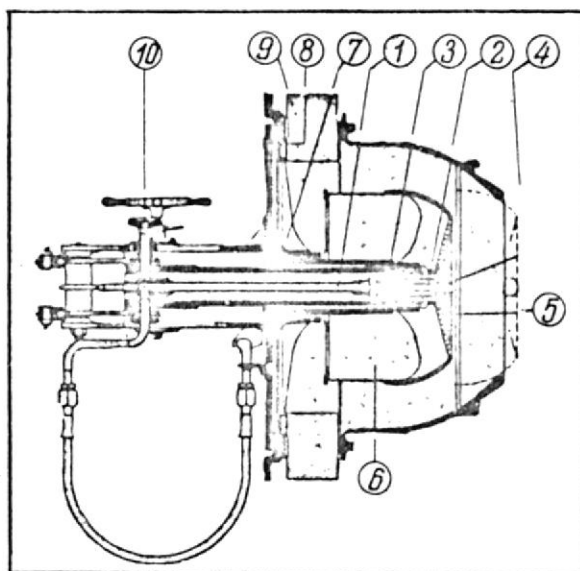


FIG. 7.- Sección transversal de un quemador de petróleo Sulzar, tipo 1250: 1) Portatobera amovible; 2) Pistón regulador de la alimentación de petróleo; 3) Muelle; 4) Tobera de pulverización; 5) Rejilla de protección; 6) Pistón de regulación de aire; 7) Anillo de regulación (laminación); 8) Rodillo de rodamiento; 9) Alabes directores; 10) Tornillo de ajuste.

Resumiendo las principales características y ventajas de éste quemador. La cantidad de petróleo varía con la presión en proporción prácticamente lineal, y la presión de aire de combustión, bajo la acción de regulación diferencial y del ventilador de velocidad graduable, se mantiene en todo el espectro de cargas.

La regulación del quemador se efectúa de modo que a cada carga le corresponde la proporción exacta de aire y de combustible.

Se construyen en tres modelos 700, 1300 y 2000 Kg/h respectivamente de combustible.

Posibilidades de servicio manual, semi o completamente automático. Grado de regulación 1:3.

Viscosidad necesaria del combustible: a plena carga 3.5° Engels. a 1/3 de carga 2°Engels.

Quemadores a presión con retorno..- En éstos quemadores una parte del combustible es quemado en el hogar y el resto vuelve al retorno. Actuando sobre la presión de retorno, se regula la cantidad de petróleo, que se quema, ajustándose a las necesidades de la caldera.

En el quemador mostrados en la figura (Peabody) se mantiene constante la diferencia de presión entre el suministro y el retorno, ya sea utilizando una válvula de diafragma cargada con un resorte o una bomba.

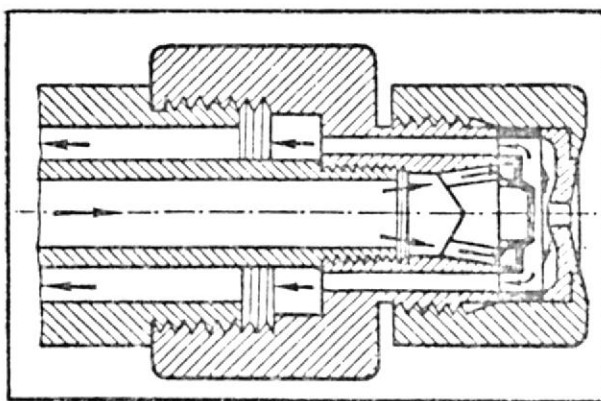


FIG. 8.- Extremo del quemador con retorno de combustible (Todd Shipyards Corp.)

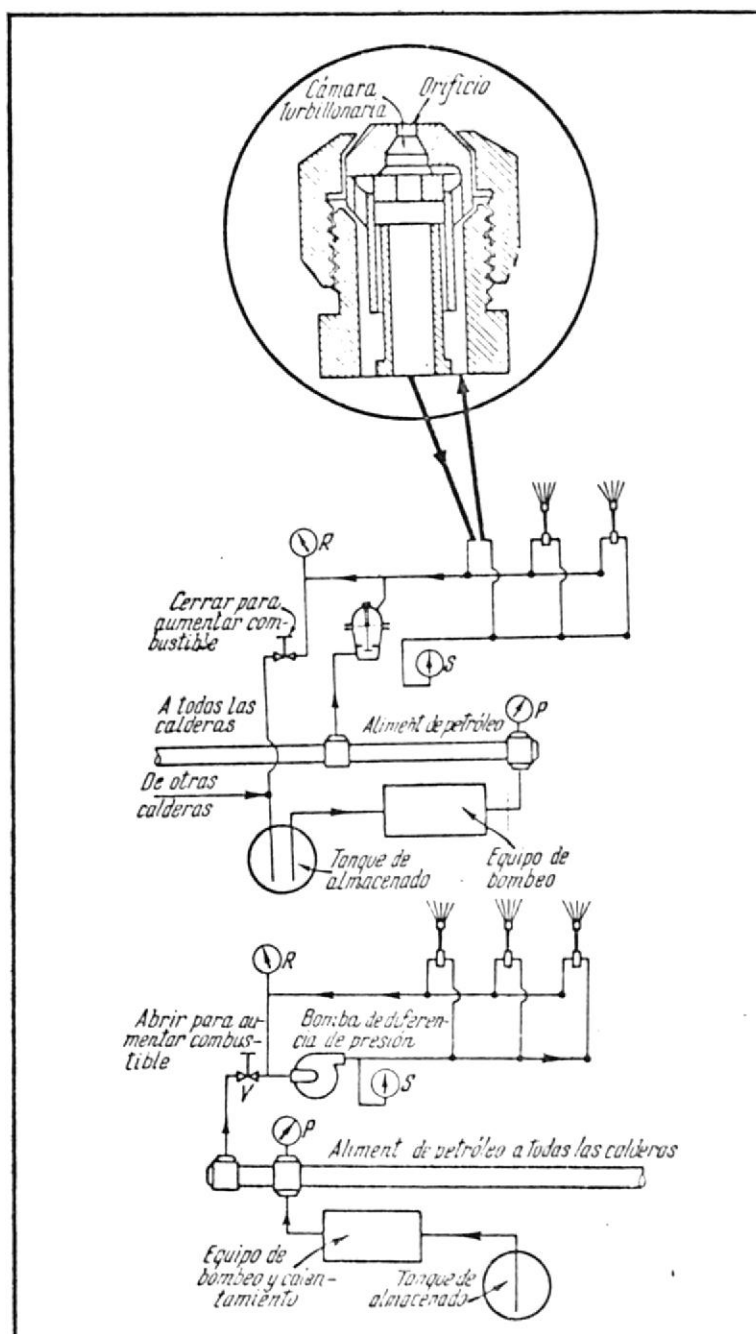


FIG. 9.- Regulación del quemador de amplia variación de capacidad.

El sistema de válvula es de fácil instalación y mantenimiento, pero el de la bomba ofrece las siguientes ventajas:

- a. El petróleo caliente no vuelve al tanque de almacenamiento o a la bomba de succión.
- b. La bomba puede utilizarse para levantar la presión del sistema de quemadores.

Se han alcanzado variaciones de capacidad de 14:1, siendo comunes las relaciones de 10:1. En las instalaciones normales es posible variar la capacidad del quemador en la relación de 6:1 sin cambiar la pastilla ni detener quemadores.

Este sistema es recomendable cuando la presión de vapor es de 7 atm. o más y para capacidades de calderas de 250 a 300 CV (caballos vapor).

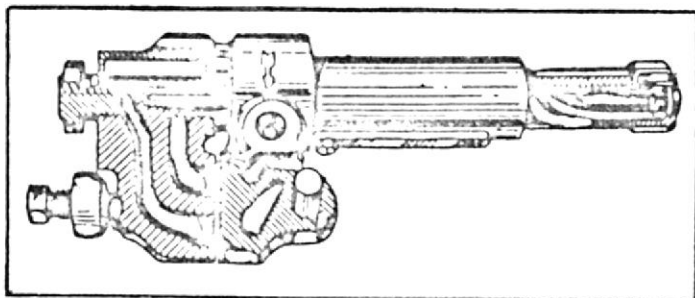


FIG. 10.-Otro quemador con retorno de combustible (Todd Shipyards Corp.)

La ventaja de estos quemadores a presión con respecto a otros son las siguientes:

1. Con tiro natural, no es necesario el empleo de soplantes, ni compresor de aire, ni con motor alguno para obtener la pulverización.
2. Como debe someterse a presión únicamente el petróleo, los costos de funcionamiento no exigen gastos de vapor, aire, energía eléctrica o muy poco de los mismos.
3. Los costos de mantenimiento son menores especialmente cuando la caldera requiere más de un quemador.
4. Para calderas de igual capacidad el mecanismo del quemador es más barato.
5. Son quemadores de funcionamiento muy silencioso.

Desventajas:

- a. Necesidad de limpieza de los picos y las pastillas.
- b. La capacidad varía entre los límites estrechos con la presión.

Quemadores de dos fluídos.- En éstos quemadores se emplea aire a baja, media o elevada presión como así también vapor que se introducen en el aparato en forma tal que chocan contra la napa líquida obtenida con uno de los elementos ya descritos o simplemente con el chorro de líquido.

Cuando el choque y el mezclado subsiguiente de los dos fluídos

se realizan en el interior del quemador, éste es de mezclado interior: si éstas operaciones tienen lugar fuera del aparato el quemador es de mezclado exterior.

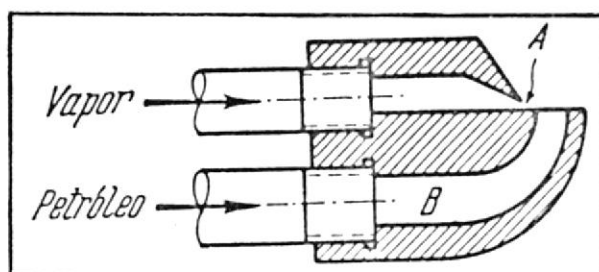


FIG. 11.- Quemador de mezclado exterior.

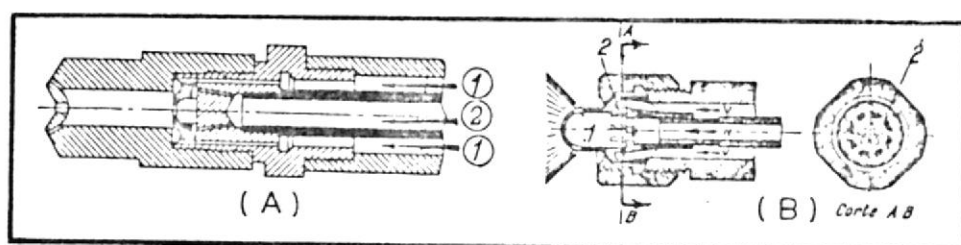


FIG. 12.- A. Quemador de vapor de mezclado interior (Todd Schipyards Corp.): 1) Vapor; 2) Petróleo.

FIG. 13.- B. Quemador a vapor de mezclado interior (Peabody)

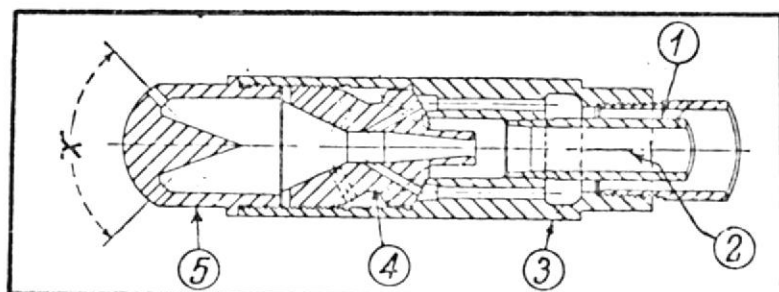


FIG. 14.- Otro quemador a vapor de mezclado interior (The Engineer Co.): 1) Conducto de petróleo; 2) Conducto del vapor; 3) Cuerpo del quemador; 4) Venturi pulverizador; 5) Tobera.

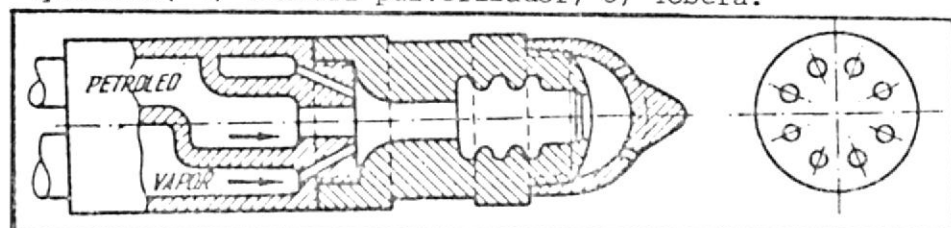


FIG. 15.- Quemador de Cohen Company

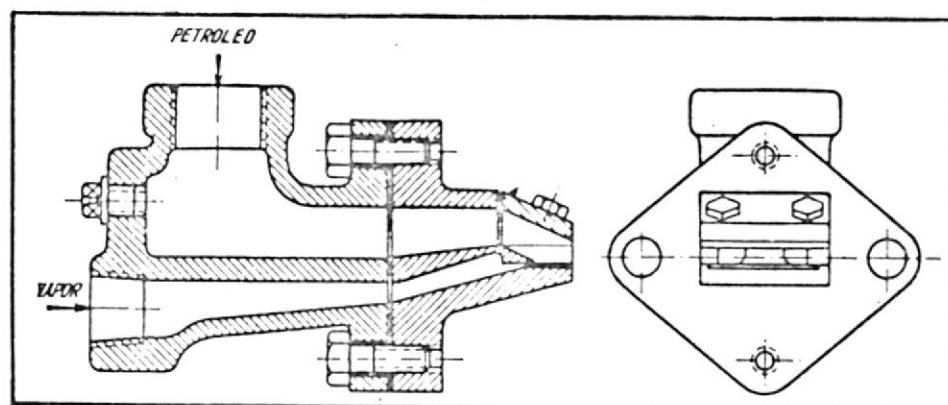


FIG. 16.- Quemador a vapor de mezclado exterior de llama plana (Schutte and Koerting).

En la siguiente figura se ven algunos modelos de éstos quemadores en los que se usa aire como segundo fluido.

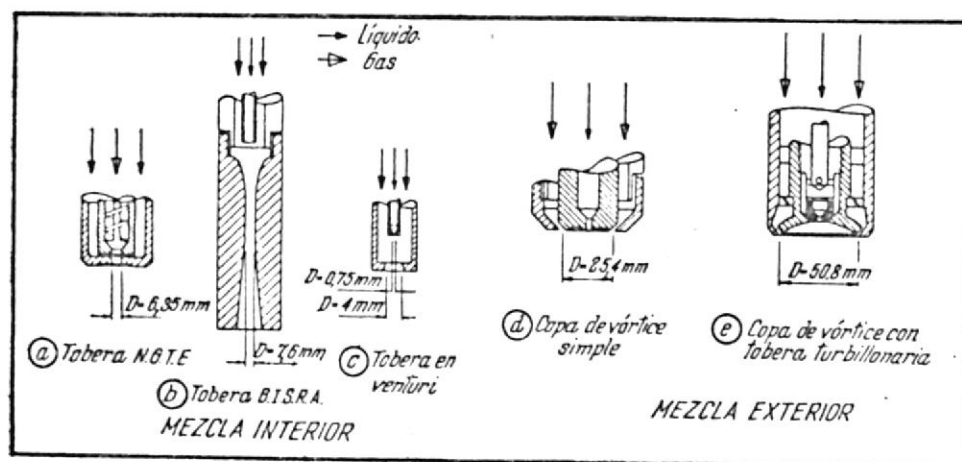


FIG. 17.- Algunos pulverizadores de doble fluido

Quemadores con vapor.- En éstos quemadores, la pulverización se obtiene empleando el vapor como fluido auxiliar. El equipo es relativamente barato, sobre todo si no se exige la re-

gulación simultánea del vapor y del combustible.

Los aparatos de éste tipo, gozan la particularidad de poder quemar casi cualquier combustible con amplia variación de la viscosidad y casi con cualquier temperatura.

La pulverización que se obtiene en general, con el vapor, es más fina que con los quemadores a presión gasificándose así más rápido el petróleo.

La llama es más resistente a la deformación y por lo tanto muy a menudo se omite el difusor.

El consumo del vapor para la pulverización varía entre el .7% y el 5% del vapor producido, por lo general el valor medio es de 2% y aún 1.25% en instalaciones bien conducidas. Ello depende del fogonero y de las condiciones del hogar.

Se construyen estos quemadores en capacidades que llegan hasta los 3000 dm³/h. de petróleo.

Quemadores de copa rotativa.- En estos el petróleo se envía a una copa cónica, que gira a una gran velocidad (por lo general 3500 RPM) accionada casi siempre, por el mismo motor que mueve al ventilador de aire primario, debido a la fuerza centrífuga el petróleo se mueve sobre la pared interior de la co

pa, hasta llegar a su borde de salida, donde la abandona.

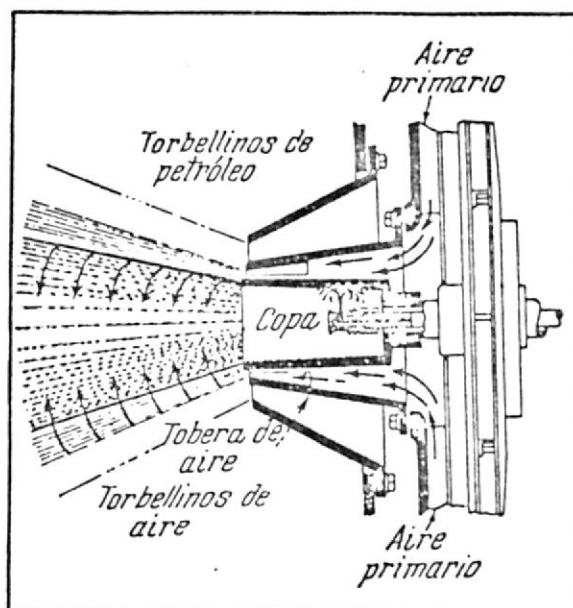


FIG. 18.-Principio de funcionamiento de un quemador de copa rotativa.

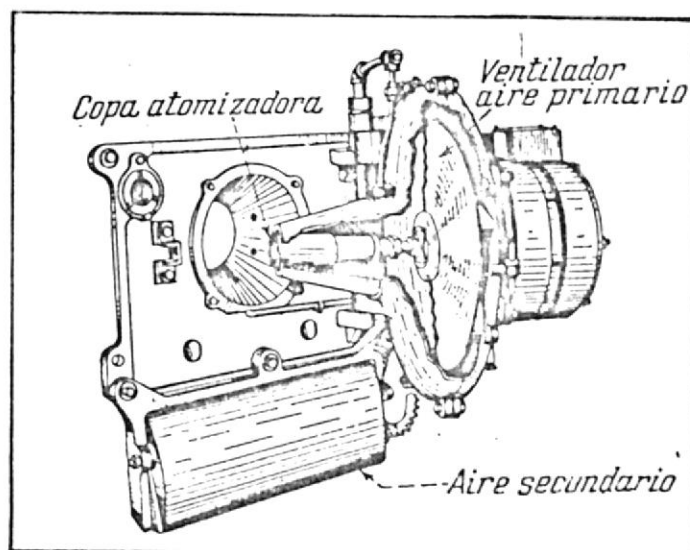


FIG. 19.- Quemador de copa rotativa que gira a 3400 R.P.M. (Todd Shipyards).

El aire primario es admitido a través del espacio anular que rodea a la copa. Si la velocidad del aire es elevada, tiende a convertir a la lámina antes citada en un cono de ángulo pequeño; en cambio, si la copa gira a gran velocidad, la energía del petróleo será capaz de vencer a la corriente de aire proporcionando un cono de pulverizado de ángulo grande.

Los ventiladores son de baja capacidad y de gran diámetro para suministrar pequeños caudales de aire primario a elevada presión. Aproximadamente entre 10 y 15% del aire total es suministrado por el ventilador del quemador.

En este sistema de pulverización, no es necesario someter el combustible a presión, salvo la requerida para que pueda llegar a la copa.

Pueden emplearse para pulverizar combustibles pesados, pero no uno u otro indistintamente.

Su capacidad puede variar entre 1 - 16 y se construyen para quemar hasta aproximadamente $800 \text{ dm}^3/\text{h}$ de combustible.

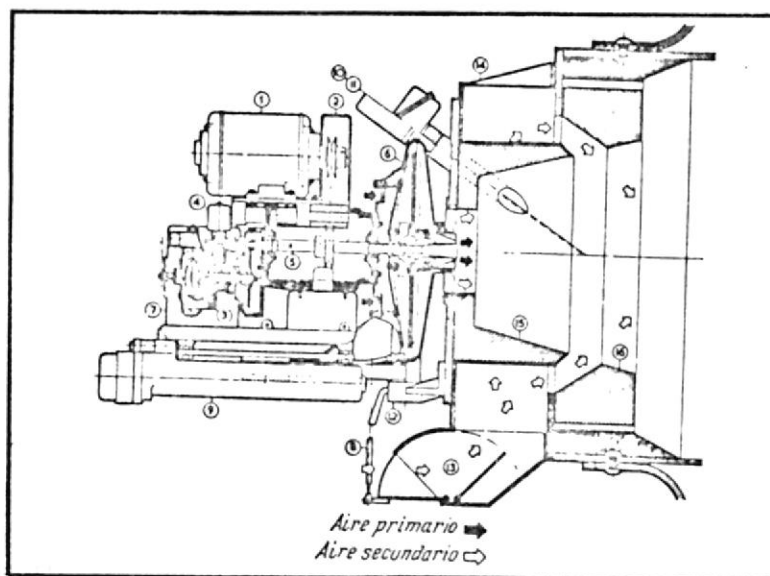


FIG. 20.-Corte de un quemador de copa rotativa para combustibles pesados (Redheugh Hydra, Ltd.): 1) Motor del quemador; 2) Caja de accionamiento; 3) Bomba dosificadora; 4) Válvula solenoide; 5) Alimentación de petróleo; 6) Ventilador aire primario; 7) Motor modulador del petróleo primario y control aire secundario; 9) Calefactorio; 10) Ignición eléctrica; 11) Célula fotoeléctrica; 12) Plataforma giratoria; 13) Entrada de aire secundario con registro ajustable y placa orientadora ajustable; 14) Capuchón distribuidor de aire secundario; 15) Tubo desarrollo de llama; 16) Anillo aislador.

SISTEMAS DE ALIMENTACION DE PETROLEO

Para hacer pasar el petróleo desde los tanques de almacenamiento hasta los quemadores es necesario disponer de un conjunto de elementos entre los cuales se cuenta, válvulas, filtros, bombas, reguladores, aparatos de control y cañerías. El sistema de cañerías se compone, fundamentalmente, de dos anillos, el principal o de distribución y los secundarios o de distribución a los quemadores.

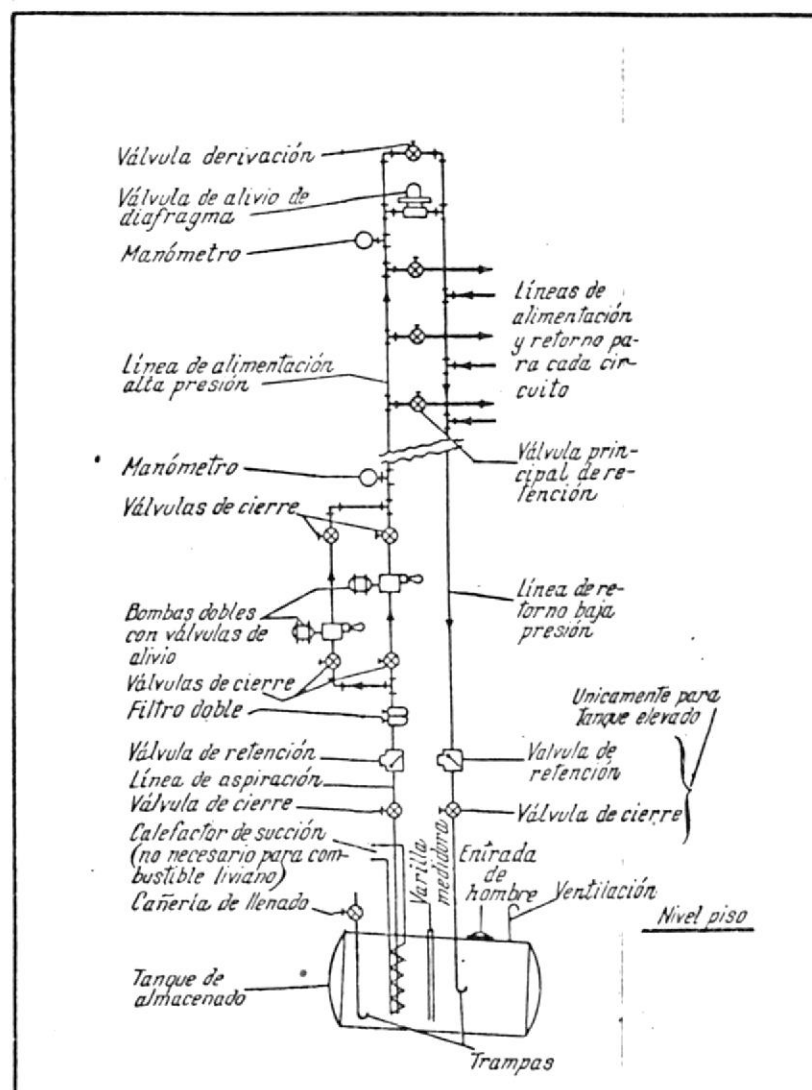


FIG. 21.- Tanque de almacenado y anillo principal de alimentación. Este es un circuito que se recomienda para todas las instalaciones cualquiera sean sus dimensiones.

En la figura se ha representado un ramal para la alimentación de quemadores de combustibles pesados. A la entrada del ramal se encuentra una válvula para independizarlo del circuito Principal. El regulador de presión reduce la presión de alimentación que reina en el circuito principal, hasta la requerida a la entrada del regulador de la relación aire-combusti-

ble (R.A.C.).

Luego puede verse un manómetro para verificar la presión a la salida del regulador de la misma.

La válvula de seguridad, accionada por solenoide, interrumpe el paso del petróleo a los quemadores en el caso que se apague el fuego, se pare el ventilador, o fallen los controles.

A continuación, el petróleo pasa por el calefactor para adquirir la viscosidad exigida por el quemador utilizado, Si el petróleo no circulara continuamente por los quemadores, su temperatura, en ellos variaría, de acuerdo con la demanda (actividad de combustión) y la consiguiente variación de la viscosidad del petróleo, tendría efecto desfavorable sobre los aparatos de control y el grado de pulverización.

El filtro (simple o en paralelo, de acuerdo a las exigencias), debe instalarse inmediatamente antes de cada regulador de la relación aire-combustible (R.A.C.) para evitar que se obstruyan las válvulas de los quemadores y que se produzcan fugas por la existencia de suciedades sobre el asiento de la válvula del R.A.C.

Para cada tramo de control deberá emplearse un R.A.C. En cada uno de esos tramos puede haber uno o más quemadores (y uno o

más R.A.C). pero la capacidad de cada R.A.C. debe ser igual o mayor que la suma de las capacidades de todos los quemadores que alimenta.

La línea de retorno a la cañería de baja presión, del anillo principal se emplea, algunas veces, para facilitar la remoción del aire de los ramales muy largos. Esas líneas de retorno deberán cerrarse inmediatamente después de haberse eliminado el aire.

Para realizar los ajustes necesarios en el R.A.C. deberá instalarse un manómetro inmediatamente después de dicho regulador. Para proteger el R.A.C. contra las elevaciones de presiones debidas a la expansión térmica del petróleo en los extremos muertos de la línea, se instalará una cámara de expansión.

Cada quemador deberá estar precedido por una válvula que lo independice y otra válvula de control manual para el ajuste de la relación aire-combustible (R.A.C.).

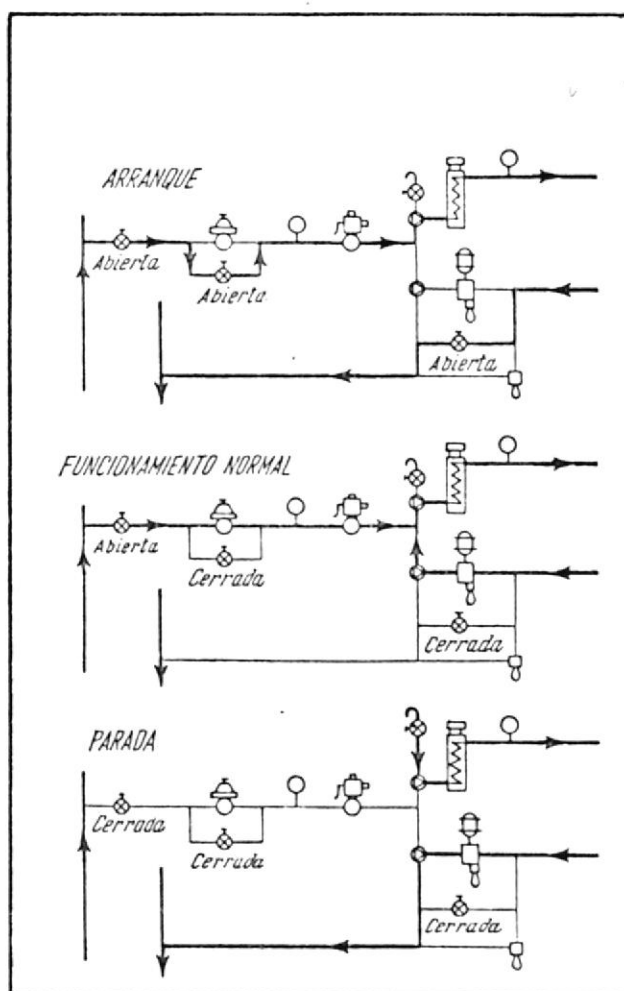


FIG. 22.- Flujo del combustible pesado en un circuito con ramal de recirculación durante el arranque, marcha normal y detención.

CALENTAMIENTO DEL PETROLEO

Para lograr la buena pulverización y combustión del petróleo y poder bombearlo, sin dificultad, desde los tanques de almacenamiento hasta los quemadores, es necesario calentarlo para que su viscosidad adquiera los valores que la práctica ha

demostrado ser lo más conveniente.

Si bien hay tablas que indican valores de temperaturas y viscosidades, se aconseja determinar, para cada instalación y tipo de combustible, la temperatura óptima de calentamiento.

Para bombear el petróleo a los tanques de almacenamiento, o desde estos a los calentadores (precalentadores), es conveniente que su viscosidad sea 700 SSF, lo que exige calentarlo aproximadamente 38°C.

Los quemadores de pulverización a presión requieren que el petróleo sea más fluído que en el caso de los quemadores a vapor. Con los primeros la viscosidad debe estar comprendida entre 180 y 200 SSU (105°C) y con los segundos es conveniente que sea de 40 SSF para lo cual habrá que calentarlo hasta 85°C.

El calentamiento del petróleo no debe ser excesivo, pues, además de la pérdida de calor y de los componentes mas volátiles que se evaporan, existe el peligro del craqueo y coquización en el precalentamiento, con posible taponamiento del quemador.

Si un petróleo se calienta con exceso se vuelve demasiado fluído y pasa, entonces, muy rápidamente por los quemadores,

la combustión es imperfecta, se produce carbonización en las paredes de los hogares y, también, inconvenientes en las bombas.

En cambio si el calentamiento es insuficiente, también lo será la pulverización y la combustión será imperfecta; esto producirá el aumento del consumo del combustible, la formación de humo y carbonización.

Algunas veces, cuando la temperatura del petróleo es muy baja, la puesta en marcha es difícil por ser muy imperfecta la pulverización y porque su temperatura está muy alejada del punto de inflamación.

El grado más satisfactorio de precalentamiento en muchos casos, sólo puede determinarse realizando ensayos con un indicador de densidad de humos.

<i>Fuel Oil</i>	<i>Quemador</i>	<i>Temp. °C</i>
Nº 6 (Bunker C)	Atomización con vapor	70 - 80
	Atomización a presión	90 - 120
	Rotatorio, calentamiento en línea de succión	60 min.
	Rotatorio, calentamiento después de bomba	80
	De aire a baja presión	90
Nº 5	Generalmente se quema frío, calentado se atomiza y quema mejor	40 - 55
Tank	Justo lo suficiente para el bombeo y manipuleo; evitar recalentamiento	25 - 30

Temperaturas recomendadas para los fuel oils pesados 10.

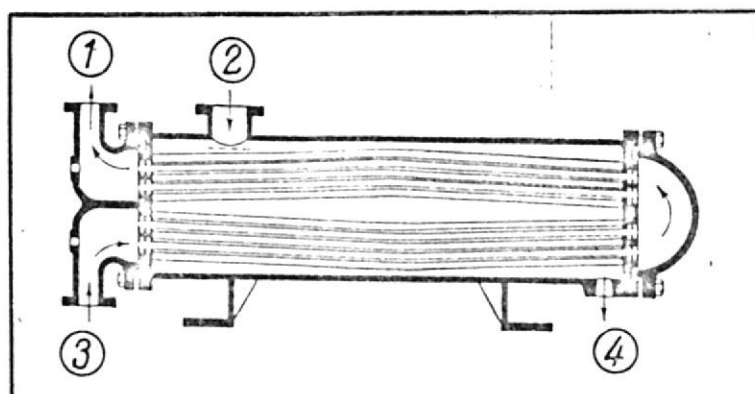


FIG. 23.- Calentador de petróleo de tubos y casco (Schutte and Koerting Co.): 1) Salida de petróleo; 2) Entrada de vapor; 3) Entrada de petróleo; 4) Purga del condensado.

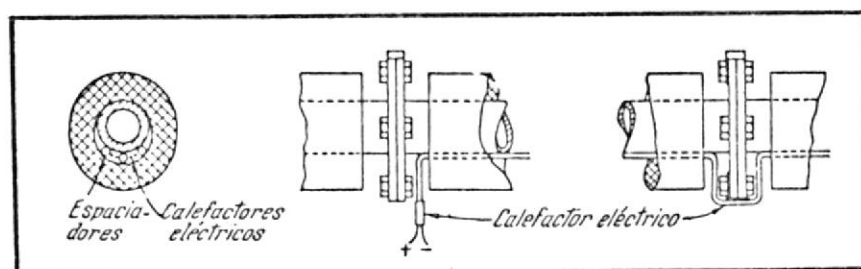


FIG. 24.- Cañerías de petróleo calentadas eléctricamente.

5. FILTROS ✓

Para evitar que lleguen partículas extrañas a los quemadores, que pudieran obturarlos se emplean filtros.

Estos pueden ser de distintos tipos (de metal perforado, de malla de alambre, de discos metálicos o de paños) de acuerdo con la viscosidad del combustible. Normalmente conviene instalar dos filtros en paralelo para así poder realizar la limpieza sin que sea necesario interrumpir el funcionamiento de la instalación.

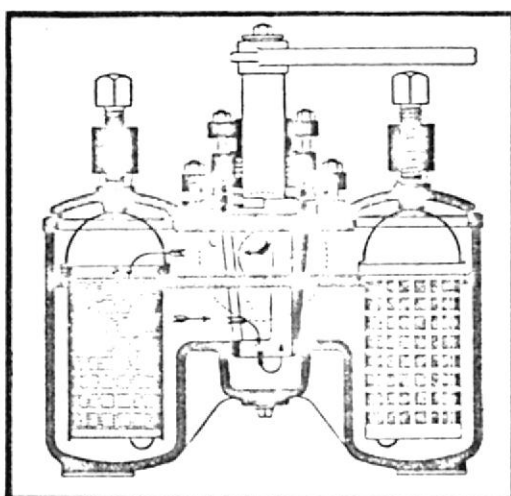


FIG. 25.-Filtro doble de malla de alambre (Schutte and Koerting).

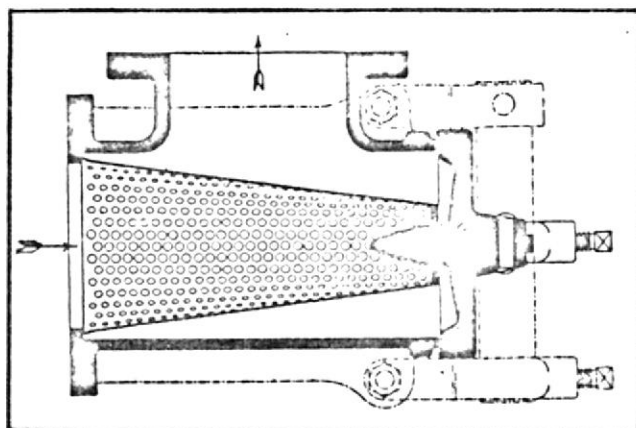


FIG. 26.- Filtro de metal perforado (Schutte and Koerting Co.)

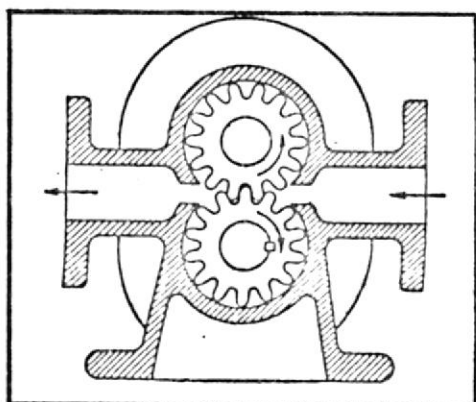


FIG. 27.- Bomba de engranajes exteriores (Schutte and Koerting).

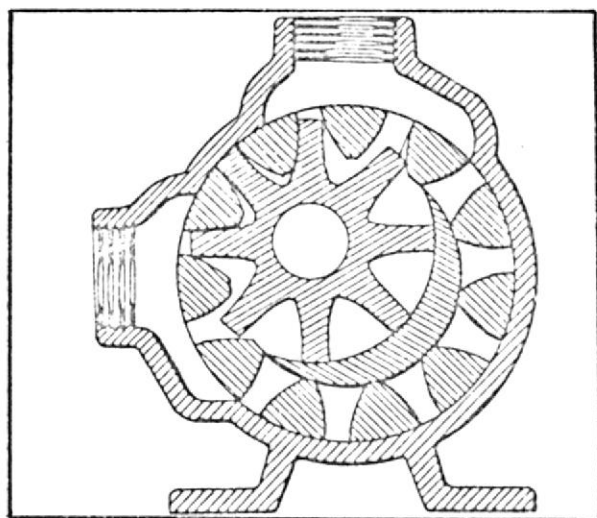


FIG. 28.- Bomba de engranaje interior (Viking Pump Co.)

CAPACIDAD DE VAPORIZACION DE UNA CALDERA

La capacidad de producción de calor (cantidad de vapor o agua caliente por hora) depende de los siguientes factores:

1. Grado de combustión del combustible.
2. Extensión de la superficie de calefacción (m^2).

- 3) Proporción en la que se distribuye la superficie de calefacción, en áreas de calefacción primarias (calor radiante); y
- 4) Circulación de vapor o del agua y la de los gases de combustión.

Para expresar la capacidad de un generador de vapor lo más correcto es referirse a los kilogramos de vapor producido por hora, indicando su presión y temperatura como así también la temperatura de agua de alimentación.

Se suele hablar de HP de caldera, que A.S.M.E. define como la cantidad de calor, en BTU, necesaria para evaporar 34.5 lb. agua/hora desde y a 212 F, cantidad que es igual a 33.472 BTU/hora. Convirtiendo este calor a calorías, se tendrá que:

$$1 \text{ HP de caldera} = 33.472 \text{ BTU/hora}$$

$$1 \text{ HP de caldera} = 8.535 \text{ Kcal/hora}$$

Por lo tanto, para calcular la potencia de una caldera que produce D Kilogramos de vapor por hora, cuyas características, como así también la temperatura del agua de alimentación son conocidas, bastará el calor contenido en el vapor por el HP de Caldera, es decir:

$$\text{HP caldera} = \frac{\text{Entalpía del vapor Kcal/h}}{8535 \text{ Kcal/hora-HP}}$$

También se emplea el HP de caldera para designar el tamaño de una caldera en base a la superficie de calefacción. Para ello, y teniendo en cuenta que la mayoría de las calderas en funcionamiento en la época en que A.S.M.E. definió el HP de caldera, eran capaces de vaporizar por cada 10 pie² aproximadamente - 34.5 lb/h de agua, se definió también a esta unidad, así:

$$1 \text{ HP de caldera} = 10 \text{ pies}^2$$

$$1 \text{ HP de caldera} = .93 \text{ m}^2$$

Es posible encontrar la relación entre HP de caldera y los kilogramos de vapor normal producido por hora y metros cuadrados de superficie de calefacción:

$$1 \text{ HP de caldera} = \frac{14.22 \text{ Kg de vapor normal}}{\text{hora-m}^2}$$

Por lo tanto la capacidad de una caldera se puede expresar de la siguiente manera:

Potencia Nominal.- (HP_n)

$$\text{HP}_n = \frac{\text{Superficie de calefacción (m}^2\text{)}}{\text{Superficie equivalente al HP caldera (.93)m}^2}$$

Calor suministrado al vapor de la caldera.- (Q)

$$Q = \text{Entalpía vapor (Kcal/Kg)} - \text{Entalpía agua de alimentación (Kcal/Kg)}.$$

X

Factor de vaporización.- (f)

$$f = \frac{\text{Calor suministrado por caldera (Kcal/Kg)}}{\text{Calor latente del vapor normal (540 Kcal/Kg)}}$$

Potencia Real.- (HP_r)

$$HP_r = \frac{\text{Vaporización real de caldera x factor de evaporación}}{\text{Vaporización equiv. al HP caldera (14.22 Kg/h)}}$$

Porcentaje de vaporización.- (%)

$$\% V = \frac{HP_r}{HP \text{ nominal}} \times 100$$

TIRO ~~X~~

El funcionamiento de una instalación generadora de vapor exige que circule, a través de la misma, los gases calientes producidos por la combustión y que, simultáneamente, llegue aire al hogar, para mantener a ésta última, y se descarguen los gases fríos por la chimenea.

El fenómeno que produce el movimiento de la masa recibe el nombre de TIRO. Si el movimiento se debe a la tendencia natural de los gases calientes a ascender se habla de TIRO NATU-RAL, que requiere siempre algún tipo de chimenea. En cambio, cuando el movimiento de los gases se obtiene con ventiladores, exaustores o eyectores se trata de TIRO ARTIFICIAL, este se subdivide a su vez en tiro Forzado, tiro aspirado y tiro equi-librado.

Se dice que la presión del hogar o la cámara de combustión es positiva cuando es mayor que la presión atmosférica, en cambio, si es menor que ésta última, se la considera negativa. Cuando la presión, en dicha cámara, es igual a la atmosférica se dirá que es equilibrada o balanceada.

Las presiones negativas presentan la desventaja de permitir la entrada al hogar de aire en exceso a través de las fisuras, reduciéndose por ello el rendimiento.

Por el contrario, la presión positiva "sopla" el fuego a través de las puertas del hogar y los gases a través de las fisuras. Lo más conveniente sería un hogar con presión equilibrada para evitar entonces esos inconvenientes.

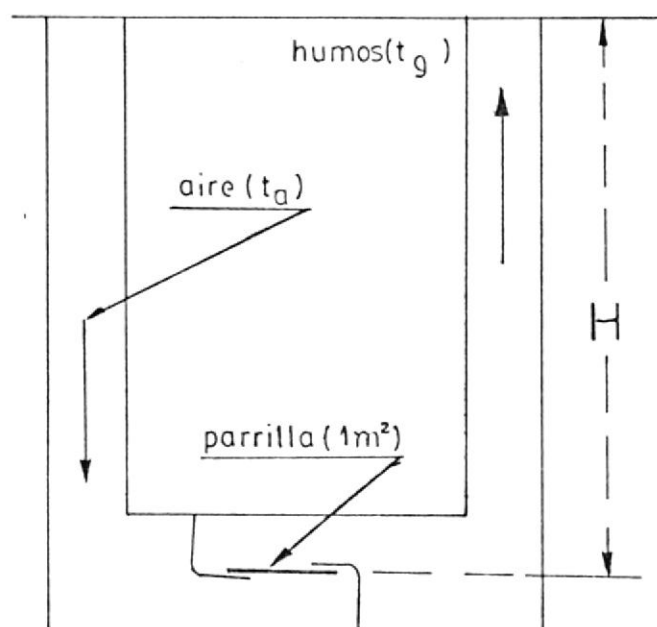
Como la diferencia de presiones necesarias para mantener la corriente gaseosa, son relativamente pequeñas el tiro se mide en milímetros de columna de agua (mm H₂O). La diferencia de presión requerida dependen, fundamentalmente, de la resistencia que opone la instalación al movimiento de los gases, desde la entrada del cenicero hasta la boca de la chimenea.

Resumiendo el tiro tiene la finalidad:

1. Hacer llegar al hogar el aire necesario para la combustión;

2. Obligar a los gases a recorrer los conductos de humo con velocidad aceptable; y
3. Evacuarnos en las capas relativas altas de la atmósfera, para que no produzcan inconvenientes en las regiones habitadas. (X)

El tiro natural, depende de la diferencia de temperatura entre los humos de la chimenea y el aire exterior. Si reducimos el sistema de tiro de un hogar a sus elementos, tendremos una columna de humo y otra de aire de 1 m^2 de sección e igual altura, como se ve en la figura. Supongamos una parrilla de 1 m^2 de superficie y queremos determinar el tiro D originado por una chimenea de altura H metros.



Peso de la columna de aire

$$= H \times 1.293 \times \frac{273 \text{ kg/m}^2}{273 + t_a}$$

Peso de la columna de gas
(humos) = $H \times 1.36 \times \frac{273 \text{ Kg/m}^2}{273 + t_g}$

FIG. 29.- Chimenea elemental

Suponiendo que los humos tienen un peso de 1.36 Kg/m^3 en condiciones normales, el tiro será, por consiguiente, la diferencia en los pesos de cada rama:

$$D = H \left(\frac{353}{t_a + 273} - \frac{371}{t_g + 273} \right)$$

H = altura de chimenea (m)

t_a = temperatura del aire (C)

t_g = temperatura del gas (C)

D = tiro en mm. de agua o Kg/m^2 X)✓

Además se deben considerar, en toda instalación de caldera, que el equipo de tiro debe vencer ciertas resistencias, éstas pueden establecerse por la siguiente forma:

$$H = h_1 + h_2 + h_3 + h_4 + h_5 + h_6$$

H = Tiro producido por la chimenea o por el aspirador

h_1 = Caída de presión a través del montaje de la caldera y del recalentador.

h_2 = Pérdida de tiro a través del economizador

h_3 = Pérdida de tiro a través del calentador de aire

h_4 = Pérdida de tiro a través de los conductos de humos

h_5 = Pérdida de tiro por los codos y cambios de los conductos.

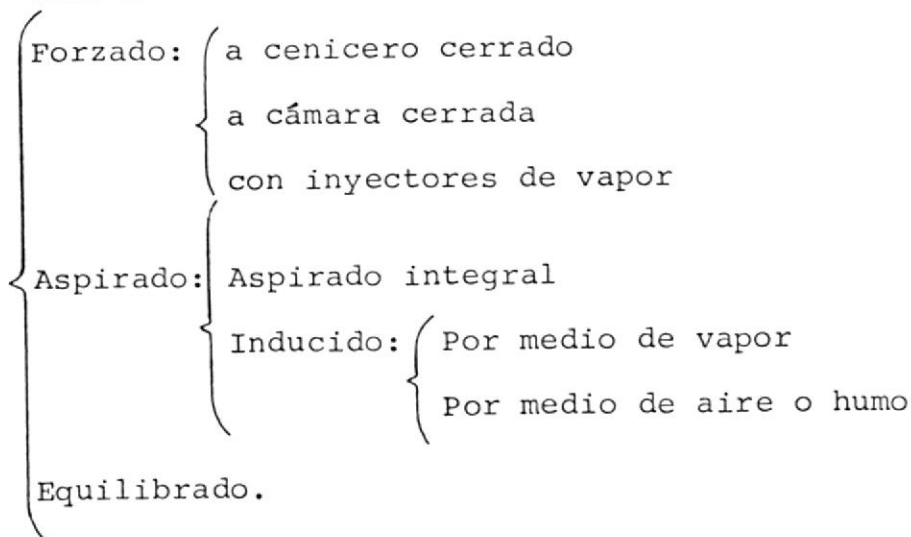
h_6 = Pérdida de tiro a través de la chimenea.

En instalaciones pequeñas donde no se utilizan economizadores

ni calentadores de aire, se eliminan h_2 y h_3 .

Clasificación del tiro artificial.-

TIRO ARTIFICIAL



El tiro artificial presente, sobre el natural, las siguientes ventajas:

- a. Suprime la chimenea que, para asegurar el tiro en todas las circunstancias, debe calcularse para las condiciones más desfavorables, lo que conduce muchas veces a dimensiones excesivas, sobre todo con las calderas de rendimiento elevado (gases fríos).
- b. Permite la regulación sencilla.
- c. Es independiente de las condiciones atmosféricas.
- d. Se adapta más fácilmente a las variaciones de carga de la central aún cuando éstas sean bruscas.

- e. Con el pueden resolverse económicamente el problema de los picos en las centrales forzando la vaporización de las calderas de servicio normal.

VENTILADORES

En general un ventilador es un aparato intercalado en un sistema de ductos, que une a dos recintos, para mantener entre ellos un cierto caudal de gas.

Los ventiladores desplazan el gas mediante paletas o álabes - montados sobre un árbol que gira a velocidad relativamente elevada.

En un ventilador, el aire comprendido entre los álabes se pone en movimiento por la rotación de éstos, dirigiéndose hacia la salida del aparato, produciéndose, en consecuencia, una cierta depresión que obliga al aire exterior a penetrar por la entrada para a su vez adquirir el mismo movimiento y así, sucesivamente, hasta que se establece la circulación permanente entre la entrada y salida, a través de los álabes y por el interior de la carcasa.

Según las condiciones de servicio se utilizan ventiladores centrífugos o axiales, aprovechando las características particulares de cada uno de ellos.

Ventilador centrífugo.- El gas penetra al aparato en dirección casi paralela al eje de rotación y recorre el espacio comprendido entre los álabes sucesivos moviéndose en dirección radial, mientras que; en los ventiladores HELICOIDALES el gas recorre ese mismo espacio en dirección, aproximadamente paralela, al eje de rotación, de ahí el nombre de Axial.

El nombre de helicoidal les viene, porque el movimiento de empuje del aire paralelo al eje, se obtiene con la ayuda de paletas en forma helicoidal apropiada que actúan un poco como un tornillo sobre una tuerca móvil. (X) ✓

Las leyes relativas a los ventiladores.- Las leyes siguientes son teóricas y no tienen en cuenta los efectos de la turbulencia y de rozamiento.

1. Manteniendo las resistencias en la admisión y en la descarga constantes:

$$Q_2 = Q_1 \times \frac{n_2}{n_1}$$

$$P_2 = P_1 \times \left(\frac{n_2}{n_1} \right)^2$$

$$HP_2 = HP_1 \times \left(\frac{n_2}{n_1} \right)^3$$

2. Manteniendo constantes la velocidad y las resistencias en la admisión y descarga, el efecto de la variación en el peso específico.

$$\gamma = (\text{Kg/m}^3)$$

$$= \text{lb/pie}^3$$

$$Q_2 = Q_1$$

$$P_2 = P_1 \frac{\gamma_1}{\gamma_2}$$

$$HP_2 = HP_1 \frac{\gamma_1}{\gamma_2}$$

3. Para un ventilador de diseño y velocidad de rotor dados, el efecto de la variación del diámetro D (variando todas las otras dimensiones proporcionalmente) es:

$$Q_2 = Q_1 \frac{D_2^3}{D_1^3}$$

$$P_2 = P_1 \frac{D_2^2}{D_1^2}$$

$$HP_2 = HP_1 \frac{D_2^5}{D_1^5}$$

Q = caudal

n_1, n_2 = velocidades

p_1, p_2 = presión

HP = potencia

D = diámetro del impulsor

7)

ECONOMIZADORES Y CALENTADORES DE AIRE

Al observar el balance térmico de una caldera se nota que la pérdida de calor más considerable es la debida al existente en los humos que escapan, se impone, entonces la recuperación de parte del calor de los mismos para mejorar el rendimiento de la caldera.

Para recuperar el calor pueden emplearse los economizadores, los calentadores de aire o bien ambos aparatos.

Un economizador reduce la temperatura de salida de los humos precalentando el agua de alimentación de la caldera. Cuando se emplea el ciclo regenerativo, es decir, el calentamiento del agua de alimentación por medio de vapor extraído en distintas etapas de la turbina, la temperatura final de ésta agua es muy elevada para permitir el empleo de un economizador entonces es más conveniente instalar un precalentador de aire.

En el caso de instalación de un economizador, éste permite alcanzar economías de combustible, que según las condiciones de operación, varía en unos casos entre el 8% y 15% y otros entre el 7% y 10%.

Economizadores..- Los modernos economizadores se construyen -

con tubos de acero, indispensables para resistir altas presiones. Para aprovechar espacio, a la superficie tubular se le da generalmente la forma de serpentín continuo, con piezas de empalme que unen los elementos horizontales, los primeros modelos utilizaban tubos de fundición y colectores o cabezales, con juntas de platinas y tornillos.

El agua de alimentación entra por un extremo del colector inferior y se distribuye por cada uno de los circuitos de tubos paralelos. Los últimos tubos se empalman a la caldera y cada día es mayor la tendencia a suprimir las piezas de vuelta, formando el serpentín de tubo continuo.

Las piezas de junta se suelen hacer de acero forjando y van cuidadosamente trabajadas para recibir los extremos del tubo. Las empaquetaduras donde el extremo del tubo se apoya contra la pieza, tiene que ser de un material blando como la cranita. Para soportar los tubos tan solo a la porción recta de aquellos, se colocan placas tubulares de fundición.

La vuelta exterior es de paneles desmontables de plancha de acero aislados, siendo innecesario quitar todo el lado de la cubierta para tener acceso a un determinado tubo.

En las inversiones de paso del tubo se colocan tolvas para recoger el hollín bajo el economizador que por tubería se manda al cenicero.

Después de lo anteriormente anotado , podemos nombrar varios tipos de economizadores:

- a. Integrales o separados
- b. Interiores o exteriores
- c. De acero o de fundición
- d. De tipo accesible o de tubo continuo
- e. Prevaporización.

PRECALENTADORES DE AIRE

El objeto de los precalentadores de aire es calentar al aire que se envía al hogar para la combustión, aprovechando parte del calor contenido en los humos antes que estos lleguen a la chimenea. El calor así recuperado que vuelve al hogar, representa economía de combustible y aumento del rendimiento de la caldera. En ciertos casos el aire se puede recalentar con vapor.

El aumento de rendimiento significa menor consumo de combustible para la misma producción de vapor, se entiende que para iguales condiciones de funcionamiento.

Si se mantiene a la producción o carga de la caldera, reduciendo el combustible en proporción con el aumento de rendimiento; las temperaturas de la llama y del hogar no variarán en forma sensible. La variación, en la cantidad de calor trans

mitida a las superficies de calefacción, será debida a ligera reducción en la convección por ser menor el volumen de gases. Si en cambio se mantiene el mismo consumo de combustible, después de haber instalado el precalentador, la producción de vapor aumentará, no sólo para aumentar el rendimiento térmico de la caldera sino también por ser mayor la transmisión de calor. El aumento del rendimiento térmico combinado significa un mayor desarrollo de calor en el mismo volumen de hogar y para la misma superficie de calefacción, aumentando en consecuencia, las temperaturas del hogar y refractarios.

La transmisión de calor por radiación es proporcional a la cuarta potencia de la temperatura absoluta de la superficie emisora, de ahí que la transmisión de calor de la llama y las superficies refractarias aumenta sensiblemente. Esto significa mayor producción de vapor.

Cuando en la Planta Generadora de vapor existe, además del economizador un precalentador de aire, este último se instala después del economizador.

En las centrales de ciclo regenerativo, el agua llega tan caliente al economizador, que es necesario instalar el precalentador de aire después del sobrecalentador o de la caldera, según el caso.

El material del precalentador es mucho más sensible a la oxidación y a la formación de depósitos de sustancias extrañas - que el del economizador de ahí que puede ser ventajoso, en muchos casos y especialmente cuando se queman combustibles con elevado contenido de humedad, instalar el precalentador de aire delante del economizador de tubos aletados.

La instalación de un precalentador introduce una resistencia adicional en la circulación de los gases. Su valor depende del tipo de precalentador pudiendo variar entre 25 a 100 mm. de columna de agua, por eso resultan poco convenientes en las instalaciones de tiro natural.

En el caso de tiro artificial debe tenerse en cuenta el aumento de potencia de los ventiladores que fluctúa, según la temperatura entre .7 Kw y 1 Kw/25 mm. columna de agua de pérdida en el tiro por cada 5000 Kg de gases que circulan por hora, más .5 Kw aproximadamente/25 mm. de columna de agua de caída de presión del lado de aire y para igual peso de fluído.

Los tipos de precalentadores más conocidos son: a) Recuperativos; b) Regenerativos.

Precalentadores recuperativos.- En este los dos fluídos separados por una superficie metálica a través de la cual se trans

mite el calor, se subdivide en: 1) Tubulares y 2) de placa.

Precalentadores regenerativos.- Aquí la superficie es calentada intermitente en ambas caras por los humos y enfriada también intermitente en ambas caras por el aire.

SUPERCALENTAMIENTO

Se dice que un vapor está sobrecalentado cuando su temperatura es superior al de saturación correspondiente a la presión a que se encuentra sometido.

El vapor que sale de la caldera contiene humedad siendo necesario elevar su temperatura para secarlo. El vapor supercalentado no tiene arrastre de humedad; en consecuencia, es menos abrasivo y corrosivo que el vapor saturado húmedo, que contiene gotitas y neblina de agua. Para el impulso de una turbina, la condición de sequedad es imperativa; para máquinas de vapor de émbolo, es deseable.

Los constructores de turbinas prefieren mantener el vapor húmedo del escape con un contenido de humedad de menos de 15% (calidad de vapor 85%). En cuanto aumenta la humedad, baja la eficiencia de la turbina y la abrasión de las paletas aumenta.

El supercalentamiento permite elevar la capacidad del generado

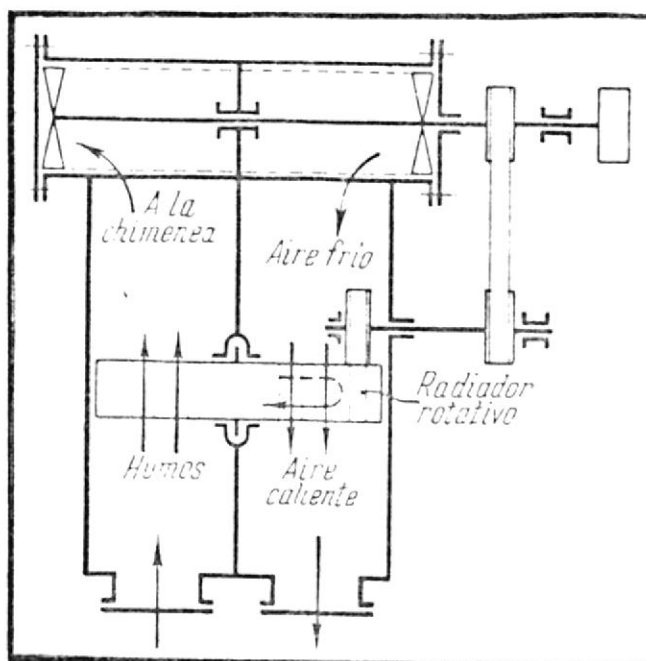


FIG. 30.- Esquema de un Precalentador de aire del tipo Regenerativo vertical.

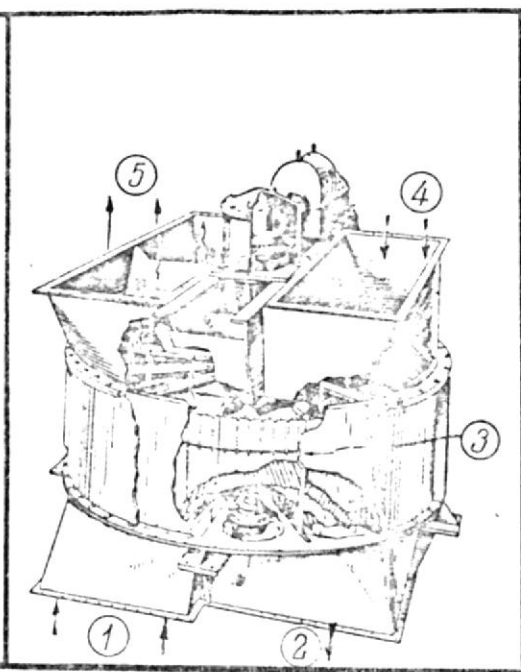


FIG. 31.- Precalentador de aire Regenerativo del flujo vertical tipo Ljungstrom (Air Preheater Corp.) (1) gases calientes; (2) Aire caliente; (3) Rotor; (4) Aire frío enviado por el ventilador de tiro inducido.

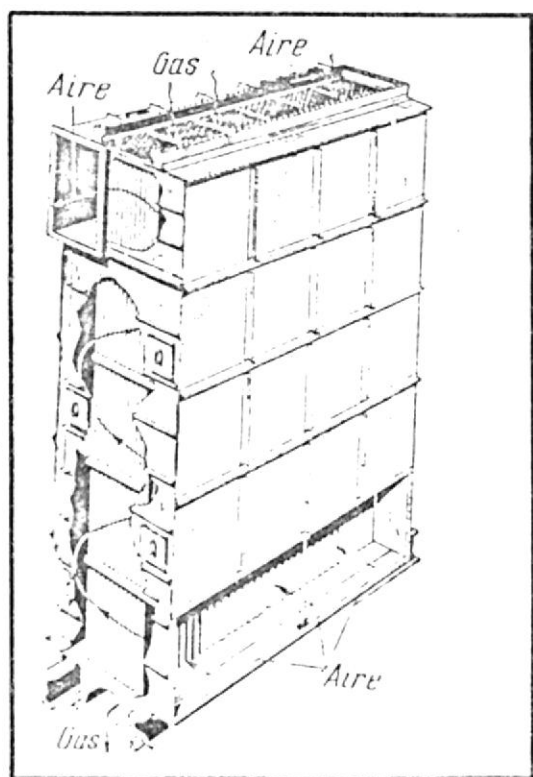


FIG. 32.- Precalentador de aire de varios pasos (Combustión Engineering Superheater, Inc.)

dor de vapor, además aumenta el rendimiento debido al mejor a provechamiento del calor contenido en los gases de combustión. Con el uso de vapor supercalentado, se mejorará la relación de calor de una planta, es más o menos el 1% por cada 100°F (56°C) de supercalentamiento.

Existen diferentes tipos de supercalentadores de acuerdo a como se recibe el calor:

- a. La carga de la caldera
- b. La temperatura de agua de alimentación
- c. Exceso de aire
- d. Humedad del vapor
- e. Funcionamiento de los quemadores
- f. Combustible empleado
- g. Estado de limpieza de las superficies.

RECALENTAMIENTO

Es muy similar al supercalentamiento. El vapor, al trabajar en una máquina o en una turbina, se expande, baja de presión y - pierde calor. A consecuencia de esta pérdida de temperatura, el vapor descenderá pronto hasta el punto de saturación, si el supercalentamiento fue insuficiente. Para evitar esta posibilidad las turbinas se diseñan actualmente de tal manera que el vapor es regresado para su recalentamiento antes de pasar a las etapas finales de la turbina, a un haz tubular donde se eleva

la temperatura superior al de saturación correspondiente a la nueva presión a que está sometido, se dice que ese vapor ha sido recalentado.

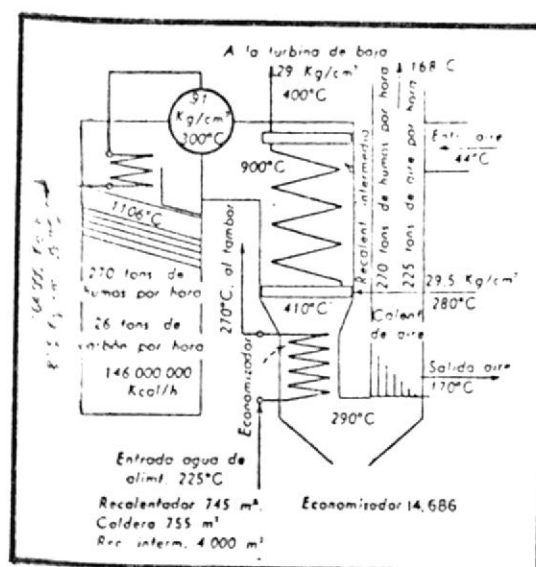


FIG. 33.- Sistema de recalentamiento

CIRCULACION EN LAS CALDERAS

Para remover el calor de las superficies de la caldera, es necesario prever una circulación positiva y adecuada del agua y del vapor (que debe efectuarse en una dirección predeterminada), a través de todos los circuitos de la caldera. El flujo de agua, vapor o cualquier otro fluido dentro de la caldera, es llamado circulación.

El agua, al calentarse, pierde densidad y tiende a elevarse hacia la parte superior del recipiente; a la inversa el agua fría tiene la tendencia a desplazarse hacia el fondo. Si el agua es

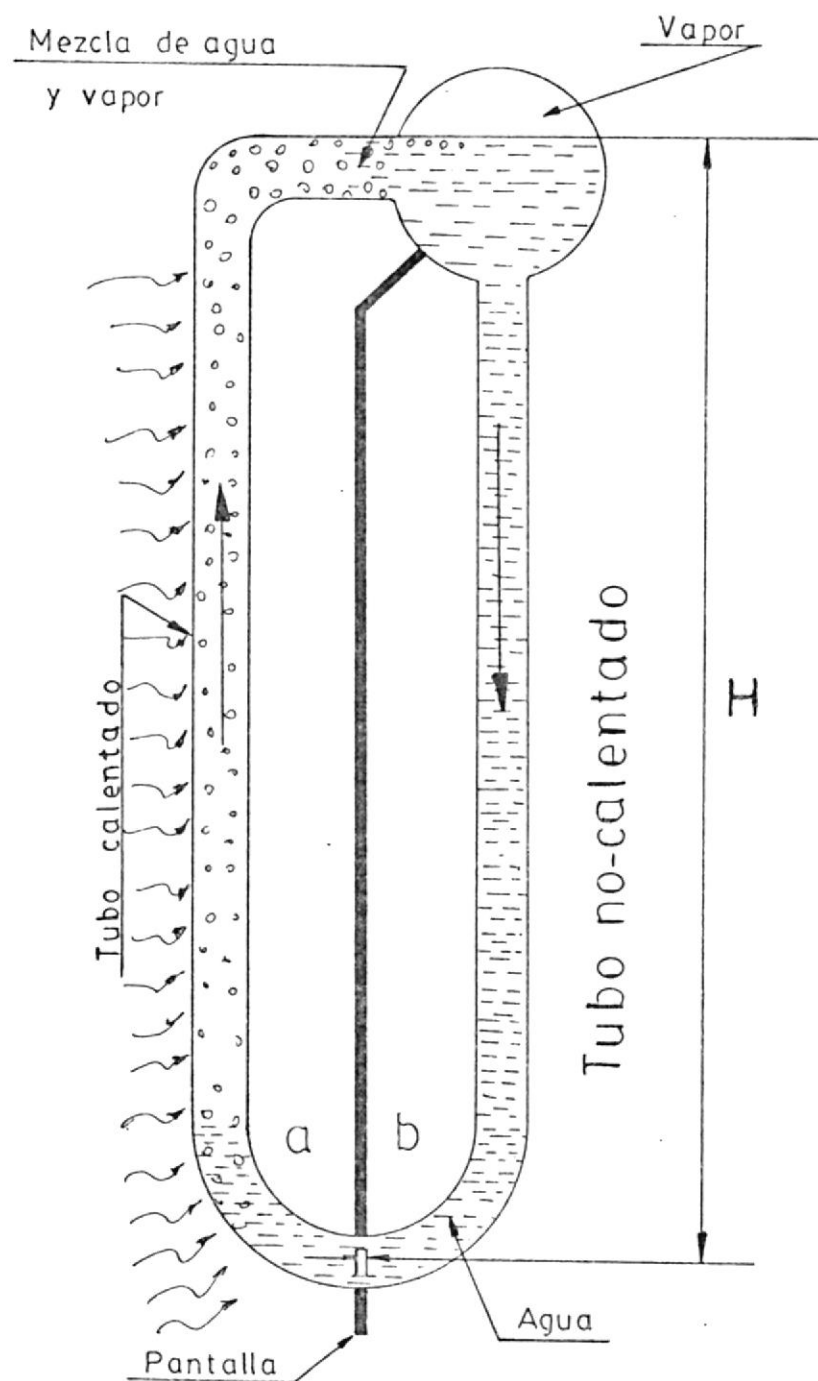


FIG. 34.- Principio básico de circulación de una caldera acuotubular vertical.

calentada hasta su temperatura de ebullición, se forman pequeñas burbujas de vapor en la superficie calentada. Estas burbujas se adhieren al metal (tensión superficial), hasta que son arrastradas por la circulación del agua.

Como el vapor es mucho más ligero que el agua, se eleva rápidamente y este movimiento del vapor ocasiona turbulencia y circulación.

Unas cuantas calderas de vapor de alta presión y las mayorías de las calderas para agua caliente, dependen de la circulación forzada, la cual es efectuada por medio de bombas. La mayoría de las otras dependen de la circulación natural.

La única función del flujo de agua en el sistema de la caldera, es asegurar la alimentación de una cantidad suficiente de agua a cada uno de los tubos que reciben calefacción para mantener su superficie completamente bañada por agua.

La velocidad del flujo de agua en una caldera bien diseñada de circulación natural, es tan alta como en una de circulación forzada. Las velocidades de .3 a 3 m/s (1 a 10 pies/seg.).

TRATAMIENTO DE AGUA DE ALIMENTACION

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

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

Los fines básicos del tratamiento de agua de alimentación son, por lo tanto:

1. Impedir las incrustaciones sobre las superficies de cale-

- facción de la caldera y de sus accesorios.
2. Eliminar la corrosión
 3. Supresión de los "arrastres" para evitar los depósitos en los tubos recalentadores y álabes de las turbinas.
 4. Prevenir fracturas intercristalinas del metal.

En el segundo punto, eliminar la corrosión va unido a la purga del oxígeno y del ácido carbónico disuelto. La principal defensa contra la corrosión por el oxígeno es desairear por completo el agua de alimentación, mediante un calentador de ventilación o un pozo de condensado ventilado de un condensador de superficie. Si quedasen trazas de oxígeno, se suelen eliminar añadiendo sulfito al agua en la aspiración de la bomba de alimentación. También es necesario, para proteger las superficies de la caldera, el mantener la cantidad de hidrogeneones (pH).

En lo que se refiere al tercer punto, la eliminación de los arrastres por el vapor (líquidos y sólidos), se ha realizado un progreso considerable, limitando la totalidad de los sólidos presentes en la caldera por una purga mas continúa y por la graduación de la alcalinidad. Es notable la decisión de la A.B.M.A. (Asociación de Constructores Americanos de Calderaras) para limitar la cantidad de sólidos en la caldera, que recomienda:

Hasta 20 Kg/cm ²	3.50%
De 21 a 30 "	3
De 31 a 40 "	2.5 %
De 41 a 50 "	2
De 51 a 60 "	1.5
De 61 a 70 "	1.25%

Con estas proporciones de sólidos en el agua de la caldera queda limitado el arrastre a 2 partes por millón.

Teóricamente se ha dicho que una parte de la Sílice en el agua de caldera se vaporiza, particularmente a presiones de caldera de 49 Kg/cm² y superiores y que pasa en esta forma con el vapor a la turbina precipitándose subsiguientemente, sobre las paletas en los escalones de baja presión y temperatura. Para minimizar esta dificultad, se ha sugerido los siguientes límites para las concentraciones de sílica en las aguas de alimentación de calderas, para distintas presiones:

Presión de la caldera	Sílice (partes por millón)
Hasta 10.5 Kg/cm ²	150
10.6 a 17.6 "	100
17.7 a 28 "	75
28.1 a 42 "	50
42.2 a 63.2 "	25
63.3 a 85 o más	5

Puesto que el contenido sólido del agua de la caldera consiste en sales que se ionizan en solución diluída, la conductividad del agua de condensación del vapor, puede relacionarse directamente con el contenido de sólidos disueltos. Es aconsejable un desgasificador Straub en la tubería de vapor, para eliminar gases también disueltos y que afectan a la conductividad.

A un promedio de 1.0 microhmio de conductancia corresponden .02 grados hidrométricos de sólidos disueltos. Un registro continuo de la conductancia en el indicador de arrastre y se usa para la protección del recalentador y de la turbina. x

Métodos de la corrección de agua.-

1. EVAPORACION: o destiladores, se justifica su uso, cuando el porcentaje del agua de alimentación a tratar (agua nueva introducida en el ciclo) es pequeño (1 al 4%) con mayores cantidades la instalación resultaría menos económica que con otros tipos de corrección. En los modernos ciclos de las centrales térmicas son inevitables las pérdidas de condensado, por el soplado de hollín, funcionamiento de las válvulas de seguridad, infiltración de los prensa-estopas, etc.
2. DEPURACION: Con cal y sosa consistente en la adición, en correcta proporción, de sosa (carbonato sódico) y cal

(hidrato cálcico) al agua fría. En las instalaciones de tipo intermitente el agua y los productos químicos se mezclan y se dejan reposar durante 3 horas o más para eliminar la masa de precipitado que se forma. El lodo está - constituido principalmente por carbonato cálcico (CaCO_2) e hidrato magnésico. El agua decantada se filtra para eliminar las últimas trazas de materia en suspensión.

El proceso da lugar a la eliminación de la dureza debida al carbonato primitivamente presente y convierte la dureza del agua filtrada, dependiendo de varios factores:

- a. Exactitud en la proporción de cal, sosa y agua.
- b. Tiempo requerido para la reacción y precipitación.
- c. Temperatura del agua (cuando mas alta, más rápida será la reacción).
- d. Si se trabaja con agitador mecánico o sin él.

Generalmente, se añaden productos químicos en exceso y el agua corregida tiene una dureza de 4 a 7 grados hidrotimétricos. Por lo común el depurador incluye una cámara de mezcla y un tanque de sedimentación con una purga de precipitado, filtrándose después el agua corregida antes de usarla.

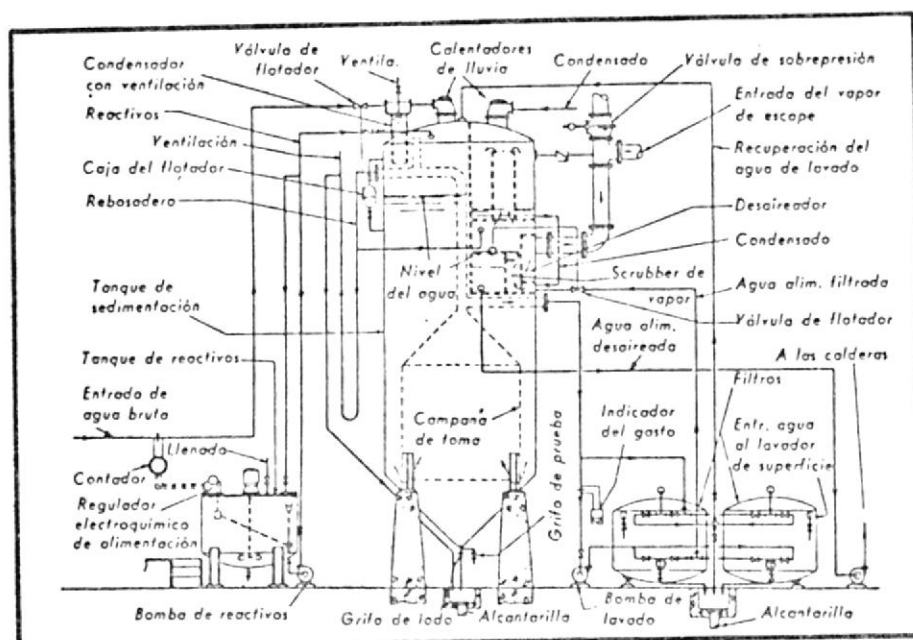


FIG. 36.- Esquema de la depuración en caliente con cal y sosa (Permutit Company).

Usando un exceso de productos químicos sobre la cantidad indispensable requerida, puede obtenerse una agua filtrada de poca dureza (menos de tres (3) grados hidrotrímétricos).

4. CORRECCION CON FOSFATOS: Los fosfatos se usan en tratamiento directo, o como auxiliar en las depuraciones con cal y sosa, en frío o en caliente. Se pueden llevar directamente a la aspiración de las bombas de alimentación, en forma de monofosfatos o de metafosfatos, pues ambas tienen propiedades alcalino-reductores y convierten la dureza residual del proceso en caliente en un precipitado no adherente y fácil de

eliminar. Debido a su tendencia a precipitar, los fosfatos se introducen generalmente por una bomba o diferencial hidráulico cerca del regulador de alimentación de la caldera principal.

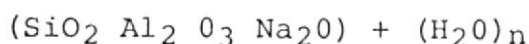
Los fosfatos poseen otras propiedades que los hacen aconsejables, pues mantienen las condiciones que impiden la formación de incrustaciones sin excesiva alcalinidad.

Las aguas duras pueden tratarse económicamente por una combinación de cal, sosa y fosfato, pero el agua "blanda" (de dureza de 2 a 3 grados hidrotrímétricos) se trata más económicamente sólo con fosfatos. Suele inyectarse sulfito sódico en el calentador de desaireación para que elimine los últimos restos de oxígeno.

5. CORRECCION CON PERMUTITA SODICA: Con los nombres de "permutitas" o "zeolitas" se designan ciertos compuestos minerales que tienen la propiedad de intercambiar las bases. Cuando entra en contacto una agua dura con permutita sódica, esta cambia su base sódica por las cálcicas o magnésicas contenidas en el agua. Mientras que la expresión permutita (zeolita) se aplicó originalmente a minerales de origen natural, tales como la Glauconita. en la actualidad se ha convertido en una expresión más o menos genérica aplicable a una gran variedad de materias de cambio, tales como silicatos dobles

hidratados de origen artificial, carbones sulfonados y mate rias resinosas que poseen las propiedades de cambio deseadas y capaces de una regeneración y extracción repetida.

La permutita es en realidad un silicato doble hidratado con la fórmula general:



El depurador consiste de un depósito que lleva un lecho de permutita, extendido encima de otro de grava con grano des creciente, entre los sistemas distribuidor y colector de agua. Aunque se pueden emplear los sistemas de alimentación por gravedad o por presión, el último es el más usado en las centrales de energía.

Es importante saber cuando la capacidad absorbente de la ca pa de permutita está agotada. Se toma una muestra de agua corregida y se la somete al ensayo hidrotrímétrico del ja bón, que indica directamente la dureza relativa. Si excedie ra de 1.5 a 2 grados hidrotrímétricos, se debe comenzar la regeneración, el primer paso consiste en lavar en sentido in verso, con una corriente capaz de remover la capa de permutita. Este primer paso elimina las impurezas que estuvieran depositadas sobre la permutita acumuladas durante la corrien te normal hacia abajo. Entonces se inyecta una cantidad de terminada de solución de sal común (ClNa) con un eyector hi dráulico que forma parte del equipo. La sal reacciona con la

permutita y se lleva el calcio y el magnesio en forma de cloruros y restituye el sodio a la permutita, con lo que recobra su actividad primitiva.

Después del lavado con sal, puede usarse de nuevo el filtro de permutita. El último paso de la regeneración consiste en enjuagar el exceso de sal y cloruros de calcio y magnesio, por medio de una corriente de agua de pequeña velocidad, siendo eliminados estos materiales.

Las reacciones de regeneración por la sal común son:



Los filtros de permutita deben elegirse con capacidad suficiente como para que no haga falta regenerarlo durante los períodos de trabajo o de carga máxima.

Es aconsejable, para muchos, instalar filtros con capacidad doble de la necesaria para asegurar el funcionamiento. El período total de regeneración, si el operador es hábil, no pasará de 30 a 40 minutos.

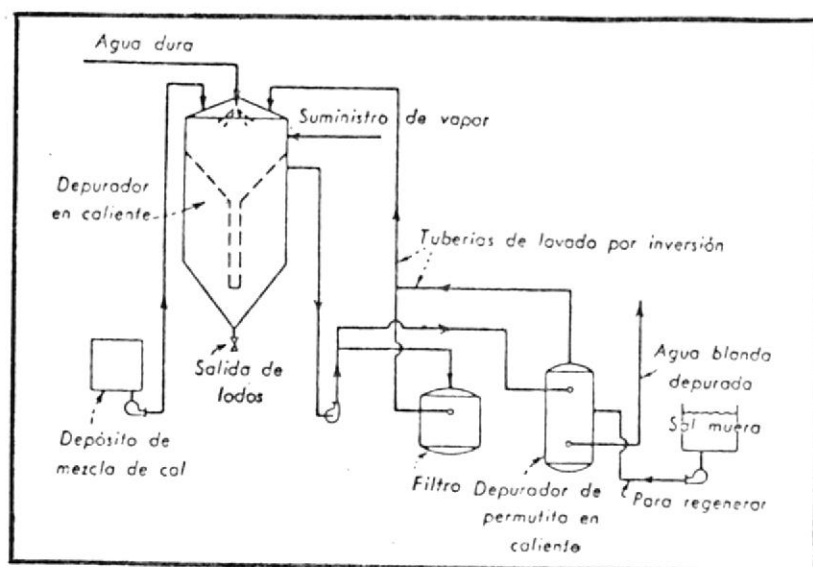


FIG. 37.-Diagrama del proceso de depuración con cal y permutita caliente.

DESAERADORES

Las instalaciones grandes requieren la instalación de desaeradores para la extracción total de aire del agua de alimentación de la caldera, debe llevarse a cabo lo siguiente:

1. El agua debe calentarse a la temperatura del vapor.
2. El agua debe lavarse por vapor que la atraviese a contracorriente, reduciendo la presión parcial y permitiendo un rápido escape de los gases arrastrados.
3. Los gases deben eliminarse de las inmediaciones y sacarse del calentador.

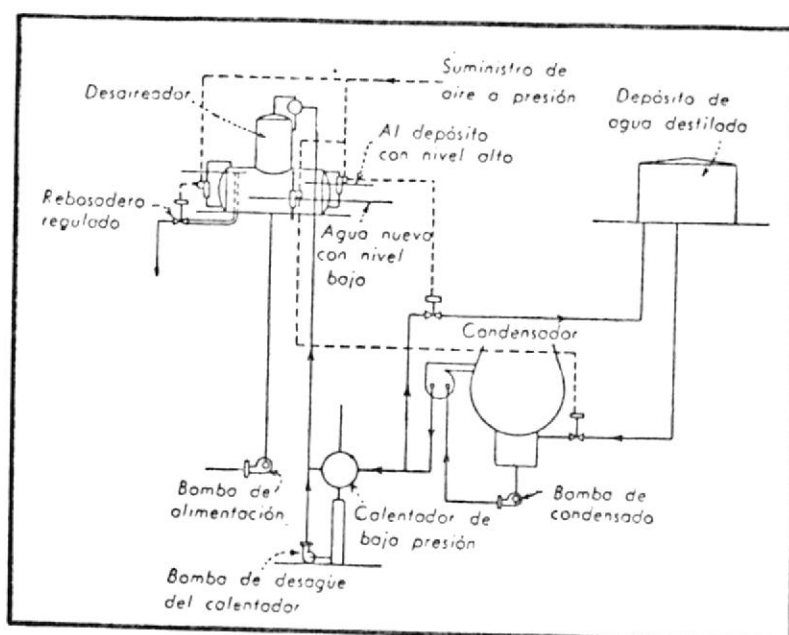


FIG. 38.- Ciclo del agua de alimentación con desaireador.

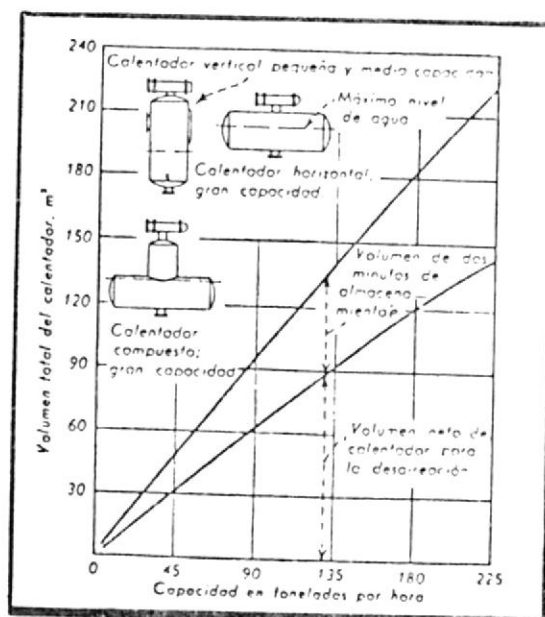


FIG. 39.- Curvas para el proyecto de calentadores de contacto directo.

En este sistema, el desaireador o calentador de ventilación en el ciclo de alimentación. El rebosadero se vigila positivamente para proteger al calentador.

Antes de que el condensador rebose, un piloto neumático del nivel máximo lo dirige, después del eyector, al depósito acumulador de condensado de frío. Igualmente con nivel bajo, el piloto neumático puede emplearse para enviar condensado al condensador principal e impulsarlo al desaireador con la bomba de condensado.

El desaireador viene a actuar como un "volante" del sistema. En las grandes centrales se suelen montar estos desaireadores a 12 o más metros por encima del suelo de la sala de calderas con la bomba alimentadora de las mismas por debajo.

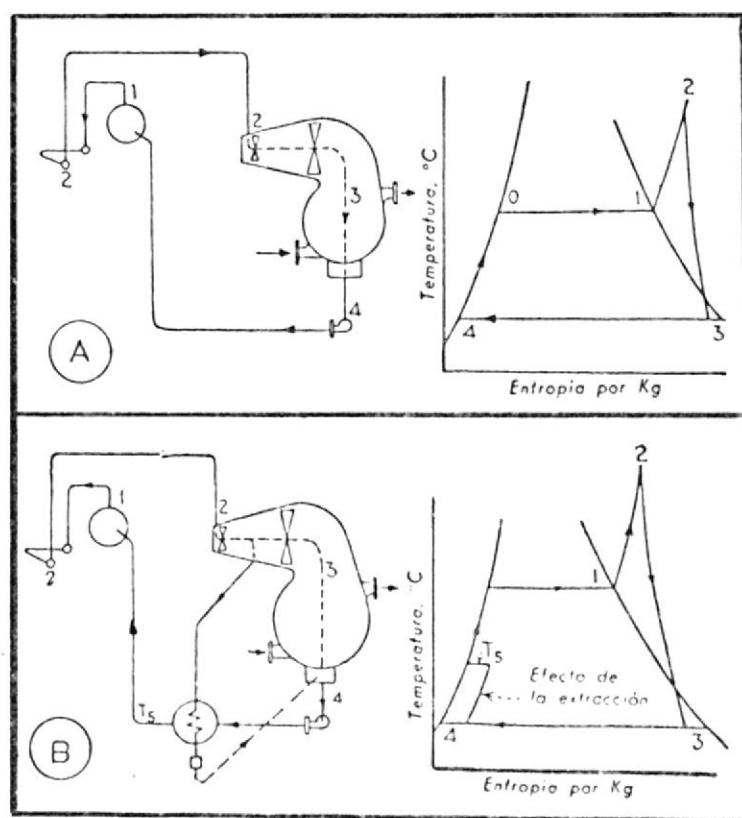


FIG. 40.- A) Ciclo sencillo sin extracción.
B) Ciclo de extracción en un sólo punto.

CLASIFICACION DE LAS CALDERAS

Las calderas se construyen en una amplia variedad de tamaños, disposiciones, capacidades, presiones y para aplicaciones muy variadas. Sin embargo, la tendencia es la de normalizar lo que se refiere a tamaños, capacidades, presiones y temperaturas.

Al principio se las construyó "cilíndricas", constituídas por un único cuerpo cilíndrico, para llevar finalmente en nuestros días a la caldera "únicamente tubular".

La clasificación de las calderas puede hacerse desde muchos puntos de vista, pero para fines de este estudio se ha creído conveniente ordenarlas según el siguiente cuadro:

1. Calderas cilíndricas de gran volumen de agua con hogar exterior o interior.
2. Calderas de tubo de humo o humotubulares de hogar exterior o interior
3. Calderas de tubos de agua o acuotubulares de circulación natural.
4. Calderas de tubo de agua y circulación forzada.
5. Calderas de tubo de agua de paso forzado.
6. Calderas de diseños especiales.

La variedad de tipos de calderas que se fabrican hace imposi

ble, en una publicación del carácter presente, considerarlas a todas, por eso se describirán los más característicos.

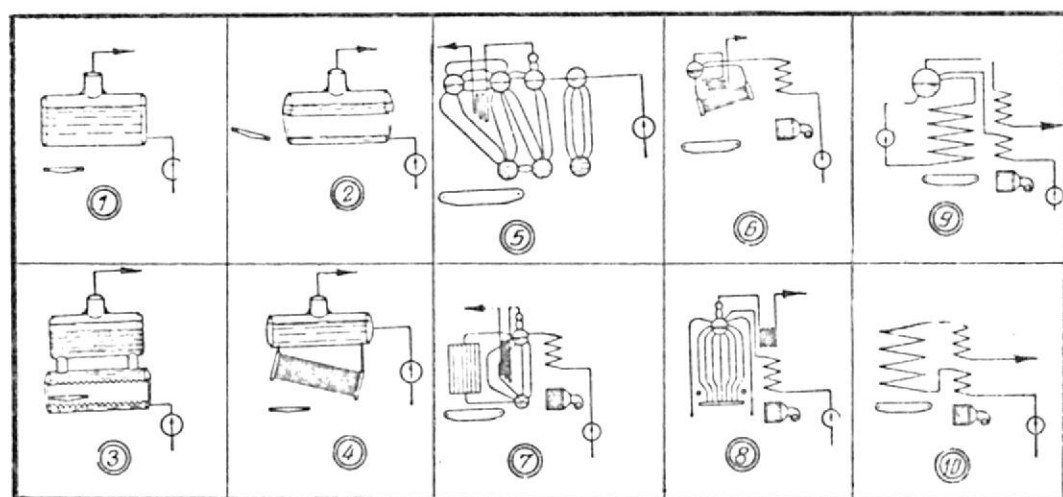


FIG. 41.- Principales tipos de calderas: 1) Caldera cilíndrica; 2) Caldera de hogar interior; 3) Caldera de hogar interior y tubos de humo; 4) Caldera antigua de tubos inclinados; 5) Antigua caldera de tubos verticales; 6) Caldera de tubos inclinados; 7) Caldera de tubos verticales; 8) Caldera de radiación; 9) Caldera de circulación forzada; 10) Caldera de paso forzado.

Calderas cilíndricas de gran volumen.- De este tipo fueron las primeras calderas que se construyeron para uso industrial, se clasifican en:

- a. Calderas de hogar exterior de pequeña superficie de calefacción con respecto al volumen de agua contenido y además, la circulación de agua no era satisfactoria. Estaban constituidas por un cilindro de chapas de acero cerrado, con fondos ligeramente convexos.

Recordando que el espesor de las chapas es proporcional al diámetro del cuerpo cilíndrico y a la presión, estas calderas no podían construirse para presiones relativamente elevadas, de otra manera, los espesores de las chapas tomarían valores prohibitivos.

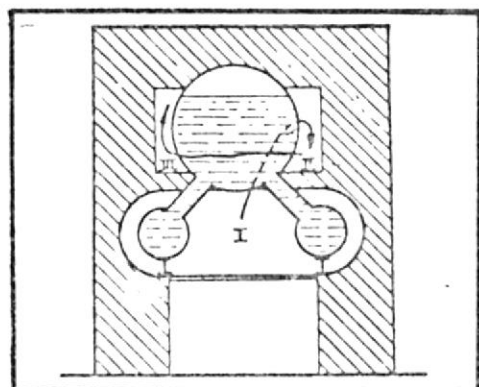


FIG. 42. Caldera cilíndrica con dos hervidores.

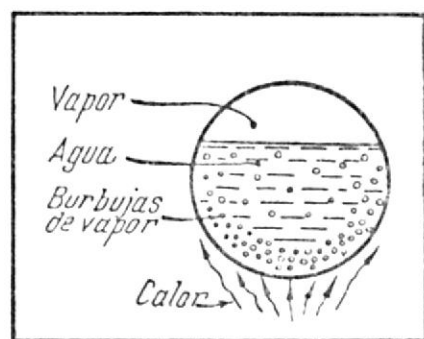


FIG. 43. Formación del vapor en un cuerpo cilíndrico.

b) Calderas de hogar interior.- Para elevar el rendimiento de las calderas cilíndricas se instaló el hogar en el mismo cuerpo cilíndrico, en esta forma todo el calor que atravesaba las paredes del hogar indefectible pasaba al agua.

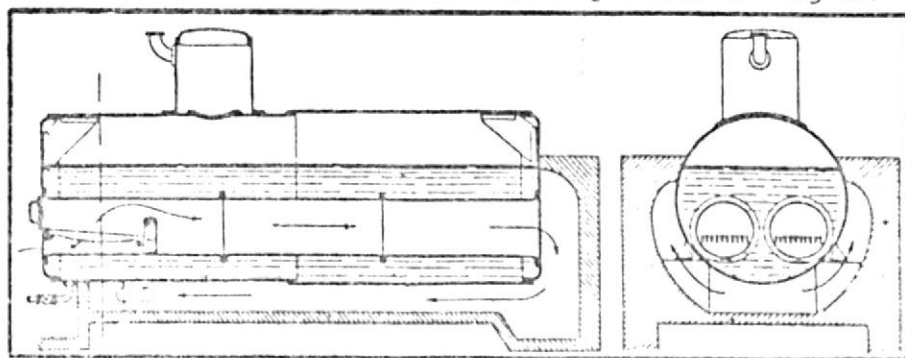


FIG. 44.- Caldera Cornovaglia.

En las primeras calderas cilíndricas de gran volumen de agua el hogar era un tubo liso, y muy comunmente sufría aplastamientos, algunas veces con consecuencias graves, más tarde se utilizaron casi exclusivamente tubo corrugado de los tipos Fox, Morison, Purves o Deighton.

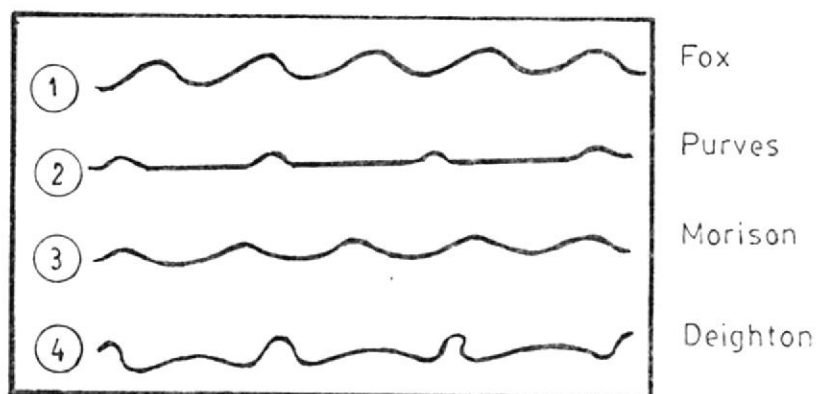


FIG. 45.- Distintos perfiles de tubos de hogares

Calderas de tubos de humo.- La caldera original, de casco cilíndrico (tipo marmita), fue primeramente mejorada mediante el paso de los gases calientes por dentro de los tubos colocados en el interior del cuerpo cilíndrico de la caldera. Esta modificación fue el origen de la caldera de "tubos de humo".

La eficiencia de la caldera de tubos de humo es mucho más alta que la de la simple caldera de recipiente cilíndrico, ya que el calor es transmitido tanto por los tubos, como por el cuerpo cilíndrico.

Las calderas de tubo de humo se usan principalmente para sistemas de calefacción, para la producción de vapor requeridos

en los procesos industriales o como calderas portátiles. Se construyeron en tamaños hasta de 6800 Kg (15000 lb/h).

Los fondos y las placas tubulares son planos para evitar que se deformen por la presión del vapor. En cuanto a presiones la caldera de vapor para generar fuerza, puede operar a una presión de unos 17.6 Kg/cm^2 (250 lb/pulg^2). Se las llama también calderas con "retorno de llama". Las calderas de tubo de humo pueden clasificarse en calderas horizontales de hogar exterior y de hogar interior y en calderas verticales.

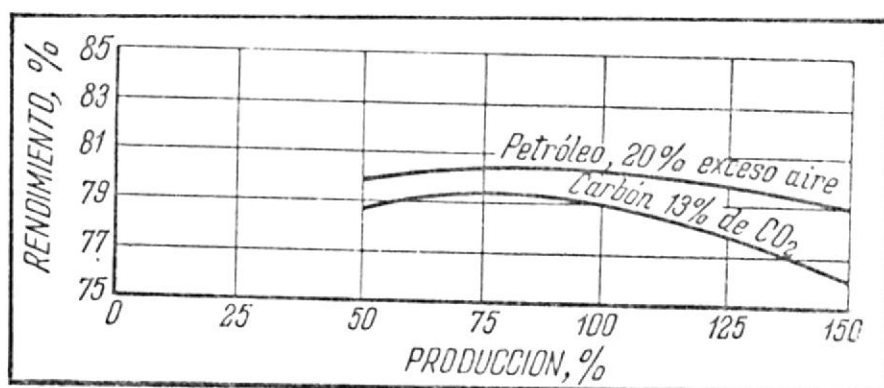


FIG. 46.- Curvas de rendimiento de una caldera horizontal

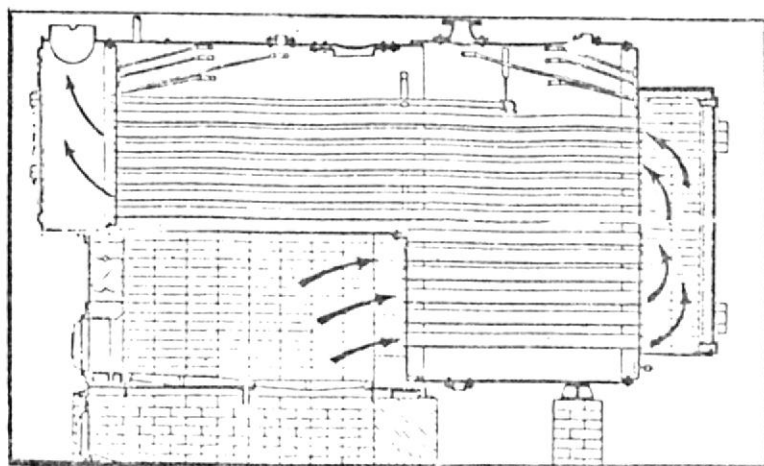


FIG. 47.- Caldera "Economic" con retorno de llama de dos pasos.

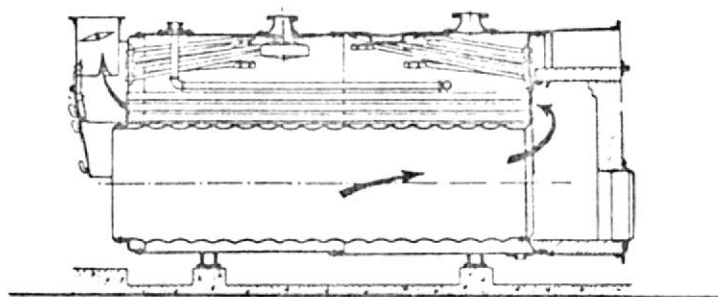


FIG. 48.-Caldera llamada "escocesa" con hogar interior y retorno de llama.

De estas calderas la Escocesa es probablemente la más popular y la que más se fabrica, para capacidades alrededor de 6804 kg/h (1500 lb/h) de vapor y presiones hasta de 17.6 Kg/cm^2 (250 lb/pulg²).

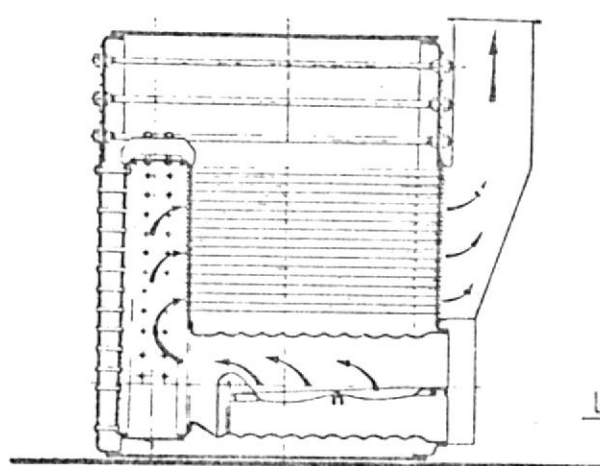


FIG. 49.- Caldera marina tipo escocés.

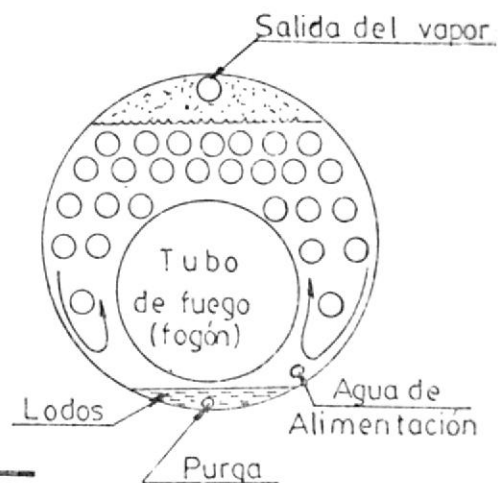


FIG. 50.- Circulación de agua en la caldera escocesa.

En cuanto a las calderas verticales, se utilizan para alimentar máquinas de pequeña potencia y donde el espacio de la planta es pequeño.

- Ventajas:
1. Costo relativamente bajo;
 2. De puesta en marcha rápida;
 3. Ocupa poco espacio;
 4. Se transporta fácilmente;
 5. No requiere construcción de mampostería, en todo caso muy poco.
 6. Como todos los tubos son iguales, basta tener en depósito una sola medida.

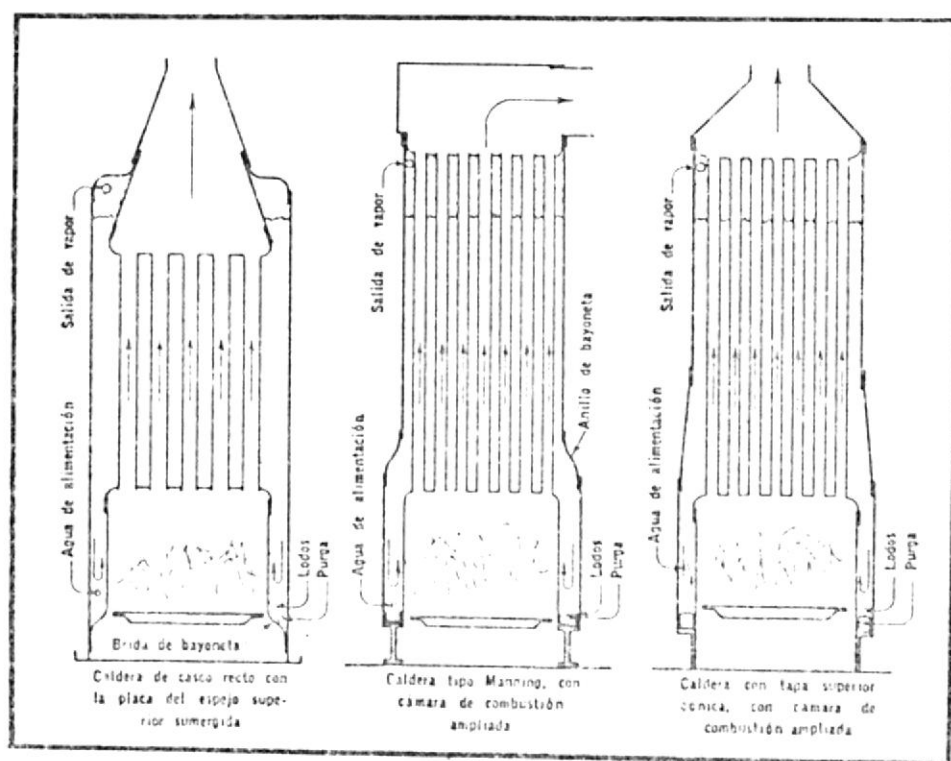


FIG. 51

Inconvenientes:

1. Circulación lenta y defectuosa.
2. La superficie libre de vaporización es pequeña.
3. Cuando se pretende forzar la producción de vapor se deteriora la placa tubular inferior. En general nunca la sobrecarga es mayor que 125%.
4. Como su contenido de agua es pequeño, en relación con la producción de vapor, debe conducírsela con cuidado para evitar las explosiones.
5. Siendo pequeño el camino recorrido por los gases, el rendimiento de la combustión es reducido, el calor sensible de los gases es mal aprovechado.
6. La extracción de los barro, que se depositan en la doble pared que rodea el hogar, es dificultosa.

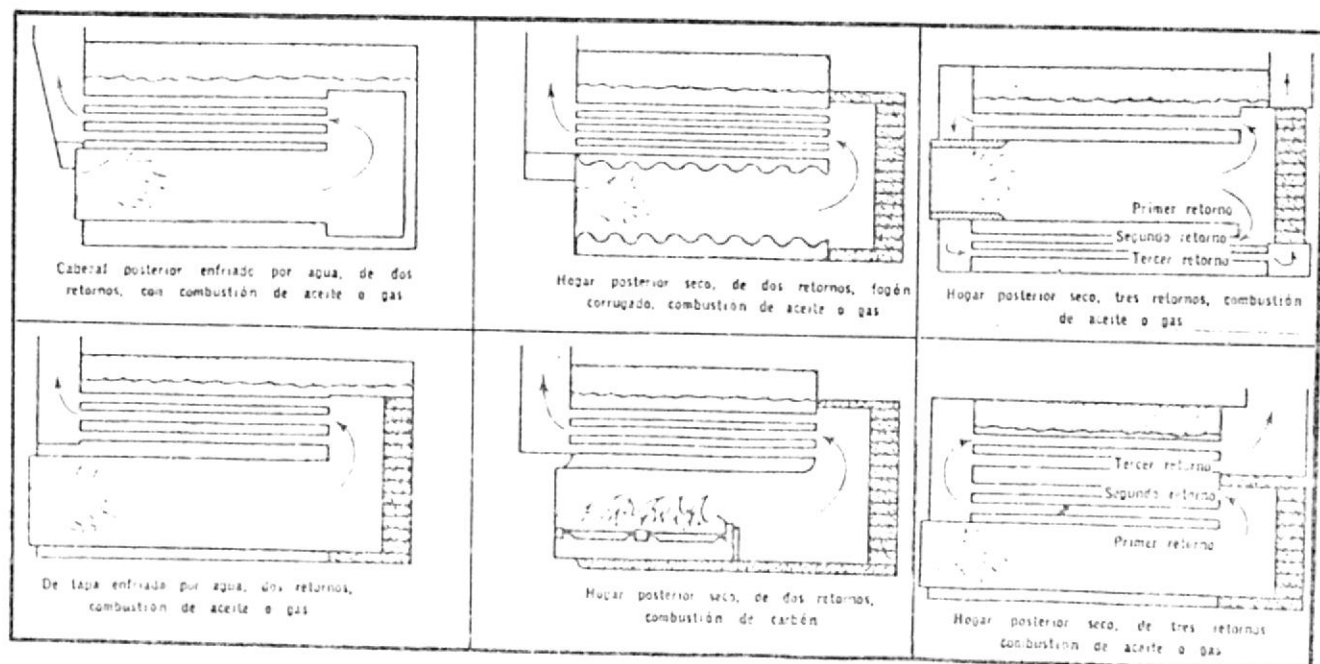


FIG. 52

Calderas de tubos de Agua .- Frente a la necesidad de aumentar la producción de las calderas, se procedió a la construcción de unidades de tubos de agua con circulación natural, cuyos tipos más representativos son las calderas de tubos inclinados y las de tubos verticales.

En estas calderas la masa de agua se reparte en un gran número de tubos de pequeños diámetros, sometidos, exteriormente, a la acción de los gases de la combustión y por el interior de los cuales circula el agua; estas unidades pueden considerarse como calderas provistas con hervidores de diámetro reducido.

En ellas la rotura de los tubos es más difícil, pero si se produce, sus consecuencias no son de temer como la explosión de una caldera cilíndrica o del tipo de locomotora.

Normalmente, el diámetro de los tubos es inferior a los 100 mm. (4 pulg.) y el espesor no es excesivo, aún para las altas presiones; se consigue así grandes superficies de calefacción con poco peso de metal.

La capacidad de la caldera se aumenta fácilmente utilizando tubos más largos.

Siendo grande la superficie de calefacción, relativa al contenido de agua, la producción de vapor es rápida, y en conseque

cuencia, se requiere una buena circulación del agua en los tubos.

Las calderas de tubo de agua se pueden construir en casi to dos los tamaños y hasta presiones muy altas.

Su capacidad en una sola unidad, puede alcanzar hasta 450000 Kg/h. (1'000.000 lb/h.).

Se han construido para presiones de hasta 170 kg/cm^2 alcanzándose a 225 kg/cm^2 en calderas desprovistas de domos convencionales.

Ventajas:

1. Peso relativamente pequeño
2. Pueden soportar tiros forzado enérgicos
3. Pueden variarse fácilmente la producción de vapor lo cual permite pasar rápidamente de la carga normal a sobrecargas relativamente grandes.
4. La explosión de un tubo no tiene mayores consecuencias.
5. Ocupan del 10 al 30% menos lugar que las de tubo de fuego.
6. Todas sus partes pueden limpiarse, inspeccionarse y repararse, con más facilidad que en las calderas de tubo de fuego.
7. Al estar sometidos sus tubos de pequeño diámetro y reducido contenido de agua, la acción del calor radiante, las roturas tienden a localizarse.

Inconvenientes:

1. Su costo inicial es mayor que las de retorno de llama (tu bos de humo), en general calderas de menos de 100 HP son de costo prohibitivo.
2. Por su reducido volumen de agua debe cuidarse en especial, su alimentación, sobre todo cuando funciona a plena carga o sobrecarga, pues un descuido de pocos minutos puede ser fatal. Se impone por lo tanto, la alimentación automática.
3. La presión y la vaporización son muy sensibles a la variaci ón del grado de combustión debido al pequeño volumen de agua y de vapor.
4. Si se desea su funcionamiento óptimo hay que alimentarla con agua tratada para evitar que se incrusten los tubos.

Clasificación de las calderas acuotubulares.- Se clasifican en dos grandes grupos:

- a. de tubos rectos
- b. de tubos curvados.

En una clasificación más detallada:

- a. De acuerdo a la forma de los tubos:
 1. tubos rectos
 2. tubos curvados
 3. tubos en serpentinas.

- b. De acuerdo con el número de domos en calderas de 1, 2, 3 o más domos.
- c. De acuerdo con el diámetro de los tubos:
 - 1. Tubos grandes 50 mm (2 pulg.) y hasta 127 mm (5") de diámetro.
 - 2. Tubos pequeños 50 mm. (2") y menores
 - 3. Tubos mixtos. Diámetros de ambas medidas.
- d. De acuerdo a la posición de sus domos en:
 - 1. Caldera de domo longitudinal
 - 2. Caldera de domo transversal.

Calderas de tubos rectos..- En estas calderas los tubos pueden estar dispuestos en posición vertical u horizontal. No siempre los tubos siguen una dirección completamente vertical u horizontal.

Ventajas:

- a. Al ser todos sus tubos iguales se requiere una reserva reducida de los mismos;
- b. Un tubo puede ser reemplazado sin necesidad de mover otros;
- c. La limpieza interior de los tubos, para eliminar incrustaciones; se efectúa con facilidad utilizando métodos mecánicos sencillos;
- d. Su diseño se adapta para la normalización; y
- e. Se pueden adaptar para edificios de poca altura.

Sus principales desventajas son:

- a) Dificultades para la fabricación de las cajas colectoras y seccionales.
- b) Gran cantidad de agujeros exige retirar una gran cantidad de cierres;
- c) Debe estudiarse con cuidado el proyecto para que la dilatación de los tubos no crea tensiones peligrosas; y
- d) Generalmente la temperatura de salida de los gases es elevada.

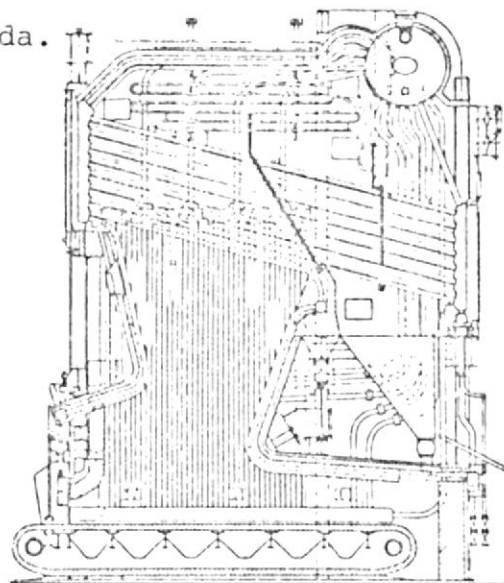


FIG. 53.-Caldera de tubos rectos horizontales y paredes de agua, con el sobrecalentador sobre los tubos.

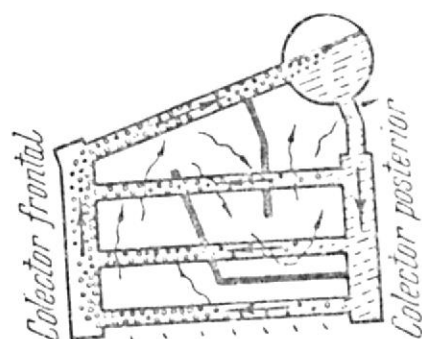


FIG. 54.- Principio de funcionamiento de una caldera acuotubular de tubos rectos horizontales.

Calderas acuotubulares de tubos curvados.- Con el objeto de disponer de calderas de funcionamiento más flexible que la de los tubos rectos, en la que la circulación fuese más efectiva, más elevada transmisión de calor y desprovistas de los principales inconvenientes de las de los tubos rectos, se proyectaron y cons

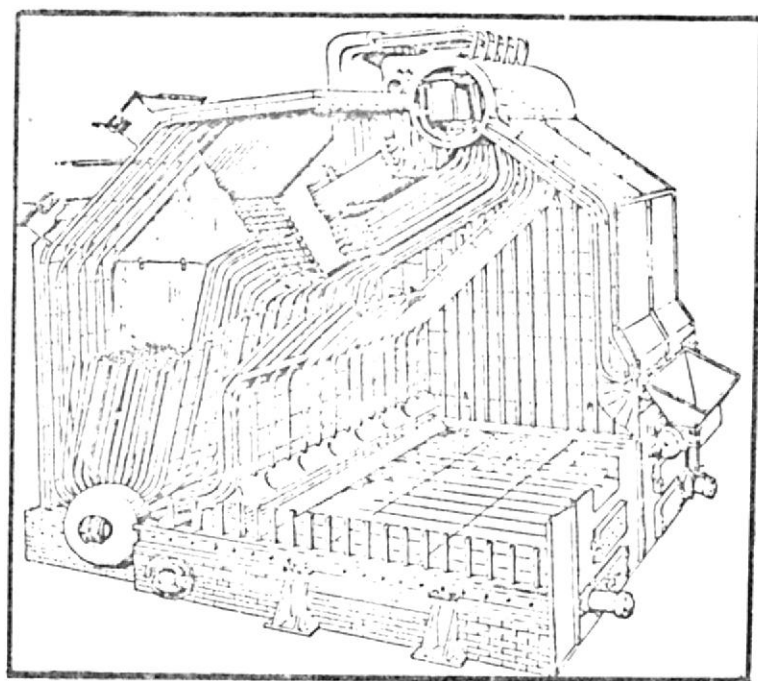


FIG. 55.- Caldera Babcock y Wilcox

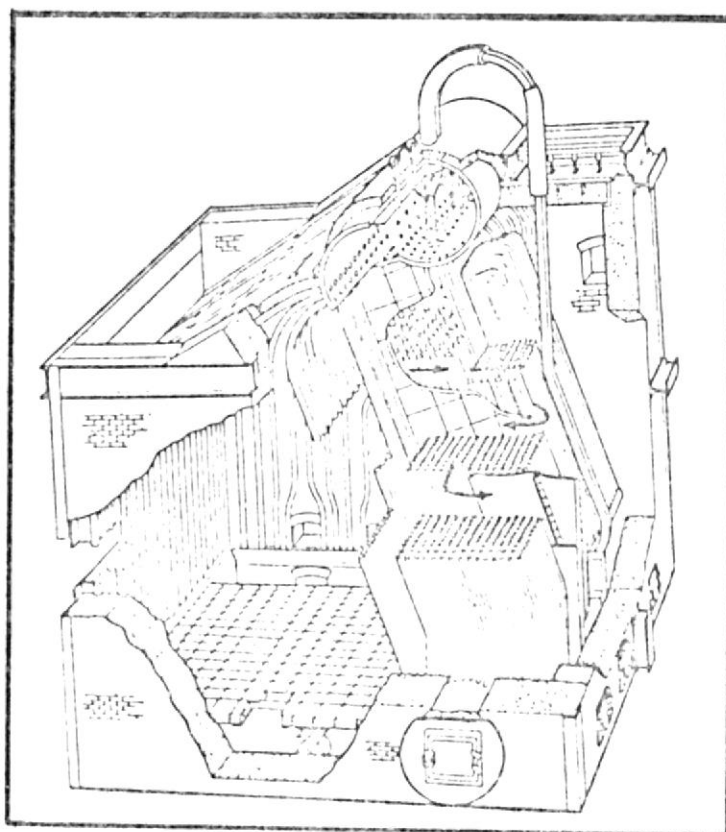


FIG. 56.- Caldera con hogar con paredes de agua. El fondo del hogar es de tubos rectos recubiertos por bloques de metal.

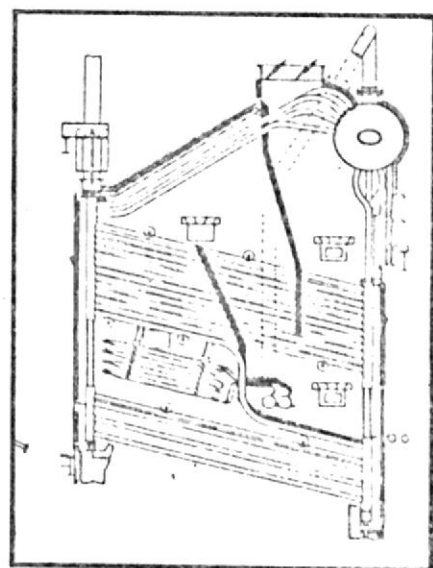


FIG. 57. Caldera de tubos rectos - horizontales y domo transversal con sobrecalentador entre tubos.

truyeron los generadores de vapor conocidos como calderas de tubos curvados.

Estas unidades se han ofrecido con dos, tres, cuatro y hasta con cinco domos, siendo las más comunes la de los dos (2) domos interconectados por medio de los tubos curvados.

Cuando la caldera tiene varios domos superiores, en general, todos están llenos de agua menos aquel donde se desprende el vapor. Los domos inferiores, como es obvio, están llenos de agua; en ellos se acumulan los lodos los cuales son descargados a través de las purgas.

La superficie de calefacción de mayor magnitud está constituido por los tubos que vinculan entre sí a los diversos domos y que, en la mayoría de los modelos, están distribuidos en dos o tres haces, entre los que se disponen pantallas verticales en combinación con pantallas horizontales.

El sobrecalentador se instala entre los tubos del primer haz o entre el 2º y 3º haz de tubos.

Los tubos más empleados son de tres pulgadas (3") a 3 1/4" de diámetro, en algunos modelos, los tubos de descenso son de menor diámetro proporcionando así una mayor superficie para la transmisión de calor en un lugar donde está se efectúa nueva

mente por convección.

La práctica más común consiste en alimentar la caldera introduciendo el agua en el domo donde se desprende el vapor. Estas calderas se ofrecen con capacidades entre 2500 y 450.000 Kg/h, con presiones de 11 a 125 kg/cm² y temperaturas hasta de 510°C.

Ventajas principales:

- a) Elasticidad en el diseño
- b) La curvatura de los tubos permite su dilatación sin dañar las uniones con los domos;
- c) La transmisión del calor es buena debido al gran número de pequeños tubos.
- d) La circulación, que es más efectiva que en las calderas de tubos rectos, permite mayores producciones de vapor.

Desventajas:

- a) Consta de una gran variedad de tubos, lo que exige mantener en depósito una cantidad mayor de unidades de reemplazo que en el caso de las calderas de tubos rectos.
- b) La limpieza de los tubos ofrece dificultades.
- c) El reemplazo de los tubos curvos es más difícil.

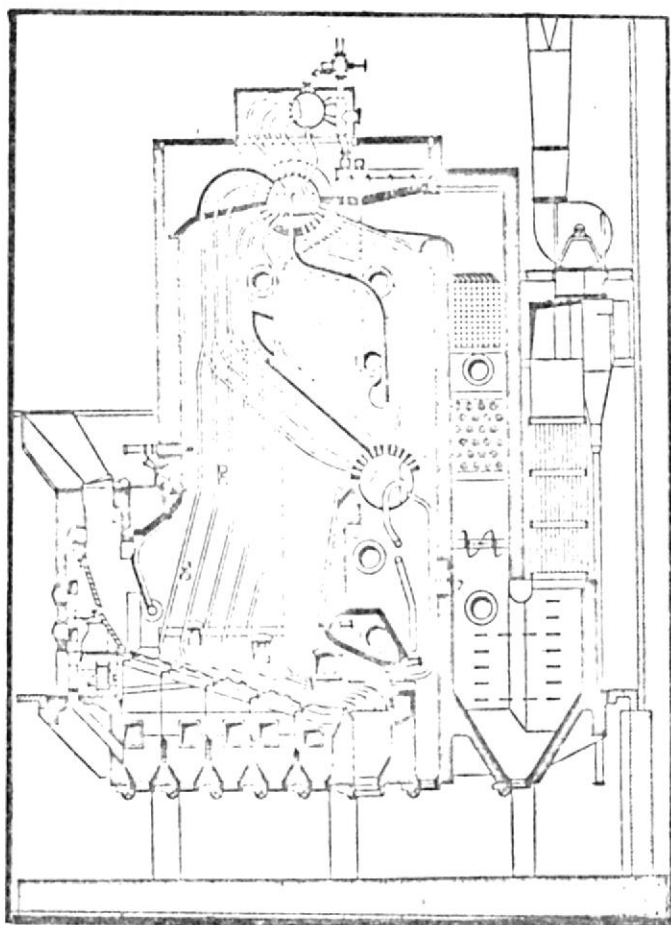


FIG. 58.-Caldera de dos domos y un domo seco para la separación de vapor. Es una unidad para generar 10.000 kg/h de vapor a 30 kg/cm² con hogar de barras de movimiento recíproco para quemar turba o lignito presecados.

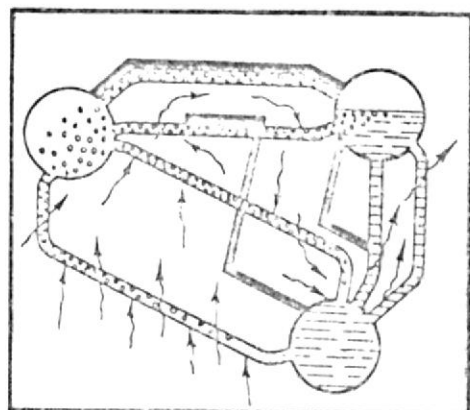


FIG. 59.- Circulación del agua y los gases en una caldera de tres domos y tubos curvados.

Entre este tipo de calderas podríamos citar a la de tipo expreso (Babcock and Wilcox S.X.) se caracteriza en general por:

1. Circulación acelerada del agua y del vapor; y,
2. Rápida producción de vapor, mucho mayor que en los primeros tipos de calderas.

Además tiene las siguientes ventajas:

1. Elevado rendimiento
2. Se adapta a los cambios bruscos en la producción de vapor.
3. Gran producción de vapor, debido a la circulación eficiente.
4. Menor peso y lugar ocupado para igual producción horaria de vapor.

Calderas tipo paquete.- Según la American Boiler and Affiliated Industries, se entiende por caldera tipo "paquete" a una caldera que se entrega totalmente armada y equipada con el sistema de combustión y tiro mecánico, controles automáticos y accesorios. El conjunto está montado sobre una base única, en general su instalación es rápida y solamente debe efectuarse las conexiones para vapor, agua, combustible y energía eléctrica.

Estas calderas aparecieron alrededor del año 1930 como consecuencia del uso cada vez más difundido del petróleo en la generación de vapor, habiendo experimentado un notable desarrollo durante y después de la última guerra.

La mayoría de las calderas tipo paquete se fabrican para quemar petróleo, gas o una combinación de estos combustibles, y en las variantes de tubo de humo y de tubos de agua.

Calderas paquete de tubos de humo..- Se construyeron con el hogar interior de uno y hasta cuatro pasos.

El diámetro máximo de su cuerpo es de aproximadamente 2,5 m. y la presión máxima de 42 kg/cm^2 (630 lb/in^2). Muchas unidades modernas están calibradas a menos de 17 kg/cm^2 y generan menos de 9000 kg/h de vapor (600 HP).

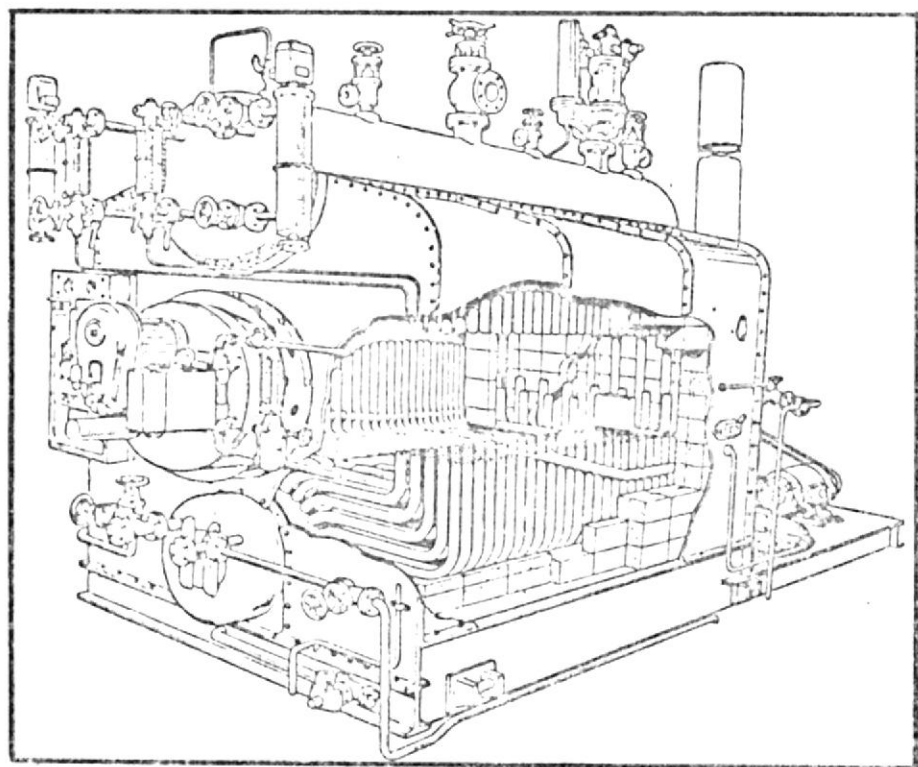


FIG. 60.- Caldera paquete Paxman tipo K

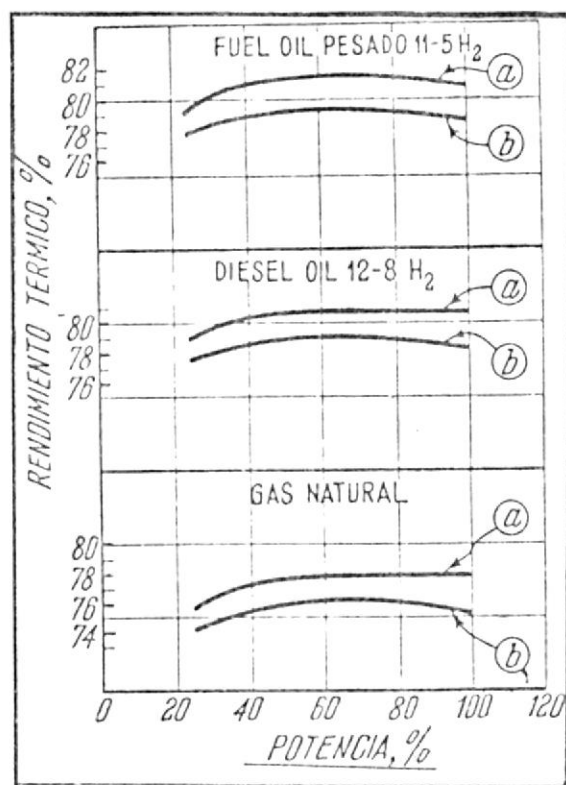


FIG. 61.- Rendimientos térmicos aproximados de una caldera Paxman tipo K con presión de trabajo de 7 Kg/cm^2 y 20% de exceso de aire. a) Tipo 250 a 1000; b) Tipo 75 a 200.

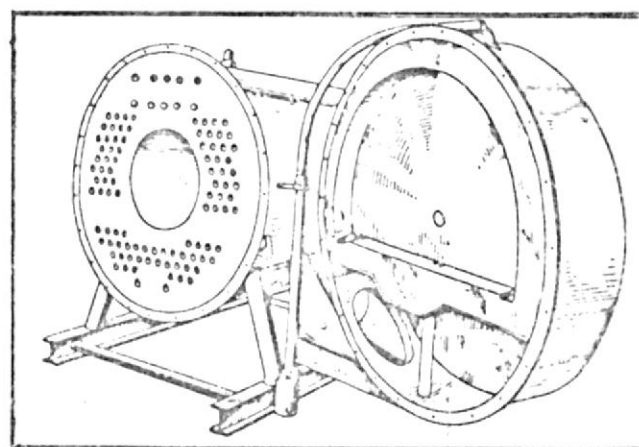


FIG. 62.- La construcción de esta caldera tipo paquete permite acceder con facilidad en la parte posterior de la misma para su inspección o reparación.

Calderas tipo paquete de tubos de agua.- Según algunas estadísticas en EE.UU. 40% de las nuevas instalaciones de más de 45.000 kg/h de vapor son del tipo paquete. Hasta la producción de un poco más de 10.000 kg/h se entregan listas para funcionar, mientras que las unidades mayores, se entrega la caldera propiamente dicha, completamente montada, excepto en el sistema de combustión y de tiro que debe montarse en el lugar.

Normalmente, estas calderas no requieren la preparación de bases especiales sino solamente un piso de suficiente resistencia.

La mayoría de estas calderas se fabrican con capacidad de hasta 10.000 kg/h y presiones que pueden alcanzar a 60 kg/cm² (870 psi). Sin embargo, se puede citar una unidad que trabaja a 135 kg/cm² y a otra calibrada a baja presión que genera 450.000 kg/h de vapor. En las calderas acuotubulares, del tipo paquete, la mayor parte del calor es absorbido por las paredes de agua, expuesta al calor radiante, donde el coeficiente de transmisión de calor es elevado. Esos tubos están sometidos a un gran esfuerzo térmico y, como son de pequeño diámetro, su contenido de agua es relativamente pequeño, esa es la razón principal por la cual en estas calderas las fallas tienen muchas probabilidades de localizarse en esos haces de tubos.

La mayor parte de estas calderas son de circulación natural, pero también se las construyen de circulación forzada y queman con preferencia de petróleo, gas o mezclas de estos dos combustibles.

IV. PRUEBAS PRELIMINARES EN LOS GENERADORES DE VAPOR

INTRODUCCION

Este capítulo cubre de manera general los procedimientos a seguir para la seguridad, operación económica y mantenimiento de Calderas de encendido automático. Debido a la amplia variedad y construcción de estos equipos estas recomendaciones 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. Las pruebas de aceptación verificarán la garantía de rendimiento y eficiencia de la Caldera, además de la información técnica dada por los fabricantes de que éstas ya han sido realizadas antes de llegar al poder del interesado.

CONDICIONES DE LAS PRUEBAS

Para una buena realización de las pruebas se debe tomar en cuenta lo siguiente:

1. Las garantías ofrecidas por los diferentes fabricantes se basan en pruebas realizadas por los mismos en condiciones de trabajo estables.
2. Las Calderas deberán estar en marcha por lo menos tres horas (3) para conseguir condiciones estables de trabajo, este tiempo puede ser reducido de acuerdo a indicaciones par

ticulares de cada fabricante.

3. Los instrumentos deben ser revisados antes de las pruebas.
4. Las pruebas deben ser hechas por lo menos tres días consecutivos.

PROCEDIMIENTOS

De acuerdo a lo anotado en el párrafo anterior las indicaciones siguientes pueden ser modificadas o adaptadas según la necesidad.

- a. Duración de las pruebas.- Un período de pruebas de seis a ocho (6-8) horas es recomendado para el método directo; para el indirecto cuatro (4) horas por carga son aconsejables. Aquellas pruebas que son para comprobar únicamente la garantía de una máxima producción de vapor en forma continua se las debe realizar por un período de dos (2) horas después de haber alcanzado las condiciones de trabajo estable.
- b. Intervalos entre las lecturas.- 1) En una medición de flujo, tres (3) minutos; 2) En lecturas de presión y temperatura, diez minutos(10); 3) Para muestras y análisis de los gases de combustión quince minutos (15), han sido encontrados adecuados.
- c. La Purga o extracción (Blowdown) de las sales de la Caldera no debe ser realizada durante las pruebas, lo mismo que el Soplador de hollín.

Siendo necesario agregar que las lecturas iniciales y finales de dichas pruebas pueden estar lo más distanciadas posibles para reducir errores.

4.1. PREVIAS AL ENCENDIDO

Para generadores de vapor nuevos o que han sido puestos fuera de servicio por mucho tiempo es necesario que éstos sean sometidos a las siguientes pruebas e inspecciones antes de ponerlos en operación:

1. PRUEBAS HIDROSTATICAS: Como se indicó anteriormente este tipo de pruebas deben ser realizadas especialmente cuando se trata de Calderas nuevas o que han estado fuera de servicio por largo período.

Las pruebas deben ser realizadas a una presión igual a una vez y media (1.5) de la de diseño y el agua a emplearse a una temperatura no menor que la del ambiente.

Al llenar la caldera, con agua limpia, cuidar de que el aire sea expulsado de la misma antes de realizar las pruebas, así para las Calderas que poseen supercalentadores y recalentadores no drenables deben ser llenados para las pruebas con agua destilada, condensado desaireado y tratado o agua desmineralizada. Si el supercalentador no-drenable no es construido de acero inoxidable se debe tener mucho cuidado para prevenir la presencia de cloruros de agua

retenida y evaporada la cual puede producir corrosión.

2. Toda la instrumentación y controles deben ser revisados, que estén listos para la operación.
3. La limpieza de los generadores de vapor debe ser hecha de manera mecánica, química o la combinación de ambos métodos. Con respecto al segundo método podemos decir, que es ta operación puede ser realizada principalmente con una solución solvente con el propósito de remover la formación de incrustaciones y productos corrosivos.

Este solvente puede ser de carácter ácido o básico, o soluciones sucesivas de diferentes características pueden ser empleadas.

Un control químico es requerido para asegurar el éxito de la limpieza evitando el riesgo de utilizar solventes no a propiados para ambos materiales ferrosos y no-ferrosos, - porque existe la posibilidad de usar productos potencialmente peligrosos, debido a que se trata muchas veces de soluciones corrosivas, posiblemente explosivas y tóxicas, en el proceso de limpieza. Siendo una de las causas principales por la cual hace necesario que este tipo de traba jo sea realizado y supervisado por un personal calificado y con bastante experiencia.

4. Las partes internas en contacto con el agua deben ser re-

visadas incluyendo las tuberías de tal manera que estén libres de incrustaciones y materias extrañas. Los accesorios internos deben ser colocados en su sitio y dispuestos para la operación.

5. El hogar, foso de cenizas, tolva y todo el lado en contacto con los gases deben estar limpios, una vez que se han terminado los trabajos evitar dejar herramientas, andamios y especialmente materias inflamables que puedan provocar una explosión al poner en marcha la caldera.
6. Revisar la parte estructural de la caldera de tal manera que haya libertad de expansión entre sus componentes.
7. Revisar que haya acceso libre por la parte frontal del quemador, ventanas y puestas de observación.
8. Revisar que los ductos de aire para la combustión, productos de combustión y tolva del precipitador de cenizas estén limpios. Además, las compuertas (Dampers) se muevan con facilidad libre de obstrucciones.
9. Revisar los equipos de Tiro y Combustión, observar que las compuertas, entradas a los álabes, válvulas del quemador, control de operación, encendedores y los otros componentes estén listos para el servicio.

Las compuertas del ventilador de recirculación de los gases y las de control de temperatura del vapor deben ser instalados de acuerdo a las indicaciones de los fabricantes.

Deben ser revisados también interruptores eléctricos y mecánicos.

10. Revisar que las válvulas de purgas continuas, drenaje del tubo de nivel, válvula de pruebas, suministro de agua de alimentación estén bien cerradas y en condiciones de trabajo.
11. Revisar el equipo de inyección de químicos.
12. Revisar visualmente el tubo de nivel siempre que haya una razón para dudar de que la instalación no es la apropiada. Se puede comprobar comparando el nivel de agua el domo abriendo uno de los registros y el tubo de nivel. Los dispositivos compensadores de presión y temperatura deben estar listos para trabajar.
13. Revisar que la válvula de ventéo esté abierta antes de llenar la caldera. Es preferible que el nivel de agua sea establecido, una vez que se haya producido la expansión, después del encendido donde el mismo resultará mayor que lo normal. Llenar la caldera con agua cuya temperatura esté cerca a la del domo y cabezales, dicha desviación que no exceda a las especificadas por el fabricante, evitándose de esta forma excesiva concentración de tensiones debido al cambio brusco de temperatura.
14. Revisar la bomba de circulación, que el dispositivo de disparo de la misma, al producirse el diferencial de presión.-

esté listo para el servicio.

15. Controlar que por lo menos un indicador de presión sea instalado y puesto en servicio. Transmisores de presión deben ser calibrados preferiblemente para que envíen la señal a un centro de control.
16. Revisar las válvulas de seguridad, con las tuberías de descarga y drenaje abiertas a la atmósfera de tal manera que no se produzcan esfuerzos indebidos en el cuerpo de las mismas.
17. Revisar la válvula de vapor principal (stop valve), que esté en buenas condiciones de trabajo de tal manera que no se atasque, para ello es necesario que el vástago esté limpio para reducir los esfuerzos producidos por expansión térmica que hace que la válvula una vez enfriada se apriete. Si el sistema colector (header) no está bajo presión no es necesario cerrarla o asentarla totalmente. En el caso de un sistema unitario, es aconsejable antes del encendido abrir la válvula principal de vapor para calentar simultáneamente el Generador, línea principal de vapor y auxiliares a la Turbina.
18. Revisar después del encendido el refractario, especialmente aquellas partes que han sido reconstruídas, este debe ser secado lentamente, dicho período puede durar de cuarenta y ocho horas a una semana, dependiendo del arreglo y

humedad del refractario. Considerando con seguridad una mínima razón de encendido que la combustión sea apropiada para el período de secado.

4.2. PARA EL ENCENDIDO

1. Revisar antes del encendido de la caldera que las compuertas (Dampers) válvulas y otros mecanismos del sistema de combustión estén listos para la operación.
2. Revisar la operabilidad de los dispositivos de control mediante pruebas que se pueden realizar de una manera rápida ("dry run") simulando fallas en los equipos o sencillamente desconectándolos, por ejemplo:
 - a. Falla del ventilador del sistema de combustión para revisar la acción de disparo del dispositivo del actuador del solenoide el cual hace que el suministro de combustible sea cortado.
 - b. Falla de la bomba de circulación del generador de vapor que causaría el cierre de combustible.
3. Revisar que el hogar, banco de generación, economizador, calentador de aire y ductos sean adecuadamente purgados antes que cualquier fuente de ignición sea introducida para asegurarse que el combustible no se haya acumulado en la unidad. La purga del aire debe ser a una razón suficiente para proveer una adecuada velocidad que permita limpiar los

puntos muertos y cavidades inactivas de una manera total. La razón del flujo de aire a purgarse debe ser de un 25% a 75% en un tiempo de 3 a 8 minutos siendo este cambio de aire considerado muy adecuado. Esta precaución debe ser observada siempre después de una pérdida accidental de ignición. Esta razón de flujo de aire podría ser controlada por un registrador de flujo de aire o también por la pérdida del diferencial del tiro a través de una parte o de todo el sistema de la caldera.

4.3. PARA LA OPERACION

Se podrían considerar pruebas de aceptación cuyo propósito principal sería el de verificar lo siguiente:

1. Condiciones del vapor generado a presión y temperatura - especificadas.
2. Pureza del vapor de acuerdo a la caldera y condiciones - del agua de alimentación.
3. Rendimiento del generador de vapor.
4. Eficiencia del generador a las cargas especificadas en la garantía (medición de los métodos directos e indirectos).
5. Caídas de presión en el precalentador primario, economizador y el calentador de aire incluyendo el condensador de vapor.

6. La presión requerida en las tuberías de agua de alimentación que siguen después de la válvula reguladora de alimentación de la caldera.
7. Caída de presión en el recalentador.
8. Tiro requerido a cargas por etapas especificadas en la garantía.
9. Presión estática del aire de combustión de acuerdo al generador de vapor, por las etapas especificadas en la garantía.
10. Rendimiento y elevación de temperatura del vapor en el recalentador.

Además, debemos añadir para una verificación general de la Planta la toma de las siguientes mediciones:

- a. Presiones y temperaturas de agua y vapor en diferentes puntos.
- b. Presión, temperatura y velocidad de aire en los diferentes puntos de su trayectoria.
- c. Presión, temperatura, velocidad y composición de los gases de combustión en los diferentes puntos de su trayectoria.
- d. Mediciones operacionales
- e. Inspección de instrumentos
- f. Regulación de equipos.

V. TERMODINAMICA DE LA GENERACION DE VAPOR

5.1. COMBUSTION

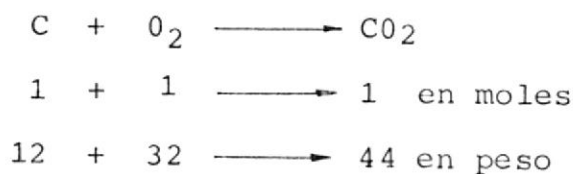
Generalidades

Combustión es una reacción química exotérmica entre una sustancia que quema, el combustible y el oxígeno o comburente. Esta reacción se caracteriza por el hecho de que se efectúa con desprendimiento de energía porque los productos de las mismas son gaseosos.

El proceso de combustión es muy complejo y sobre él influen factores de orden químico, térmico y mecánico de importancia variable, de ahí que, a pesar de la gran cantidad de investigaciones realizadas hasta la presente, dicho fenómeno no es aún bien conocido, ni existe actualmente una teoría que explique el proceso en toda su amplitud.

El estudio de este importante fenómeno comprende la estática de la combustión que tiene por objeto determinar las cantidades de sustancias de energía que intervienen en la reacción, y la dinámica de la combustión que trata a su vez, el desarrollo del fenómeno. Esta rama particular de la Mecánica de los Fluidos, que se ocupa de los escurrimientos con reacción química, se conoce actualmente con el nombre de Aerotermoquímica.

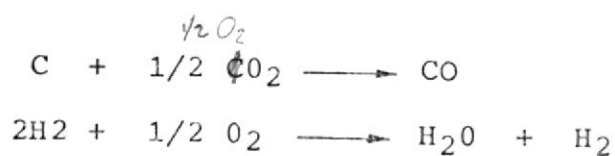
Se dice que una combustión es completa cuando el combustible es totalmente oxidado y se libera toda la energía. La siguiente expresión corresponde a una oxidación completa del Carbono:



La combustión incompleta puede ser debida a las siguientes causas:

1. Insuficiencia de oxígeno;
2. Mezcla imperfecta entre el combustible y el oxígeno; y
3. Temperatura demasiado baja para mantener la combustión.

Las siguientes son expresiones de lo que ocurre en una combustión incompleta:



En la práctica, el oxígeno necesario para las combustiones se obtiene del aire atmosférico; por eso, en el lugar de una caldera, además del oxígeno llegará también el nitrógeno, pequeñas cantidades de otros gases y humedad. De todos los componentes principales del aire sólo el oxígeno reacciona con el combustible; el nitrógeno es un gas inerte que no participa en la reacción, actúa como diluyente del oxígeno.

no y tiende a disminuir la velocidad de reacción; al absorber parte del calor liberado, reduce la temperatura máxima de combustión y en consecuencia, el rendimiento con que puede transformarse el calor liberado durante la combustión.

Los combustibles que más comunmente se utilizan en las Calderas son: el Carbón Mineral y el Fuel Oil, además se quema leña, bagazo, gases naturales, gases de alto horno o de Destilería, mezclas de Fuel Oil y gases, también, en ciertos casos, desechos de combustibles, lodos, ácidos, etc.

REACCIONES DE COMBUSTION

La relación molar entre el nitrógeno y el oxígeno del aire es la misma que su relación volumétrica, debido a que ambos son gases y se encuentran a la misma temperatura, por lo tanto:

$$\frac{\text{Moles de N}_2}{\text{Moles de O}_2} = \frac{79\%}{21\%} = 3.76$$

Es decir, que por cada mol de oxígeno en el aire existen 3.76 moles de nitrógeno. Además: 1 lb. O₂ + 3.31 lb. = 4.31 lb. de aire.

Combustión de carbono



$$12 + 32 + 3.76 (28.2) \rightarrow 44 + 3.76 \text{ en peso}$$

dividiendo todo para 12 nos queda:

$$\begin{array}{ccccccc} 1 & + & 2.667 & + & 8.84 & \rightarrow & 3.667 + 8.84 \text{ en peso} \\ \text{Combustible} & & \text{aire} & & & & \text{Productos} \end{array}$$

Por lo tanto el aire requerido será:

$$11.5 \text{ lb. de aire/lb. de carbón.}$$

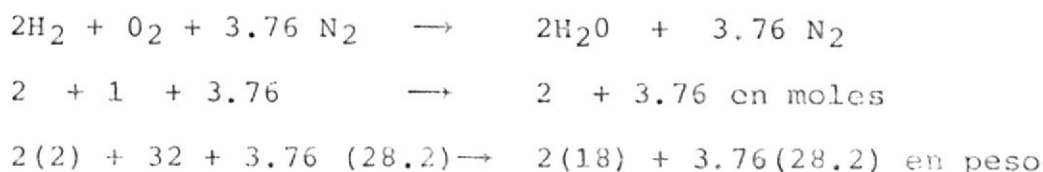
Las combustiones también pueden realizarse con exceso de oxígeno, definiéndose así:

$$e = \frac{\text{Cantidad real } O_2}{\text{Cantidad teórica } O_2}$$

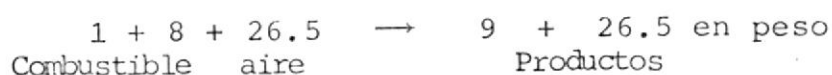
Luego:

- $e = 1$ cuando ambas cantidades de oxígeno son iguales.
- $e > 1$ si la cantidad real es mayor que la teórica, es decir, la combustión se realiza con exceso de oxígeno.
- $e < 1$ cuando el combustible se quema con menos oxígeno, es una combustión con escasez de oxígeno.

Combustión de hidrógeno..- La combustión con el aire da lo siguiente:



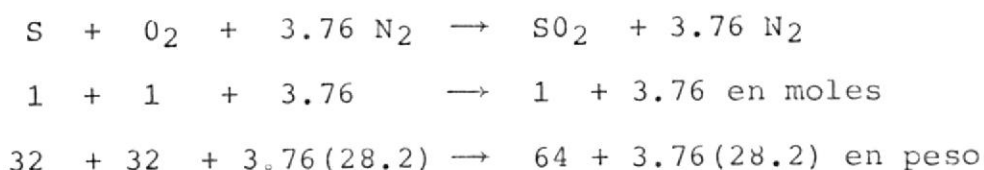
dividiendo para 4 nos queda:



Por lo tanto el aire requerido será:

$$(8 + 26.5)/1 = 34.5 \text{ lb. de aire/lb. de hidrógeno}$$

Combustión del Azufre..- La combustión con el aire da lo siguiente:



dividiendo para 32 nos queda:



Por lo tanto, el aire requerido por libra de azufre será:

$$(1 + 3.32)/1 = 4.32 \text{ lb. de azufre}$$

Relación aire-combustible..- En los hogares es posible regular las entradas de aire a los quemadores o a ambos a la vez, para que el peso de aire introducido sea igual, superior o inferior al químicamente correcto, correspondiente al combustible que se está quemando.

Se define como aire teórico o aire mínimo a la cantidad exacta

de aire para que, durante la combustión, se convierta todo el carbono en anhídrido carbónico y todo el hidrógeno del agua.

La relación entre el peso de aire y el de combustible de esa mezcla recibe el nombre de relación aire/combustible, químicamente correcta o estequiométrica.

La relación aire/combustible de cualquier mezcla puede expresarse como relación de volúmenes (o de moles) o como la relación de pesos. Indicando que la relación de volumen sólo es válida si el combustible se encuentra en estado gaseoso o vapor, en caso contrario, el volumen que ocupa un mol de combustible es despreciable, comparado con el que ocupa el aire que requiere para su combustión.

Cuando el peso de aire es superior al teórico, se habla de combustión, con exceso de aire como ya se anotó anteriormente.

En la práctica, para asegurarse de que la combustión sea perfecta, es necesario que exista exceso de aire, por lo tanto, es inevitable que se produzcan pérdidas de calor, así por ejemplo en un hogar donde se quema carbón:

a. El volumen de aire admitido es 1, 1.25, 2.2. 2.5 y 3 veces el teórico.

- b. Las pérdidas de calor, en los gases de la chimenea a 300°C serán iguales, respectivamente, a 12, 14, 16, 21, 26 y 31% del poder calorífico de dicho carbón.

La combustión más económica se conseguirá cuando sea posible variar la cantidad de aire suministrada, al mismo tiempo que el peso de combustible quemado.

El exceso de aire con que debe funcionar un hogar depende de su tipo, de la naturaleza y características del combustible, así de como se conduzca el fuego.

Poderes caloríficos..- Se entiende por poder calorífico de un combustible, al calor desprendido durante la combustión completa de un kg o lb. del mismo si es sólido o líquido, o de un metro cúbico si es gaseoso (o pie^3).

Los combustibles que se emplean en la práctica normalmente contienen hidrógeno combinado y muchas veces también humedad. El agua que se produce más la humedad contenida, pasan a formar parte de los productos de combustión.

Poder calorífico superior; si las condiciones son tales que esta agua se condensa, el calor desprendido durante la combustión se denomina poder calorífico superior. En caso contrario si no se produce la condensación tenemos poder calo-

rífico inferior.

Para determinar el poder calorífico a volumen constante de los combustibles sólidos, líquidos o gaseosos, se emplean - las bombas calorimétricas.

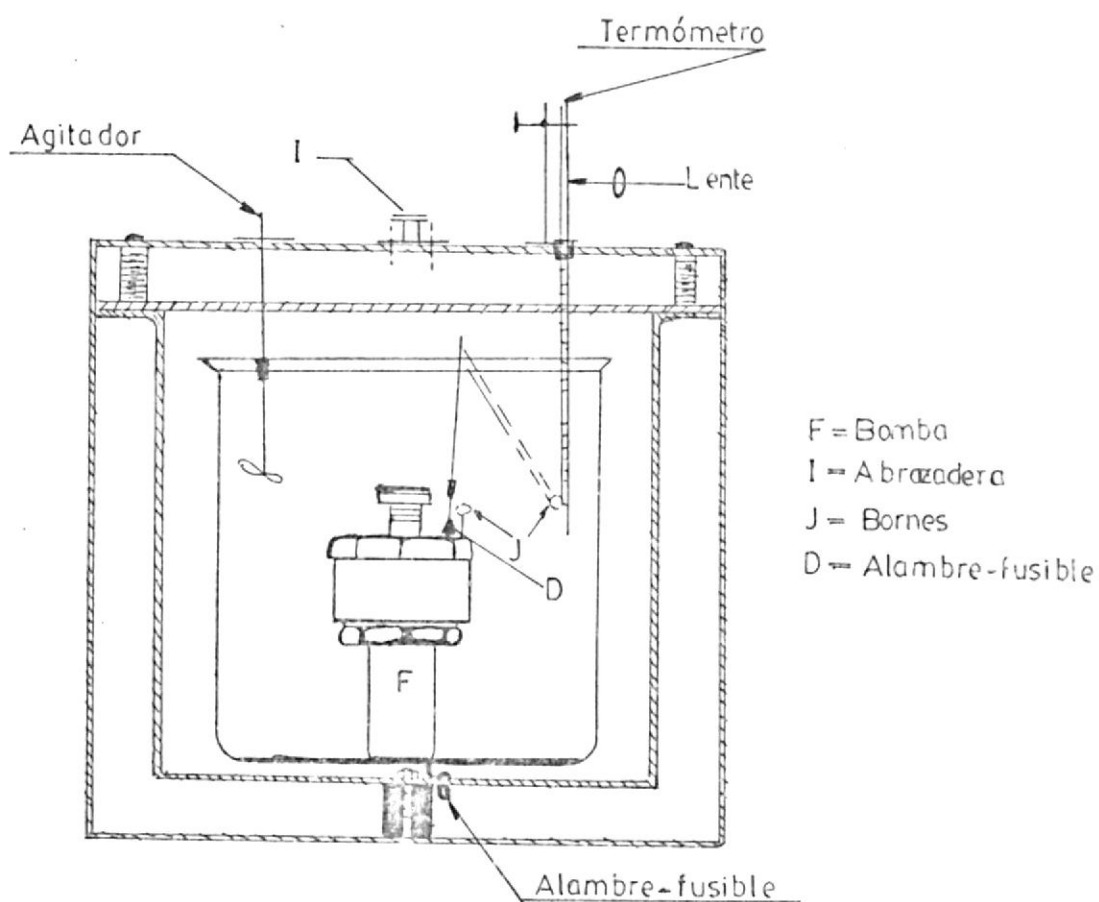


Fig. No. 63

CALORIMETRO DE JUNKERS

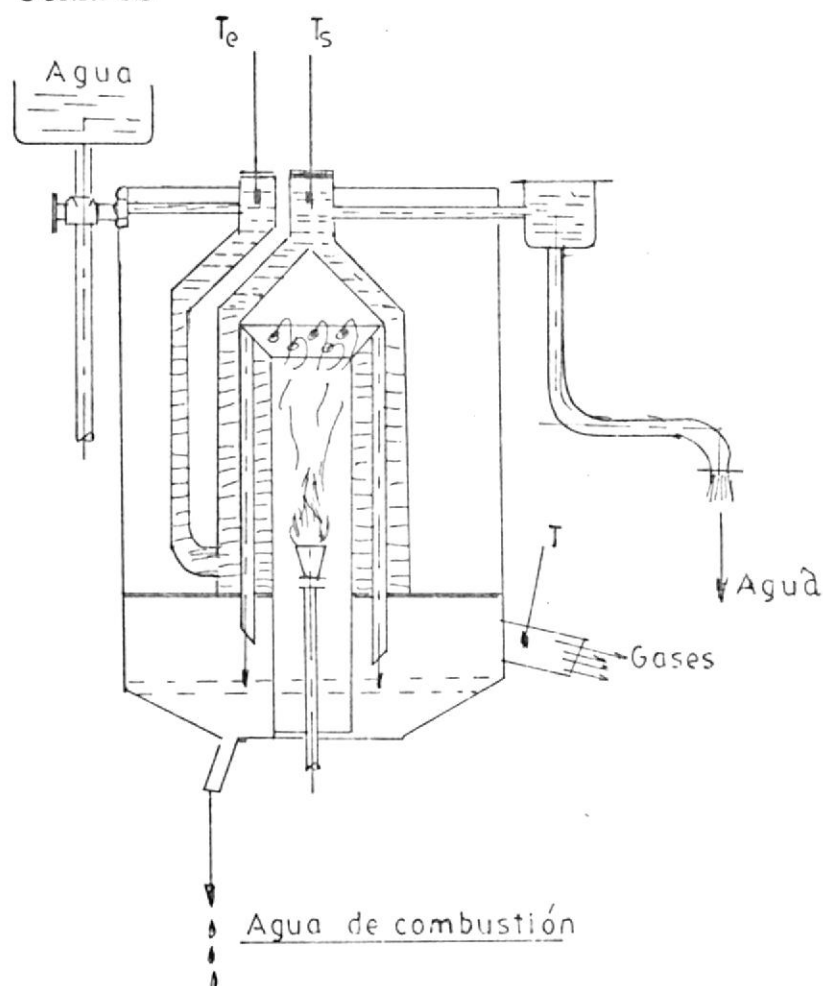


Fig. No. 64

El gas llega al quemador previo paso por un medidor. Los gases de la combustión están obligados a pasar por el haz de tubos alrededor de los cuales circula agua en sentido contrario al del movimiento de aquellos.

El agua producida por la combustión del hidrógeno contenido en el gas, descarga por el pequeño tubo C y cae en una probeta. Finalmente, para disminuir las pérdidas por radiación, todo el aparato se halla rodeado de una envoltura metálica pulida en la cual se queda aprisionado el aire.

El gas y el aire entran al calorímetro a la temperatura ambiente, se pesa el agua, G_a y se mide el volumen V del gas que circulan en el aparato durante un período conocido de tiempo, mientras que las lecturas de los termómetros T_e y T_s permiten establecer el calentamiento del agua.

El Poder calorífico superior está expresado por la ecuación siguiente:

$$W_s = \frac{G_a (T_s - T_e)}{V} \text{ BTU/pie}^3$$

En efecto, ésta ecuación puede justificarse recordando las consideraciones que se hacen en Termodinámica cuando se estudian las aplicaciones calorimétricas y, en especial, la variación de los calores de reacción con la temperatura.

CALOR DISPONIBLE

El calor disponible en el hogar de una caldera, por lb. de combustible (kg o metro cúbico), es igual a su poder calorífico menos la suma de las pérdidas por calor sensible y por

el calor latente. Este cálculo es aproximado pues, como se verá más adelante, en la caldera debe considerarse otras pérdidas, como la caída de combustible al cenicero, arrastre de parte de aquel por los humos, formación de hollín y pérdidas por transmisión de calor al exterior.

Según lo enunciado al principio, y llamando Q_d al calor disponible en el hogar, por lb. de combustible, se tiene que:

$$Q_d = W_i - (Q_s + Q_l) \text{ BTU/lb.}$$

PERDIDAS POR CALOR SENSIBLE

Estas pérdidas son iguales a la cantidad de calor que cederían los gases de combustión si se los enfriara hasta la temperatura ambiente, en el lugar que, por razones técnicas y económicas, ya no pueden aprovecharse (por ejemplo, después - del economizador).

En las consideraciones siguientes se acepta que durante el enfriamiento de los humos no se alcanza el punto de rocío. El calor sensible contenido en el volumen de gases, generados por una (1) lb. de combustible, estará dado por la ecuación:

$$Q_s = V_{gw} \cdot C_{pg} (t_g - t_a) \text{ BTU/lb}$$

V_{gw} = Volumen de gases húmedos producidos por 1 lb. de combustible (pie^3/lb).

C_{pg} = Calor específico medio de esos gases, BTU/pie^3

t_g = Temperatura de dichos gases $^{\circ}\text{F}$

t_a = Temperatura ambiente $^{\circ}\text{F}$

Si estas pérdidas se las quiere expresar en porcentaje del poder calorífico del combustible, entonces:

$$Q_s = \frac{V_{gw} \cdot C_{pg} (t_g - t_a)}{W_i} \times 100$$

W_i = Poder calorífico inferior

PERDIDAS POR EL CALOR LATENTE

Estas pérdidas son iguales al calor que desarrollarían al quemar el CO y el H₂, los hidrocarburos y las fracciones de combustibles contenidos en los humos, es decir, son iguales al poder caloríficos de los humos.

Admitiendo, que los humos contienen únicamente CO y H₂ para efectos de cálculo. Como estos gases generan aproximadamente la misma cantidad de calor por unidad de volumen (BTU/pie^3) al determinar las pérdidas por calor latente se puede admitir que los humos están constituidos, por CO, aplicando la siguiente forma:

$$Q_l = \frac{V_g \cdot (\text{Cantidad de BTU}/\text{pie}^3)}{100} \quad (\text{BTU}/\text{lb combustible})$$

donde:

V_g = Volumen de gases secos por lb de combustible
(pie³/lb)

CO = Contenido de CO + H₂ en los gases, %

Si esta pérdida se requiere referir al poder calorífico del combustible, precediendo como en el caso anterior se obtiene:

$$Q_L = Q_L/W_i = \frac{(\text{Cantidad de BTU/pie}^3) \times V_g \text{ de CO}}{W_i} \quad (\%)$$

5.2. CAPACIDAD DE VAPORIZACION

Para expresar la capacidad de un Generador de Vapor lo más correcto es referirse a las libras de vapor (o kilogramos) por hora, indicando su presión y temperatura como así también la temperatura del agua de alimentación.

Se suele hablar del HP de Caldera, que A.S.M.E. define como la cantidad de calor, en BTU, necesaria para evaporar 34,5 lb. de agua por hora desde y/a 212 °F, cantidad que es igual a 33.472 BTU/hr.

Convirtiendo este valor a calorías, se tendrá que:

$$1 \text{ HP de caldera} = 33475 \text{ BTU/hr}$$

$$1 \text{ HP de caldera} = 8.535 \text{ Kcal/hr}$$

Por lo tanto, para calcular la potencia de una caldera, cuyas características, como así también la temperatura de alimentación son conocidas, bastará dividir el calor contenido en el vapor por HP de caldera, es decir:

$$\text{HP de caldera} = \frac{\text{Entalpía del vapor Kcal/hr}}{8.435 \text{ Kcal/hr}}$$

En el sistema inglés:

$$\frac{W (h_g - h_f)}{1000} \text{ en kilo BTU/hr}$$

donde $h_g - h_f$ = cambio de entalpía BTU/lbm

$$1 \text{ HP caldera} = \frac{W(h_g - h_f)}{970.3 \times 34.5}$$

1 HP caldera = 13.1547 HP de potencia

1 HP de potencia = 550 pie-lb/seg.

1 BTU = 778.2 pie-lb.

1 BTU = 252 calorías

1 Kw-h = 3412.20 BTU

También se emplea el "HP de caldera" para designar el tamaño de una caldera en base a la superficie de calefacción. Para ello teniendo en cuenta que la mayoría de las calderas en funcionamiento en la época en que A.S.M.E. definió el HP de caldera, eran capaces de vaporizar por cada 10 pie² aproximadamente 34.5 lb/hr de agua, se definió también a esa

unidad, así:

$$1 \text{ HP de caldera} = 10 \text{ pie}^2$$

$$1 \text{ HP de caldera} = .93 \text{ m}^3$$

Es posible encontrar una relación entre el HP de caldera y los kg de vapor normal producidos por hora y metro cuadrado de superficie de calefacción:

$$1 \text{ HP de caldera} = \frac{14.22 \text{ Kg de vapor normal}}{\text{hr} - \text{m}^2}$$

Para comparar calderas entre sí, que funcionan en condiciones distintas de presión y temperatura, se ha empleado lo que suele llamarse la evaporación 100% considerando que esta evaporación es la que corresponde al HP de caldera, es decir, a 14.22 Kg. vapor/hr-m².

Se hace referencia entonces a calderas que producen:

$$14.22 \times 2 = 28.44 \text{ ó } 14.22 \times 4 = 56.88 \text{ Kg. vapor/hr-m}^2$$

de superficie de calefacción

Resumiendo, la capacidad de una caldera puede expresarse:

- a. Por la superficie total de calefacción, m²
- b. Por su potencia en "HP de caldera" condicionada a su factor de evaporación porcentual.
- c. Por su producción horaria media o normal expresada en Kg/h, con indicación de la presión de régimen y la tem-

peratura de sobrecalentamiento del vapor, según el caso.

Estos conceptos están relacionados entre sí en la siguiente forma:

HP nominales de caldera.-

$$HP_n = \frac{\text{Superficie de calefacción } m^2}{\text{Superficie equivalente al HP de caldera } (.93 m^2)}$$

Calor suministrado al vapor por la caldera:

$$Q = \text{Entalpía vapor (Kcal/Kg) - Entalpía agua de alimentación (Kcal/Kg)}.$$

$$Q = h_g - h_f$$

Factor de vaporización (f)

$$f = \frac{\text{Calor suministrado por la caldera (Kcal/Kg)}}{\text{Calor latente del vapor normal (640 Kcal/Kg)}}$$

HP reales de caldera:

$$HP_r = \frac{\text{Vaporización real de la caldera} \times f (\text{factor de vaporización})}{\text{Vaporización equivalente al "HP caldera" (14.22 Kg/hr)}}$$

Tipo de vaporización porcentual:

$$V\% = HP$$

$$V\% = \frac{HP \text{ reales}}{HP \text{ nominales}} \times 100$$

5.3. BALANCE TERMICO DE LA CALDERA

Para mostrar la distribución del calor por kilogramo de combustible quemado, se suele determinar un balance térmico. Para esto habrá que tomar en cuenta:

1. Calor absorbido por la caldera.
2. Calor perdido por los humos
3. Evaporación de la humedad formada al quemar el hidrógeno.
4. Evaporación por la humedad superficial del combustible
5. Pérdidas por combustión incompleta.
6. Pérdidas por combustible sin quemar en las cenizas.
7. Pérdidas por caldeoamiento de la humedad del aire.
8. Radiación y otras pérdidas.

Estas pérdidas se calculan así:

$$1. \quad h_1 = W(H - h_a)$$

W = Agua evaporada por combustible quemado ($\text{Kg}_a/\text{Kg}_{\text{comb}}$)

H = Calor contenido en un kg de vapor a las condiciones de escape, por ejemplo, a la salida del recalentador, si hay recalentamiento.

h_a = Calor de 1 kg de agua que alimenta la caldera

$$2. \quad h_2 = W_h (T_h - t_r) C_h$$

W_h = Cantidad de humo por combustible (Kg_{humo}/Kg_{comb})

C_h = Calor específico de los humos (.24)

T_h = Temperatura de salida de los humos

t_r = Temperatura del aire de combustión que entra al hogar.

$$3. \quad h_3 = 9_h (100 - t_c) + 540 + .256 (T_h - 100)$$

h = Fracción de hidrógeno por Kg de combustible quemado.

9_h = Cantidad de agua formada

t_c = Temperatura del combustible al entrar al hogar.

T_h = Temperatura de los humos de salida.

$$4. \quad h_4 = w (100 - t_c) + 540 + .25 (T_h - 100)$$

w = Cantidad de humedad (Kg) en un Kg de combustible.

Se pierden Kcal por Kg de carbono convertido en CO y el calor de combustión del carbono (CO_2) es de 7863 Kcal/kg.

$$5. \quad h_5 = \frac{CO}{(CO + CO_2)} (7863 - 2200) C_b$$

siendo:

CO = Porcentaje de CO del análisis de humos

CO_2 = Porcentaje de CO_2 del análisis de humos

C_b = Peso del carbono en Kg de combustible quemado.

Carbón total = C = $C_b + C_a$

$$6. \quad h_6 = 7863 \times \frac{W_a}{W} \times C_a$$

W_a = Peso de ceniza recogida en un período de trabajo.

W = Peso del combustible quemado en el mismo período.

C_a = Porcentaje de combustible en ceniza (que generalmente se supone de carbono).

$$7. \quad h_7 = M (.256) (T_h - t_c)$$

M = Peso de humedad por kilogramo de aire seco, según las indicaciones de los termómetros húmedo y seco.

5.4. RENDIMIENTOS TERMICOS DE LAS CALDERAS

El rendimiento de las calderas puede expresarse por alguno de los siguientes términos:

1. Eficiencia. - Es la relación entre el rendimiento térmico de la unidad y el alto valor calórico del combustible (seco o en el estado en que se quema), en porcentaje.
2. Coeficiente de combustión. - En la proporción de combustible quemado, en litros por hora, por pie cuadrado de superficie de parrilla, o por retorta o por

pie de ancho de fogón, o por quemador (combustible seco o en el estado en que se quema).

3. Volumen de combustión. - Comprende la relación que existe entre el volumen del fogón y la unidad de la proporción de combustión, expresado en pies cúbicos por libra de combustible por hora ($\text{pie}^3/\text{lb-h}$), seco o en estado en que se quema.
4. Absorción de calor. - Es la capacidad de generación de vapor por unidad de superficie de absorción de calor en libras de vapor por pies cuadrados por hora ($\text{lb}_{\text{vapor}}/\text{pie}^2$).
5. Liberación de calor. - Es la proporción de energía liberada por unidad de volumen del fogón que se expresa en $\text{BTU}/\text{pie}^3\text{-hr}$. Conociendo el rendimiento del hogar y el de la superficie de calefacción será igual a:

$$\eta_c = \eta_h \times \eta_s$$

$$\eta_c = \frac{D_i}{B \times W_s} \times 100$$

D = Cantidad de vapor (lb/hr)

i = Energía en BTU

B = Cantidad de combustible (lb)

W_s = Poder calorífico del combustible (BTU/lb)

Estando los valores comprendidos entre .72 y .78 para pequeñas instalaciones y, en particular, para calderas de hogar interior; $\eta_c = .75$ hasta .83 para grandes instalaciones de calderas con hogares mecánicos, hogares de carbón pulverizado, de petróleo o de gas; $\eta_c = .84$ a .88 y aún más altos valores, en grandes instalaciones de calderas modernas provistas de recuperadores de calor y de controles automáticos.

5.5. RENDIMIENTO DE LA SUPERFICIE DE CALEFACCION

Las calorías que llegan a la superficie de calefacción son las que se han generado en el hogar menos las pérdidas de éste último. De acuerdo a observaciones el calor que llega a dicha superficie es igual a:

$$100 - (P_1 + P_2 + P_3)$$

Pero no todas estas calorías pasan al agua, a través de las chapas y tubos de la caldera, sino que una parte P_{ch} se pierde por la chimenea y la otra P_{rc} constituye las pérdidas por radiación y conducción.

Pérdidas por el calor sensible de los gases de la chimenea (pérdida por la chimenea) depende del peso de gases y de su temperatura. El valor medio del P_{ch} es de 9 hasta 11% con temperatura de los gases de 170 a 180°C y -

$$\text{CO}_2 = 12\%.$$

Pérdida por radiación y conductibilidad, depende de las dimensiones de la calidad, de la aislación de la misma, de la estanqueidad de la mampostería y de la existencia o nó de revestimiento de la cámara de fuego con elementos refrigerantes. La determinación directa puede hacerse solamente en forma aproximada, por eso estas pérdidas se incluyen también en las pérdidas por diferencias.

El valor medio de P_{cc} : menor o igual a 1% en las instalaciones grandes; en las pequeñas pueden subir hasta el 10%.

Entonces a través de la superficie de calefacción pasará solamente:

$$100 - (P_1 + P_2 + P_3) - (P_{ch} + P_{cr})$$

resultando el rendimiento igual a:

$$\eta_s = 1 - \frac{P_{ch} + P_{cr}}{100 - (P_1 + P_2 + P_3)} = 1 - \frac{P_{ch} + P_{cr}}{\eta_h}$$

Se aceptan como valores medios de η_s

$$\eta_s = .5 \text{ a } .75$$

Puede expresarse también así:

$$\eta_s = \frac{D_i}{b \times W_s \times \eta_h} \times 100$$

D = Kg vapor/h

i = Kcal

B = Kg de combustible

W_s = Poder calorífico del combustible.

VI. EQUIPO DISPONIBLE DEL LABORATORIO DE CONVERSION DE ENERGIA DE LA ESPOL

6.1. CALDERA

Datos técnicos de la caldera:

Marca:	MINIPAC Thompson Cochran
Caldera N°	G2326
Capacidad:	1000 lb/hr
Presión hidráulica de prueba:	283 psi.
Fecha:	21/4/77
Número del tablero:	2326-1
Presión de trabajo:	150 psi. (10.3 Bars)

Descripción general..- La caldera Thompson Cochran Minipac 3 tipo paquete, es de construcción de doble retorno y es suministrada como una sola unidad compacta. La unidad utiliza la parte posterior como Cámara de combustión, diseñada para producir vapor en un rango de 250 a 1000 lb/hr a 185°C (365°F).

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 arriostados.

Todos los tubos expandidos tanto en la parte posterior como la anterior y soldados. La entrada al hogar de la caldera y al haz de tubos es posible mediante dos grandes puertas tan to adelante como en la parte de atrás son de fácil y rápida apertura.

Bomba de alimentación.- La caldera está acondicionada con una bomba para su suministro de agua y los datos técnicos de la misma son los siguientes:

Marca: GURNDFOS Leighton Buzzard Beds

Serie N° 7720 2900 R.P.M.

Modelo: CP 2100K

Motor: Grundfos

3 Mot. MG 90L24F 115 60 Hz.

255 /440 y Volt. 2.2 Kw

7.3/4.2 Amp. 3495 R.P.M.

N° 100822 Cos 0 .87 Clase IP43

La bomba es de múltiple etapa diseñada para una operación a bierta o cerrada (ON/OFF).

6.1.1. Quemador

El quemador de la caldera tiene las siguientes característi cas técnicas:

Marca: NU-WAY Especificación S32107

Modelo N° CL4 22 H/L

Tipo N° 140 psi.

Serie N° 04/2475/1

Descripción.- Es un quemador de combustible liviano u otro combustible de 35 segundos Redwood N° 1 o equivalente a 100°F, 60 centistokes a 20°C.

La regulación de aire para la combustión es realizado por un regulador de compuerta (Damper) mediante correas. 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.

6.1.2. Ventilador

El ventilador está integrado al quemador el cual es accesible por la parte superior.

El ventilador tiene un motor de accionamiento cuyos datos técnico son los siguientes:

AEG OLBRENNER MOTOR

D 125 A 60/2

Y 440 V - 60 Hz. S1

600 1.2 A - 3400 1/min.

VDE 0530 ISOL K1.B.

6.1.3. Válvulas y accesorios

Controles de nivel de agua.- La caldera tiene controladores de nivel de agua montados directamente en la carcasa de la caldera en la parte superior. Ambos son calibrados en la caldera. Un control opera con la bomba de alimentación el cual detiene al quemador al primer nivel de agua; el otro funciona independientemente de la lectura adicional al segundo nivel de agua.

El flotador sube y baja cuando los niveles de la caldera lo hacen. Cuando éste sube el magneto primario sube transmitiendo movimiento a un segundo magneto que al girar mueve un tercer magneto que acciona un resorte abriendo y cerrando los contactos del interruptor.

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

Válvulas principales.- Las válvulas existentes en la caldera son las siguientes: una válvula de retención o de alimentación de agua a la caldera ubicada después de la bomba respectiva.

Válvula principal (STOP VALVES) de vapor situada en la descarga de la caldera.

Válvula de seguridad también situada en la parte superior

de la caldera y válvula de Purga (blowdown) en la parte inferior para el control de impurezas del agua de caldera y limpieza de la misma.

6.2. SUPERCALENTADOR

El supercalentador existente en el Laboratorio es una unidad compacta el cual está acondicionada con su propio quemador. Además controles de temperatura y presión.

El vapor sale del supercalentador con una temperatura de sobrecalentamiento de 250°C (582°F).

6.2.1. Quemador

Marca : NU-WAY Heating Ltd. Droitwich England.

Tipo: Cit

220/440 Volt. - 50 Hz. 1 fase

Serie N° 240460 35

Especificación N° MS 24203 E

Este quemador tiene las mismas características semejantes al de la caldera. El combustible utilizado es por lo tanto el mismo (diesel).

6.2.2. Válvulas y accesorios

El quemador igual al de la caldera está integrado con el ventilador el cual a su vez está accionado -

por un motor de las siguientes características: Motor tipo BC-150 6B 2700 R.P.M.

FHP Motor Division

6.3. SISTEMA DE COMBUSTIBLE

El sistema de suministro de combustible tanto a la caldera como al supercalentador está conformado de la siguiente manera: un tanque que sirve de depósito situado a una altura superior al de los quemadores; niveles indicadores de la cantidad de combustible en el sistema; filtros, contadores y válvulas antes de los respectivos quemadores.

6.3.1. Bomba de suministro..- La bomba para llenar el tanque de combustible para el sistema tiene las siguientes características:

SIHI PUMPS

Rylland Pumps Limited

Serie N° 107515 a/A.L.H.

Bomba tipo 510/C

6.3.2. Analizador de gases de combustión (Katharometer)

Datos técnicos:

Rango: 0-20% CO₂

Precisión: $\pm$.5% CO₂

Indicador del potenciómetro:	12.5 mV Fsd.
Indicador del galvanómetro:	.25 mA dentro de 25
Temperatura ambiente:	No mayor 50°C (122°F)
Suministro de potencia:	350 mA de la unidad de suministro de po tencia.

Aspirador

Cabezal de agua requerido:	.6 - 3.02 (2-10 ft) aprox.
Flujo de agua:	5.5×10^{-6} m ³ /seg. (20 l/hr)
Temperatura del agua:	No mayor que 40°C
Capacidad del tanque:	.045 m ³ (45 ltros.) suficien te para por lo menos 2 ho- ras de marcha.

Descripción.- El equipo comprende básicamente de una unidad medidora la cual está ensamblada directamente sobre un aspirador de gas de un combustible. La unidad Katharometer tiene incorporado un puente de Wheatstone, arreglo establecido en un bloque metálico de alta capacidad térmica. Cada brazo del puente es construido por un delgado filamento de alambre de platino revestido de vidrio. Un par de brazos opuestos son encerrados en el gas de referencia de conductividad térmica conocida, y el otro par son expuestos en la muestra de gas. El desbalance del puente será una función

de la diferencia de conductividades térmicas de los gases de la muestra y el de referencia.

6.4. EQUIPO DE TRATAMIENTO DE AGUA ✓

Información técnica del equipo

Nombre del equipo: XL SUAVIZADOR DE AGUA
 Presión máxima de trabajo: 200 psi (13 atm.)
 Presión mínima de trabajo: 15 psi (1 atm.)
 Conexiones de entrada y salida: 1" B.S.P.T.
 Suministro de corriente: 240/250 Volt. 50 Hz. 1 fase.
 Diámetro del suavizador: 6" (152 mm.)
 Altura del suavizador: 22" (558")
 Diámetro del tanque de salmuera: 11" (279 mm.)
 Altura del tanque: 21" (533 mm.)
 Espacio que ocupa: 19" x 12" (482 x 304)
 Máxima altura del lugar: 26" (660)
 Máxima razón de flujo: 90 GPM (408 l/min.)
 Sal por regeneración: 3 lb/1.36 kg.
 Capacidad de almacenamiento de sal: 50 lb. (23 kg) ✓

✓ En resumen podemos decir que el equipo de tratamiento de agua está formado por tres componentes principales:

- a. El suavizador de agua
- b. El tanque de sal

c. Botella alimentadora de líquido.

6.5. CALORIMETRO PARA LA DETERMINACION DE LA HUMEDAD DEL VAPOR

El equipo completo es en realidad una combinación de dos calorímetros uno de separación y otro de estrangulamiento en conjunto con un condensador.

El calorímetro de estrangulamiento tiene un orificio variable el cual puede ser ajustado por medio de una válvula de retención, para dar la alta temperatura requerida. Un manómetro y un termómetro hace posible que la presión de entrada y la temperatura sean registradas.

VII. PRUEBAS EN LA CALDERA Y SUPERCALENTADOR DEL LABORATORIO DE CONVERSION DE ENERGIA DE LA ESPOL

↑ ↑ ↑ ↑

INTRODUCCION

Antes de empezar la experimentación se debe someter la caldera a pruebas físicas e inspecciones como lo indican las normas respectivas (ASME, DIN) una vez realizadas estas procedemos a poner en marcha el sistema hasta conseguir las condiciones de funcionamiento estable necesarias para poder tomar los datos tanto de consumo de agua como de combustible, producción de vapor, calidad del vapor y por último utilizando el Orsat para analizar los gases de combustión expulsados por la chimenea. Las lecturas serán tomadas en intervalos de 3 a 5 minutos en pruebas cuya duración por carga sean de aproximadamente 4 horas.

7.1. CONDICIONES PRELIMINARES

La Planta de Generación de Vapor del Laboratorio de Energía (de la ESPOL) consiste de los siguientes componentes:

1. Unidad de tratamiento de agua
2. Tanque de alimentación
3. Caldera
4. Supercalentador
5. Turbina y generador
6. Condensador

7. Torre de enfriamiento

Una vez revisadas todas las instalaciones tanto eléctricas como mecánicas estamos en posibilidad de poner en marcha el sistema. En lo que a mecánica se refiere podemos decir que se realizaron pruebas: en la caldera (hidrostáticas a una y media de la presión de diseño como lo estipula el Código ASME), supercalentador y tuberías en general.

7.1.1. Determinación de las condiciones de funcionamiento estable

Realizado todo lo anterior procedemos a seguir los pasos necesarios para el arranque del sistema hasta conseguir las condiciones estables de su funcionamiento. Así tenemos:

Alimentación de la caldera:

1. Remover el tapón de la Purga de aire y luego abrir la válvula de venteo.
2. Cerrar la válvula principal de vapor (Stop valve).
3. Abrir los grifos de vapor y agua de los indicadores de nivel y cerrar las válvulas de drenaje (todas las manijas en posición vertical).

4. Revisar que la válvula de purga se halle cerrada (Blow down).
5. Abrir la válvula de alimentación de agua a la caldera.
6. Poner el interruptor del quemador en OFF (apagado).
7. El tanque de agua tratada debe estar lleno.
8. Cerrar la bomba de alimentación de la caldera.
9. Poner en marcha la bomba de alimentación (interruptor principal). La alarma sonará y una luz indicadora de nivel (bajo) se encenderá.
10. Apagar la bomba cuando el nivel del tanque de alimentación esté bajo.
11. Poner en marcha la bomba una vez restaurado el nivel - del tanque. Esta se detendrá automáticamente cuando la caldera esté llena de agua.

Arranque de la caldera en frío:

1. Una vez revisadas las disposiciones anteriores, cerrar el interruptor principal. Apagar la alarma y volver el interruptor a su posición normal.
2. Mover el interruptor del quemador a la posición ON y este arrancará.

Nota: Si el quemador no marcha al tercer intento, revisar posible falla, de ninguna manera volver a intentar arrancar al quemador, pues una explosión puede ocurrir.

3. Una vez que el agua entra en ebullición el vapor tiende a escapar por la válvula de venteo (Purga) en la parte superior de la caldera, después de unos 5 minutos el aire habrá escapado del interior de la caldera.
4. Cerrar la purga y la presión en la caldera empezará a subir.
5. El nivel de agua deberá mantenerse normal abriendo la purga inferior de la caldera (Blowdown).
6. Alcanzado los 10 bares de presión el control de presión apagará el quemador automáticamente, el mismo lo pondrá en funcionamiento cuando la presión cae a los 9 bares.

Arranque el supercalentador:

1. Una vez que la caldera ha llegado a los 10 bares de presión, asegurarse que las siguientes válvulas estén abiertas:
 - a. Válvula de entrada de vapor
 - b. Válvula de presión de la derivación de entrada del vapor.
 - c. Válvula de drenaje del supercalentador.

Cerradas:

- d. Válvula de by-pass del supercalentador.
- e. Válvula de salida del vapor.
- f. Válvula de presión de la derivación de salida del vapor.

2. Colocar el interruptor de presión límite del vapor (rojo)
3. Colocar el interruptor de temperatura límite (azul) en 241°C .
4. Abrir ligeramente la válvula principal de vapor de la caldera para que fluya vapor al supercalentador y expulse condensado por el drenaje.
5. Cuando las tuberías estén completamente calientes, abrir toda la válvula principal de vapor de la caldera.
6. Cerrar drenaje del supercalentador hasta que el medidor de flujo indique 150 kg/hr (330 lb/hr).
La temperatura de la cubierta del supercalentador no debe sobrepasar de los 350°C (termocupla en el N° 4).
7. Conectar suministro principal al supercalentador y este arrancará automáticamente.
8. Cuando la temperatura de salida de vapor en el medidor indique 241°C , abrir ligeramente la válvula de salida y cerrar lentamente la de drenaje. Tratar de mantener el mismo flujo de vapor en la línea de vapor mientras la tubería de vapor a la turbina se calienta.

Arranque de la turbina:

1. Poner en marcha el ventilador de la torre de enfriamiento.

2. La válvula de salida de agua de enfriamiento del condensador debe estar casi cerrada (media vuelta). Entonces arrancar la bomba de circulación de agua de enfriamiento del condensador.
3. Luego, abrir la válvula de salida del agua de enfriamiento del condensador hasta que el indicador de flujo marque 150 litros/min. y no debe exceder los 200 litros/min. o el motor de la bomba de circulación se detendrá.
4. La válvula de suministro de agua fría a la bomba de extracción de condensado debe ser abierta. El condensado debe caer primero al tanque.
5. La válvula de vapor de la línea de vapor principal a la turbina debe estar cerrada.
6. Revisar el nivel de aceite en la caja de velocidades sea el correcto.
7. Abrir suministro de agua fría al enfriador de aceite.
8. Válvula de entrada al condensador debe estar abierta.
9. Abrir drenaje de la turbina y salida de vapor.
10. Revisar que la válvula de parada esté cerrada por operación manual del mecanismo de arranque.
11. Cerrar las dos toberas no-condensables (negras).
12. Una tobera de condensado debe estar completamente abierta las dos restantes media ($1/2$) vuelta.
13. Cerrar todas las llaves de los medidores sobre el condensador y turbina.

14. Armar el mecanismo de arranque nuevamente de la turbina y abra la válvula de parada aproximadamente media vuelta.
15. Abrir lentamente válvula de vapor a la turbina hasta que esta se caliente sin permitir que gire la turbina.
16. Cuando la temperatura en la turbina sea superior a 200°C , abrir completamente la válvula y cerrar las de drenaje.
17. Arrancar bomba de extracción de condensado.
18. Revisar que todos los interruptores eléctricos estén en OFF.
19. Arrancar la turbina abriendo lentamente la válvula de parada.
20. Abrir llaves de medición y regular flujo en el prensaestopas del vapor usando llaves previstas.
21. A medida que aumenta velocidad de la turbina, revisar mecanismo de gobernador y bomba de aceite.
22. Una vez que la turbina ha alcanzado la velocidad de diseño, es decir, las 3000 revoluciones por minutos, ésta debe ser controlada por el Gobernador y la válvula de parada debe estar completamente abierta. Luego regresar media vuelta para asegurarse que el mecanismo de sobrevelocidad esté libre.
23. Antes de aplicar carga a la turbina, conectar el dinamómetro. Si la velocidad cae considerablemente abrir otra tobera de ésta manera se compensa la sobrecarga.

24. Cuando la carga deseada ha sido conseguida con un voltaje terminal de 220 voltios, dejar que las condiciones se estabilicen por unos pocos minutos.
25. Cerrar el suministro de agua fría a la bomba de extracción de condensado.
26. Remueva el agua fría del tanque de medición hacia el drenaje por medio de la bomba de condensado.
27. Cerrar la válvula de salida de los tanques de medición y dejar que el nivel alcance 30 divisiones, en este momento podemos controlar el flujo de condensado.
28. Cerrar la válvula de descarga de la bomba de condensado y operar la llave de dos vías para permitir que el condensado retorne al tanque de agua de alimentación.
29. Abrir la válvula de salida del tanque de medición y arranque la bomba de condensado.
30. Abrir lentamente la válvula de descarga de la bomba de condensado hasta el punto en el cual el nivel del tanque de agua de alimentación se mantenga constante.

Al terminar este paso podemos decir que la Planta está operando en condiciones de estado estable y podemos proceder a tomar datos o lecturas necesarias para el presente estudio.

7.2. CONDICIONES DEL AGUA DE ALIMENTACION

Antes de poner en marcha el generador de vapor es necesario revisar en que condiciones se encuentra el agua que vamos a utilizar para alimentar al mismo y luego proceder a su tratamiento con uno de los métodos ya descritos anteriormente para así evitar tanto la corrosión como el arrastre de sólidos y formación de incrustaciones en las superficies internas de calefacción.

7.2.1. Eliminación de la dureza del agua

El agua que vamos a utilizar en la caldera es potable por lo tanto necesita ser tratada. El equipo disponible en el laboratorio es el suavizador ya descrito en el capítulo VI, después que cierta cantidad de agua ha sido suavizada la resina agotada necesita ser regenerada con una solución de salmuera. El punto de agotamiento de la resina está determinada por la dureza del agua cruda y el volumen empleado en la misma debiendo indicar que la dureza del agua tratada raramente excede de las 100 ppm y en estas condiciones es capaz de suavizar 10 m^3 de agua. El ciclo de regeneración funciona de la siguiente manera: la válvula de la línea de descarga del agua suavizada es cerrada. Se abre la válvula manual de drenaje. Esto origina un cambio de pre-

sión en el interior de la válvula, lo cual hace que - el pistón interior de la misma cambie de posición. Un vacío es creado, la salmuera es vaciada del tanque de sal haciéndola circular a través del suavizador pero en dirección contraria a la del agua a tratarse, regenerando la resina y al mismo tiempo depósito pequeño de sedimentos o sólidos son empujados al drenaje. Después de que una cantidad considerable ha circulado a través del suavizador, se cierra la válvula de salmuera y lo que queda de ésta será echada al drenaje por el agua que circule luego. Todo el proceso dura aproximadamente 90 minutos. Al final de este período, es cerrada la válvula de drenaje restaurando el pistón a su posición original.

Por último para comprobar la bondad del tratamiento, después que la caldera ha sido puesta en funcionamiento cierto tiempo, procedemos a tomar muestras de agua tanto potable como después de tratada y la que circula propiamente en la caldera, mediante el siguiente método:

Método empleado.- El procedimiento seguido es el siguiente:

Necesitamos una medida para la muestra, una bureta y

reactivos como Negro de Eriocromo, Solución Reguladora y Solución E.D.T.A.

Tomamos una muestra de 100 cc. le agregamos una pequeña cantidad de Negro de eriocromo y más o menos 1 cc. de Solución Reguladora. Luego mediante una bureta añadimos solución E.D.T.A. lentamente hasta que el color rojizo que tenía la solución cambie a celeste, en ese momento tomamos lectura del consumo de la solución E. D.T.A. en cc. y para comprobar que la lectura es correcta agregamos un poco más de solución, si se mantiene el mismo tono la lectura ha sido bien tomada.

Con éste dato obtenido calculamos mediante la aplicación de la siguiente fórmula:

$$D_t = \infty (\text{Sol. E.D.T.A.}) \times \text{equival. a 1 ml} \times f$$

D_t = Dureza total

equival. = 1.17 ppm. CO_3Ca por ml de solución E.D.T.A.

f = Factor resultante de 1000/por cc. de muestra
(para este caso $f = 10$)

Resultados obtenidos ver cuadro N° 1.

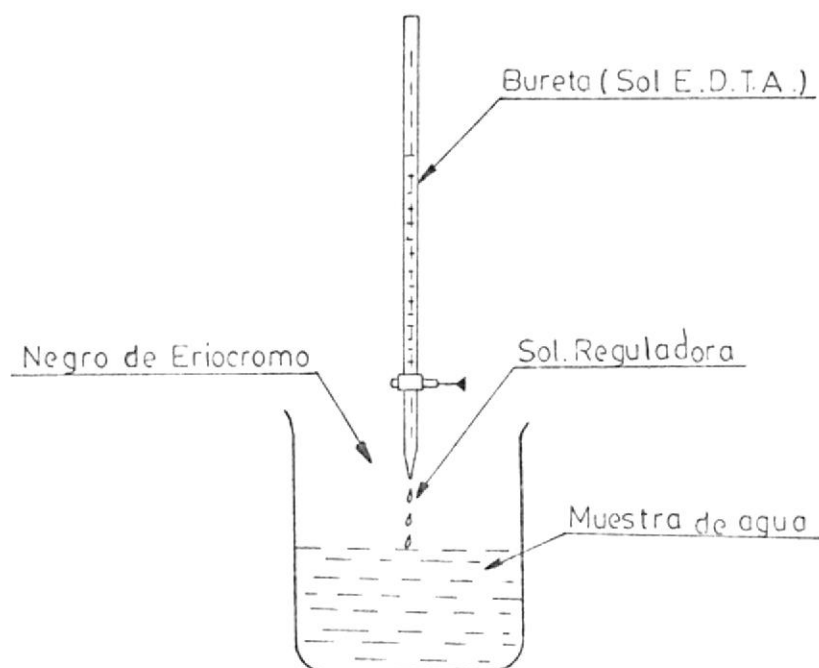


FIG. # 65.-Dureza del agua

7.2.2. Temperatura del agua de alimentación

En el primer grupo los datos que se tomaron de temperatura del agua de alimentación fueron prácticamente iguales (temperatura ambiente). En cuanto al segundo grupo al regresar el condensado al tanque de alimentación obtuvimos una variación más notable en cada una de las pruebas realizadas las mismas que más adelante indicaremos cómo afecta en el rendimiento de la generación de vapor.

7.2.3. Peso del agua de alimentación

En este punto en realidad nos referimos a la cantidad en peso, del agua de alimentación que entra a

la caldera en cada una de las pruebas. Estas lecturas son tomadas en el medidor de flujo a la entrada de la caldera, también tenemos un tanque receptor - del condensado a continuación de Turbina el cual permite averiguar la cantidad de agua consumida una vez calculadas las pérdidas. Ver cuadro N° 2.

7.3. VALOR CALORICO DEL COMBUSTIBLE

Debido a que no hay el equipo necesario para realizar este tipo de pruebas en el Laboratorio de Energía de la ES POL, se tuvo que enviar las muestras del combustible al Laboratorio del Instituto de Química para que sea analizado.

7.4. CONSUMO DE COMBUSTIBLE

Se tomarán lecturas cada cinco a diez (5-10) minutos tanto en el indicador del combustible que va al quemador de la caldera como al quemador del supercalentador. Así, estaremos en disposición de sacar un consumo promedio de combustible utilizado en cada una de las pruebas a realizarse en la Caldera variando la carga en la turbina (# 3 y # 4).

7.5. HUMEDAD DEL VAPOR

Mediante los calorímetros de separación y estrangulamiento

to podemos averiguar la calidad del vapor. Tomamos primero datos en los puntos indicados en la figura, una vez hecho esto procedemos a calcular la calidad del vapor.

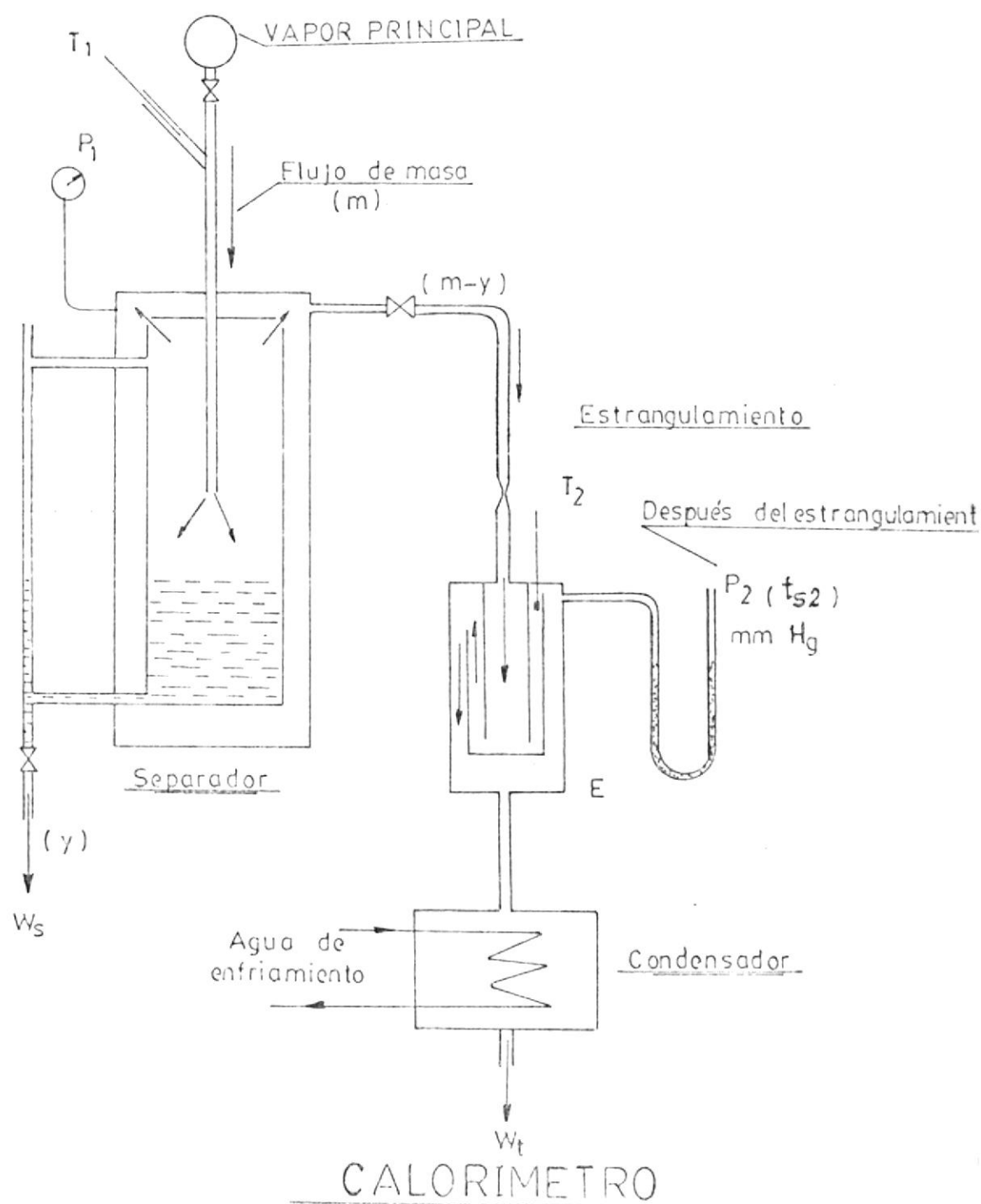


Fig. No. 66

7.5.1. Determinación de la calidad del vapor

7.5.1.1. Calorímetro de separación

Fórmula a utilizarse para calcular la fracción de calidad:

$$X_s = \frac{w_t}{w_s + w_t}$$

Donde

w_t = peso del vapor seco descargado del calorímetro (cc)

w_s = peso del agua separada en el calorímetro de separación al mismo tiempo (cc).

X_s = fracción de calidad (%)

7.5.1.2. Calorímetro de estrangulación

Fórmula a utilizarse:

$$X_t = \frac{h_{g2} + C_p (t_2 - t_{s2}) - h_{f1}}{h_{fg1}}$$

Donde

h_{g2} = Entalpía de vapor correspondiente a presión P_2 (Btu/lb)

h_{f1} = Calor sensible correspondiente a presión P_1 (Btu/lb)

C_p = Calor específico a presión constante.

t_2 = Temperatura de vapor en el calorímetro de estrangulamiento ($^{\circ}\text{F}$)

t_{s2} = Temp. correspondiente a la presión barométrica en el C. estrangulamiento ($^{\circ}\text{F}$).

h_{fg1} = Calor latente (Btu/lb)

X_t = Fracción de calidad (%)

7.5.1.3. Combinación de ambos métodos

Las dos fracciones de calidad calculados anteriormente son aproximadas, por lo tanto es necesario combinar los dos métodos anteriores.

Nos queda así:

$$X = X_s \cdot X_t$$

X = Fracción de sequedad o calidad del vapor (%).

Nota: Estas pruebas las realizamos una vez por variación de carga en la turbina.
Ver resultados obtenidos en cuadro #9.

7.6. CALOR SUMINISTRADO EN EL SUPERCALENTADOR

Como ya lo indicamos anteriormente el supercalentador no forma parte integral del Generador de Vapor por lo tanto la energía que se añade al vapor en este punto va a de-

penden de la calidad con que sale de la caldera. Los datos de consumo de combustible los tomaremos del indicador antes del quemador a los intervalos ya especificados. Ver cuadro N^o 6.

7.7. ENTALPIAS EN LOS DIFERENTES PUNTOS

Los puntos que en realidad debiéramos tomar para nuestro objetivo sólo serían a la entrada y salida de la caldera, pero como referencia tomaremos las entalpías de todo el sistema de poder (ciclo Rankine del Sistema) como a continuación lo indicamos.

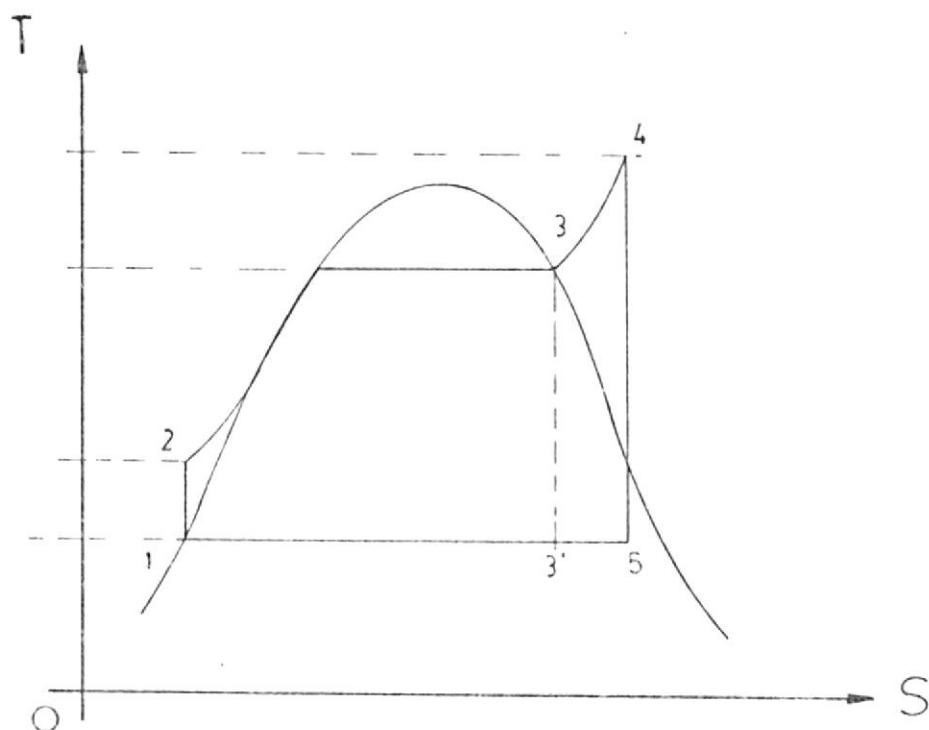


Fig. No. 67

$$a. \quad W_p = \Delta h = h_2 - h_1 = \int_1^2 v dp = v (p_4 - p_1) 144 \quad (\text{Btu/lb})$$

$$b. \quad h_5 = hf_1 - x_s (hfg_1)$$

$$c. \quad S_5 = Sf_1 - X_5 (Sfg_1)$$

$$De(c)X_5 = S_5 - Sf_1/Sfg_1$$

$$N = W_T - W_p/q_{4-2} = \frac{(h_4 - h_5) - \Delta h}{(h_4 - h_2)} \quad (\text{Eficiencia del sistema \%})$$

Ver cuadros # 7 y # 8

7.8. ANALISIS DE LOS GASES DE COMBUSTION

7.8.1. Determinación del CO₂

Estos datos se tomarán directamente del indicador de carátula ubicado en la chimenea el cual indica el porcentaje de dióxido de carbono que está saliendo junto con los demás gases de combustión, información muy importante para determinar las pérdidas que se producen en los gases de salida, y que van a afectar el rendimiento de la Caldera.

7.8.2. Análisis de Orsat

Con este aparato se determina el contenido de anhidrido carbónico, oxido de carbono y oxígeno, presente en los gases que abandona el hogar de una

caldera, también sirve para obtener el análisis de un combustible. Este aparato consta de:

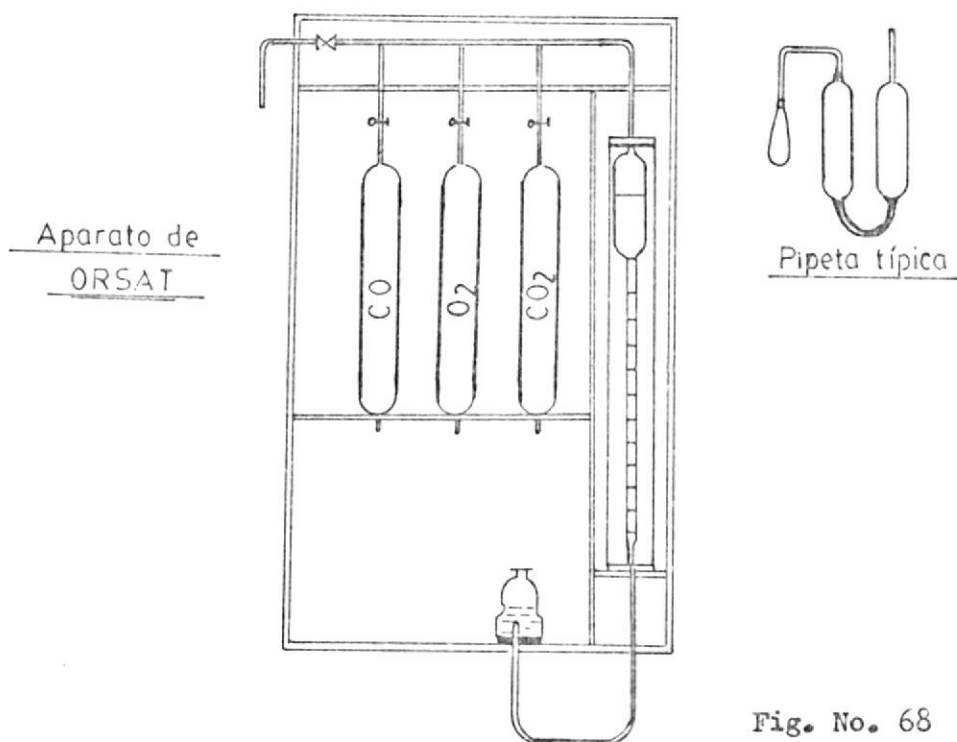


Fig. No. 68

- a. Tres pipetas que contienen los reactivos para absorber, sucesivamente, el CO_2 , O_2 , CO . En las pipetas existen varillas de vidrio para aumentar la superficie de contacto entre el gas y el líquido. La mitad posterior de cada pipeta está a un cierre hidráulico, para evitar que los reactivos sean contaminados por el aire atmosférico.
- b. Un frasco de nivel y un tubo de goma. El gas de

la combustión se hace circular por el aparato levantando o bajando el frasco de nivel;

- c. Una buena bureta con camisa de agua, para man tener constante la temperatura de la muestra. Esta bureta, cuya capacidad es en general, de 100 cm^3 , está graduada para medir el volumen de la muestra de gas y sus volúmenes después de las sucesivas absorciones.

Los reactivos utilizados son: el hidróxido de Po tasio (KOH), el pirogalato de potasio y el cloruro cuproso. El líquido con el que se llena la bure ta mediante el frasco de nivel es una solución arenosa de sulfato de potasio ligeramente acidula da con ácido sulfúrico. Esta solución debe satu rarse previamente con el gas que se va a analiza r; en caso contrario, absorberá gas durante las determinaciones, obteniéndose valores menores a los reales. Por esta razón, se recomienda aspirar gas a través de la bureta y del frasco de nivel antes de la toma de muestra.

La presencia en esa agua, de algunas gotas de Heli antina, revela toda contaminación que pueda resultar al aspirar accidentalmente hacia la bureta el líquido alcalino contenido en las pipetas; adeu

más, el menisco es mucho más visible.

Preparación de los reactivos químicos.- Se ha preparado la solución diluída al 20% de hidróxido de potasio para la absorción del CO_2 con 40 gr. KOH y 200 ml de H_2O . La solución de Pirogalol fué preparada con 41,25 gr. Pirogalol diluído en 75 ml H_2O en 75 ml H_2O , para la absorción del O_2 . Por último para obtener la solución amoniacal de cloruro cuproso se prepararon 17.4 gr. de cobre con 88 ml. de amoniaco concentrado y agregando 67 ml. H_2O .

EMPLEO DEL ANALIZADOR ORSAT

- a. Preparación. - Si el aparato ha estado fuera de uso durante algún tiempo, renuévanse todas las conexiones de goma. Límpiense las llaves y cubráselas con una delgada capa de grasa especial. Llénese las pipetas y el frasco de nivel. Verifíquese si los cierres no pierden, absorbiendo para ello 100 cm^3 de aire y cerrando luego la llave de tres vías (las llaves de las pipetas se dejan cerradas). Elévese el frasco de nivel, colocándola sobre la parte superior del marco del aparato. Si el nivel líquido en la bureta asciende, existen fugas.
- b. Análisis. - Llénese cada pipeta hasta que el nivel del reactivo se encuentre exactamente debajo de la llave. Abrase la llave de tres vías y elévese el frasco de nivel pa-

ra que se descargue todo el aire. Gírese la llave de tres vías, conectando el aparato al tubo de toma de muestra. Bájese el frasco de nivel y aspírese una muestra. Descárguense dicha muestra a través de la llave de tres vías, elevando el frasco de nivel. Repítase esta operación 3 ó 4 veces para asegurarse que el aparato ha sido completamente purgado de aire. Finalmente, aspírese la muestra hasta que el nivel del líquido se enfrente con la división inferior de la bureta y esté en correspondencia con el frasco de nivel. El gas se encuentra entonces a la presión atmosférica. Ciérrese la llave de tres vías, ábrase la llave de la pipeta de CO_2 y hágase burbujear varias veces en su reactivo la muestra de gas levantando y bajando el frasco de nivel.

Tómese una lectura asegurándose previamente, que el líquido de la bureta y el del frasco de nivel están al mismo nivel. Repítase este proceso hasta obtener la lectura después de varias operaciones. Procédase en igual forma a utilizar las otras pipetas, anotándose las lecturas después que en cada caso la absorción sea completa. El volumen que resta, después de las tres absorciones, representa el N_2 que, por hipótesis, es último constituyente del gas.

Para calcular el volumen volumétrico porcentual de cada uno de los componentes de la muestra se procede así:

V_m = Volumen de la muestra

V_1 = Volumen después de la absorción del CO_2

V_{CO_2} = Contracción $V_m - V_1$

$$\% CO_2 = \frac{V_m - V_1}{V_m} \times 100 = \frac{V_{CO_2}}{V_m} \times 100$$

V_2 = Volumen después de la absorción de O_2 , y

V_{O_2} = Contracción $V_1 - V_2$

$$\% O_2 = \frac{V_{O_2}}{V_m} \times 100$$

V_3 = Volumen después de la absorción CO , y

V_{CO} = Contracción $V_2 - V_3$

$$\% CO = \frac{V_{CO}}{V_m} \times 100$$

y finalmente

$$\% N_2 = 100 = (\% CO_2 + \% O_2 + \% CO)$$

Es importante realizar la absorción en el siguiente orden: CO_2 , O_2 y CO .

Si para realizar el análisis se toma una muestra de 100 cm^3 las sucesivas contracciones indicarán directamente el contenido porcentual, en volumen, de cada uno de los componentes del gas.

Con el aparato Orsat, se obtiene el análisis referido al

gas seco, aún cuando la muestra original esté saturada con vapor de agua.

Si se desea un análisis más completo del gas, debe utilizarse un Orsat con más pipetas de absorción.

NOTA: Debido a la escasez de los reactivos para realizar las pruebas se tubo que utilizar otros tipos de reactivos que me dieron buenos resultados además de una mayor facilidad pues, no había la necesidad de cambiarlos de manera tan seguida como los mencionados en los párrafos anteriores.

A continuación detallo los reactivos empleados:

OXORBENT

DI-SORBENT

COSORVENT

Marca: Burrel Corporation

Dirección: Fifth Ave. Pittsburgh 19, PA.

7.9. PERDIDA DE CALOR EN LOS GASES DE COMBUSTION

Para estas pruebas se toman datos de las temperaturas de los gases de salida por la chimenea tanto en el ciclo abierto como en el cerrado. Luego con los datos obtenidos en las pruebas de Orsat procedemos a calcular las pérdidas producidas en cada una de las pruebas realizadas en la caldera, es decir, mediante variaciones de carga a que fue sometida la misma.

La fórmula aplicada es la siguiente:

$$\Delta H = \frac{44.01 (CO_2) + 32 (O_2) + 28.02 (\%C)}{12.01 (CO_2)} \times (C + .002) \times C_p \times (T_{CA} - t_{amb}) \text{ (BTU/lb)}$$

Luego:

$$(\Delta H/19590) \times 100 = \% \text{ Pérdida de eficiencia}$$

$$\text{Valor calórico superior} = 19590 \text{ BTU/lb}$$

7.10. PERDIDA DE CALOR EN LAS TUBERIAS

Para controlar las pérdidas por radiación en éste caso a través de las tuberías se toman las temperaturas de los termómetros ubicados a la salida de la caldera y luego a la entrada al supercalentador.

7.11. RENDIMIENTO DE LA CALDERA

Como ya se indicó anteriormente que las pruebas se las dividió en dos grandes grupos, es decir, con el ciclo abierto y luego recirculando el condensado de tal manera que nos permitiera una variación de temperatura en el agua de alimentación. Además variamos la producción de vapor en la caldera de acuerdo al aumento de carga progresiva en la Turbina. Después que se tomaron los datos a lo largo de todas las pruebas procedemos a calcular el rendimiento de la caldera aplicando los dos métodos; directo e indirecto de acuerdo a las normas estipuladas en los Códigos de Asme y Din.

Debiendo aclarar que el método directo se refiere a los datos tomados de medición directa de entrada y salida de la caldera junto con los valores conocidos del combustible, consumo del mismo, consumo de agua y purgas de agua establecidas procedemos a calcular el rendimiento térmico de la caldera; en cambio para calcular el rendimiento por el Método Indirecto se partió del análisis de los gases mediante el Orsat y análisis último del combustible lo cual nos permite calcular las pérdidas producidas y luego por diferencia el rendimiento térmico de la caldera. Los resultados obtenidos se hallan en los Cuadros N° 14, 15 y 16.

VIII. VARIACIONES DEL RENDIMIENTO DE LA CALDERA

8.1. PRUEBAS

Para estas pruebas se variaron las condiciones de demanda de vapor a la Caldera aumentando progresivamente la carga a la turbina tanto con el ciclo abierto como re-circulando el condensado (ciclo cerrado).

8.1.1. Mediante el calor suministrado

Se tomaron lecturas del consumo de combustible a las cargas diferentes de la turbina, vapor produ-cido, y se procedió a calcular en rendimiento.

8.1.2. Mediante la variación de la temperatura del agua de alimentación.

Se tomaron lecturas de flujo y temperatura del agua de alimentación tanto en el grupo de pruebas en el ciclo abierto como en el cerrado a la entrada de la Caldera.

8.1.3. Mediante la temperatura del aire exterior

Sólo se trabajó con aire a temperatura ambiente ya que la caldera no posee un recuperador de calor.

En todo caso en el análisis de los gases de combustión que salen por la chimenea nos permitió obtener datos muy importantes para el funcionamiento eficiente de la Caldera. Ver cuadros N°15-16-17

IX. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

Para destacar la importancia de las conclusiones obtenidas enunciaremos las mismas de acuerdo a los elementos constitutivos de la unidad generadora de vapor y a continuación daremos las recomendaciones generales del presente trabajo.

CONCLUSIONES

Agua de alimentación.- Como ya lo mencionamos (en el Capítulo II) se tomaron tres muestras de agua para analizarlas en el Laboratorio del Instituto de Química (de la ESPOL), dichas muestras fueron tomadas a la entrada del equipo suavizador (agua potable), otra en la caldera y por último de condensado. De los resultados (Tabla # 1) podemos decir que tanto los valores de pH promedio como el de contenido de sólidos en cada una de las muestras están dentro de los límites admisibles para el buen funcionamiento de la unidad generadora de vapor, sin que se produzca corrosión o formación de incrustaciones en el interior de la misma. Por lo tanto podemos concluir que el tratamiento a que fueron sometidas las aguas de alimentación de la caldera durante las pruebas, ha sido hecha de manera eficiente por el suavizador demostrándose así la bondad funcional del mismo.

Consumo de combustible.- Mediante el análisis de los datos

tomados durante las pruebas podemos decir que el consumo de combustible en la caldera guardó bastante proporción con respecto a la producción de vapor lo mismo que el valor calórico del mismo verificado en el laboratorio del Instituto de Química (de la ESPOL.) Podemos decir en conclusión que los datos dados por los fabricantes son correctos.

Calidad de vapor.- Mediante el equipo calorimétrico compuesto por los calorímetros de separación y estrangulamiento, ya descritos en capítulo anterior, tomamos datos que nos sirvieron para calcular la sequedad del vapor saliendo de la caldera y cuyo valor promedio es de 90%, un porcentaje bastante aceptable y lógicamente entre mas seco sale el vapor de la caldera menos será el consumo de combustible en el supercalentador. Concluyendo que el equipo funciona bien y es de hacer notar su importancia para el control de la calidad.

Análisis de los gases de combustión.- En cada una de las pruebas se tomaron muestras de los gases que salen por la chimenea, las cuales fueron analizadas en el equipo analizador ORSAT tomándose datos de la composición de los mismos, es decir, dióxido de carbono, oxígeno y nitrógeno (CO_2 , CO , O_2 y N_2) obteniendo un valor promedio de 9% de CO_2 . Luego, con los mismos resultados obtenidos se calcularon las relaciones aire/combustible teórico y real siendo sus valores

promedios 15.7 y 24.5 respectivamente. Concluyendo que la combustión ha sido realizada eficientemente puesto que hay ausencia de monóxido de carbono, en cuanto al porcentaje de CO_2 si bien es cierto que no está entre los valores de 10 - 12% dados por los fabricantes se mantuvo durante todas las pruebas.

Entalpías.- Durante las pruebas realizadas se tomaron lecturas de temperaturas en los diferentes puntos para controlar las entalpías las cuales mantuvieron un valor aproximado de lo que podemos concluir que, el aislamiento empleado en las tuberías y equipos cumple con los requisitos para evitar se produzcan pérdidas por radiación.

Rendimiento de la caldera.- Se obtuvo un promedio que fluctúa entre el 70 y 80% de eficiencia. Debiendo aclarar como ya ha sido mencionado, se realizó pruebas con los ciclos abierto y cerrado. Aplicando los métodos directo e indirecto para calcular el rendimiento lo mismo que se encuentra en los códigos de ASME y DIN. Concluimos que los valores hallados se encuentran entre los límites admisibles de trabajo para las calderas tipo paquete que es existente en el Laboratorio motivo del presente estudio.

RECOMENDACIONES

Las siguientes son las recomendaciones del trabajo presente:

Calorímetro: es necesario mantener en buenas condiciones el aislamiento tanto del equipo como las tuberías para la obtención de resultados con un mínimo de error.

Análisis de los gases de combustión: se recomienda revisar los controles del sistema de combustión antes de realizar las pruebas para evitar cualquier falla del mismo pueda llevarnos a resultados erróneos;

Por último con respecto al rendimiento de la caldera recomendamos la instalación de un calentador de aire en la chimenea para aprovechar la energía de los gases de combustión que salen por la misma y si es posible un calentador de combustible lo cual permitirá en el futuro analizar el rendimiento mediante la variación de temperatura que se lograría tanto en el aire como el combustible con que se alimentaría la Caldera.

X. A P E N D I C E

RESULTADOS OBTENIDOS DE LAS MUESTRAS DE AGUA

CUADRO N° 1

Muestras	ppm. de CO_3Ca	pH
Agua Potable	64.3	6
Agua tratada	5.85	8
Agua de Caldera	5.85	10

Fórmula utilizada:

$$D_t = \text{cc. (sol. E.D.T.A.)} \times \text{equiv. a 1 ml} \times f$$

D_t = Dureza total

equiv. = 1.17 ppm. CO_3Ca por ml. de solución

E.D.T.A.

f = factor resultante de 1000/cc. de muestra
(para este caso $f = 10$).

CONSUMO DE AGUA PARA LA CALDERA

Carga en turbina	Flujo de agua de alimenta- ción	lb/hr	Duración de la prueba (hr-min)
%	GPH		
0	52.3	437.6	4-05
25	45.4	378.2	3-42
*50	66.7	555.6	2-06
62.5	45	374.9	2-20
75	52	433.2	1-59
87.5	52	433.2	1-51
100	71.9	598.	1-58
50	48	399.8	4-45
62.5	53.6	446.5	3-35
75	58.4	486.5	3-35
87.5	68.1	567.3	1-34
100	72.3	602.25	4-44

CUADRO N° 2

*Blowdown fallando

CONSUMO DE COMBUSTIBLE EN LA CALDERA

Ciclo abierto

Carga en turbina %	Flujo de vapor lb/hr	Flujo de combustible GPH	lb/hr
0	426	4.53	32.0951
25	378	4.83	32.2206
50	332	4.34	30.7489
62.5	337	5.10	36.1335
75	418	5.11	36.2044
87.5	429	5.38	38.1173
100	572	6.21	43.9979

Ciclo cerrado

50	341	4.22	29.8787
62.5	409	4.44	31.4574
75	444	5.19	36.7712
87.5	464	5.8	41.0930
100	568	6.28	44.4938

CONSUMO DE COMBUSTIBLE EN EL SUPERCALENTADOR

Ciclo abierto

Carga en turbina %	Consumo de combustible GPH	lb/hr
0	.71	5.0268
25	.93	6.5844
50	.73	5.1684
62.5	.94	6.6599
75	.85	6.0223
87.5	.67	4.747
100	.87	6.1640

Ciclo cerrado

50	.64	4.5344
62.5	.73	5.1721
75	.68	4.8178
87.5	.73	5.1721
100	.92	6.5182

RESULTADOS OBTENIDOS DE LOS CALORIMETROS

Ciclo abierto

Carga	X_t	X_s	X
%	%	%	%
0	.95	.96	.91
25	.96	.81	.77
50	.95	.97	.92
62.5	.95	.95	.89
75	.97	.91	.89
87.5	.96	.94	.90
100	.96	.85	.81

Ciclo cerrado

50	.95	.95	.90
62.5	.95	.89	.85
75	.96	.90	.86
87.5	.95	.94	.90
100	.96	.97	.92

X_t = Fracción de calidad del C. estrangulamiento

X_s = Fracción de calidad del C. Separación

X = Factor de sequedad del vapor.

ENERGIA SUMINISTRADA AL SUPERCALIENTADOR

Ciclo abierto

Carga en turbina %	Flujo de combustible GPH	lb/hr	Calor suministrado BTU/hr
0	.71	5.03	98544.6
25	.93	6.58	129079.5
50	.73	5.17	101320.5
62.5	.94	6.66	130467.4
75	.85	6.02	117975.9
87.5	.67	4.75	92992.8
100	.87	6.16	120751.9

Ciclo cerrado

50	.64	4.5	88828.9
62.5	.73	5.17	101320.5
75	.68	4.82	94380.7
87.5	.73	5.17	101320.5
100	.92	6.52	127691.5

ENTALPIAS (Sistema Completo)

Ciclo abierto

Carga %	$h_1=h_{f1}$	h_{fg1}	h_2	h_3	h_4	h_5
0	52.98	1045.8	53.43	1195.4	1205.9	859.4
25	54.98	1044.1	55.43	1194.2	1225.1	872.7
50	57.98	1043.5	58.53	1194.2	1230.8	882.7
62.5	58.97	1042.4	59.43	1194.8	1235.18	884.9
75	54.98	1044.7	55.43	1194.3	1236.1	881.2
87.5	58.97	1042.4	59.4	1193.6	1236.95	890.1
100	60.97	1041.2	61.43	1194.5	1257.8	902.7

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

CUADRO N° 7

ENTALPIAS

Ciclo cerrado

Carga	$h_1=h_{f1}$	h_{fg1}	h_2	h_3	h_4	h_5
50	81.92	1029.20	82.4	1195.4	1234.5	916.1
62.5	87.97	1025.8	88.46	1195.5	1234.3	924.4
75	84.93	1027.5	85.4	1195.4	1234.5	920.5
87.5	93.96	1022.3	94.4	1195.2	1234.8	934.4
100	96.9	1020.5	97.4	1195.4	1234.5	953.1

 $h = \text{BTU/lb}$

CUADRO N° 8

RESULTADOS OBTENIDOS DEL ORSAT

Ciclo abierto

Carga %	A/C	$A/C)_t$	Exceso de aire (%)	Composición del combustible	
				Carbón (%)	Hidrógeno (%)
0	23.62	15.87	33	81.1	18.9
25	24.59	15.97	35	80.7	19.3
50	24.92	16.12	36	80	20
62.5	24.73	16.15	35	80	20
75	24.35	15.92	35	81	19
87.5	25.65	16.06	37	80	20
100	23.23	14.87	36	85	15

CUADRO N° 9

A/C = Relación aire/combustible

 $(A/C)_t$ = Relación aire/combustible teórico

RESULTADOS OBTENIDOS DEL ORSAT

Ciclo cerrado

Carga %	A/C	$(A/C)_t$	Exceso de aire %	Composición del combustible	
				Carbón(%)	Hidrógeno(%)
50	25.57	16.14	37	80	20
62,5	24.74	15.54	37	83	17
75	24.16	15.53	36	83	17
82.5	23.71	15.46	35	83	17
100	24.12	15.88	34	81	19

CUADRO N° 10

A/C = Relación aire/combustible

 $(A/C)_t$ = Relación aire/combustible teórico

DATOS PROMEDIOS TOMADOS EN LA PRUEBA DEL ORSAT

Ciclo abierto

Carga	0	25	50	62.6	75	87.5	100
(%)							
CO_2	8.8	8.4	8.3	8.3	8.5	8.0	9.3
O_2	7.3	7.5	7.5	7.7	7.7	8.3	7.9
N_2	83.9	83.8	84.2	84.0	83.8	83.7	82.8

Ciclo cerrado

CO_2	-	-	8.0	8.5	8.7	8.9	8.6
O_2	-	-	8.2	8.2	7.9	7.7	7.6
N_2	-	-	83.8	83.3	83.4	83.4	83.8

CUADRO N° 11

PERDIDAS EN LOS GASES DE COMBUSTION

Ciclo abierto

Carga (%)	Temperatura gases de la chimenea (F)	Pérdidas de energía en los gases BTU/lb	%
0	378	1578.81	8.11
25	376	1645.12	8.4
50	372	1626.14	8.3
62.5	385	1700.5	8.7
75	406	1796.03	9.2
87.5	401	1857.18	9.5
100	572	2937.51	13.5

Ciclo cerrado

50	388	1780.3	9.1
62,5	399	1806.87	9.2
75	403	1789.06	9.1
87.5	401	1739.26	8.9
100	408	1794.5	9.2

PERDIDAS (Método indirecto)

Ciclo abierto

Carga en turbina %	Humedad producida en la combustión %	Humedad del aire %
0	7.38	3.59
25	7.5	3.7
50	7.8	3.79
62.5	7,8	3.76
75	8.0	3.7
87.5	7.7	3.84
100	5.0	3.5

Ciclo cerrado

50	7.8	3.9
62.5	6.6	3.8
75	6.5	3.7
87.5	6.5	3.6
100	7.3	3.72

RENDIMIENTO TERMICO DE LA CALDERA

Ciclo abierto

Carga %	Método directo %	Método indirecto %
0	78	80.9
25	64	80.4
50	70	80.11
62.5	56	79.74
75	68	79.1
87.5	65	78.96
100	76	78

Ciclo cerrado

50	67	79.2
62.5	75	80.4
75	70	80.7
87.5	67	81
100	72	79.78

VARIACION DEL RENDIMIENTO EN LA CALDERA

Ciclo abierto

Carga en turbina %	Flujo de vapor lb/hr	Flujo de combustible lb/hr	Energía BTU/hr	Rendimiento térmico %
0	429	32.1	628.839	78
25	377.7	34.2	669.928	64
50	308	30.8	603.372	70
62.5	336.6	36.1	707.199	56
75	418	36.2	709.158	68
87.5	429	38.1	746.379	65
100	572	43.99	861.764	76

Ciclo cerrado

50	431	29.9	585.741	67
62.5	409	31.5	617.085	75
75	444	36.8	720.912	70
87.5	464	41.1	805.149	67
100	568	44.5	871.633	72

VARIACION DEL RENDIMIENTO

Ciclo abierto

Flujo de vapor lb/hr	Consumo de combustible	lb_v/lb_c	Rendimiento	
			Método Directo (%)	Método Indirecto (%)
429	32.1	13.36	78	80.9
377.7	34.2	11.04	64	80.4
308	38.8	10.0	70	80.11
336.6	36.1	9.32	56	79.74
418	36.2	11.55	68	79.1
429	38.1	11.26	65	78.96
572	43.99	13.0	76	78.0

Ciclo cerrado

431	29.9	11.4	67	79.2
409	31.5	12.98	75	80.4
444	36.8	12.07	70	80.7
464	41.1	11.29	67	81
568	44.5	12.76	72	79.78

VARIACION DEL RENDIMIENTO

Ciclo abierto

Carga en turbina %	Agua de alimentación Consumo GPH	Temperatura °F	Rendimiento	
			Método Directo %	Método Indirecto %
0	52.3	86	78	80.9
25	45.4	86	64	80.4
50	66.7	88	70	80.11
62.5	45	87	56	79.74
75	52	86	68	79.1
87.5	52	88	65	78.96
100	71.9	86	76	78,0

Ciclo cerrado

50	48	114	67	79.2
62.5	53.6	120	75	80.4
75	58.4	117	70	80.7
87.5	68.1	126	67	81
100	72.3	129	72	79.78

LECTURAS TOMADAS EN LOS CALORIMETROS

Ciclos/%	P ₁ bars	W _S cc.	W _t cc.	W _t cc.	P _{S2} mm Hg	Pat. mm Hg
Ciclo abierto						
0	9.7	235	3850	4028	63	762.4
25	9.6	315	1325	1640	70	764
50	9.7	43	1200	1243	80	761
62.5	9	164	3444	3608	10	762
75	8.5	196	1952	2148	90	761
82.5	9.3	103	1680	1783	75	762
100	9.3	160	900	1060	100	762
Ciclo cerrado						
0	-	-	-	-	-	-
25	-	-	-	-	-	-
50	8.8	191	3610	3801	60	765
62.5	9	197	1530	1727	62	762
75	9	186	1736	1922	65	762
82.5	9	45	750	795	62	762
100	9.2	40	1140	1180	62	760

TEMPERATURA DE LOS GASES A LA SALIDA DE LA
CHIMENEA

Carga en la turbina %	Ciclo abierto		Ciclo cerrado	
	°C	°F	°C	°F
0	195.3		-	
25	193.8		-	
50	198.3		195	
62.5	198.7		203.8	
75	210		210	
87.5	201		205	
100	216.3		206.8	

CUADRO N°19

Ciclo abierto (sólo caldera)

Carga	Vapor Prod. lb/hr	Presión de vapor psia.	h_g BTU/lb	h_f BTU/lb	Consumo de agua lb/hr	h_f BTU/lb	Comb. lb/hr	Blowdown lb/hr	Rendimiento térmico %
0	429	158.3	1194.9	334.9	435.5	52.98	32.1	6.5	78
25	377.7	161.7	1195.3	337.	378.1	54.98	34.2	.4	64
50	308	163.7	1195.5	338	555.4	56.98	30.8	247.4	70
62.5	336.6	162.7	1195.4	337.5	374.7	58.97	36.1	38.1	56
75	418	163.7	1195.5	338	433	54.98	36.2	15	68
87.5	429	161.7	1195.3	337	433	58.97	38.1	4	65
100	572	163.7	1195.4	337.5	598.7	60.97	43.99	26.7	76

Ciclo cerrado

50	341	163.2	1195.4	337.5	399.7	81.97	29.9	58.7	67
62.5	409	163.7	1195.5	338	446.6	87.97	31.5	37.58	75
75	444	162.7	1195.4	337.5	486.3	84.97	36.8	42.3	70
87.5	464.2	160.7	1195.2	336.5	567.1	93.96	41.1	102.9	67
100	568	163.2	1195.4	337.5	602.0	96.98	44.5	34.0	72

Ciclo cerrado

DATOS CALCULADOS Y OBTENIDOS EN LAS TABLAS

Carga	50%	62.5%	75%	87.5%	100%
P_1 (psia)	1.4298	1.6424	1.5563	1.9955	2.1638
$h_1 = hf_1$	81.92	87.97	84.93	93.96	96.90
v_{fg1}	1029.2	1025.8	1027.5	1022.3	1020.5
v_1	0.1618	.01620	.01619	.01623	.01624
s_{fg1}	1.7940	1.7694	1.7816	1.7454	1.7335
s_{f1}	.1541	.1645	.1593	.1748	.1799
h_2	82.4	88.46	85.4	94.4	97.4
h_3	1195.4	1195.5	1195.4	1195.2	1195.4
P_4	163.2	163.7	162.7	160.7	163.2
h_4	1234.5	1234.3	1234.5	1234.8	1234.5
h_5	916.1	924.4	920.5	934.4	953.1
$s_4=s_5$	1.6081	1.6073	1.6081	1.6097	1.6081
x_5	.8105	.8154	.8132	.8221	.8390
$\Delta h=w_p$	.4845	.4858	.4829	.4769	.4841
η	.2759	.2700	.2750	.2630	.2470

$$h = h_2 - h_1$$

$$\eta = \text{Eficiencia del sistema}$$

Ciclo abierto

DATOS OBTENIDOS EN TABLAS Y CALCULADOS

Carga	0%	25%	50%	62.5%	75%	87.5%	100%
P_1	.5990	.6351	.6766	.7204	.6351	.7204	.7666
$h_1=h_{f1}$	52.98	54.98	57.98	58.97	54.98	58.97	60.97
h_{fg1}	1045.8	1044.1	1043.5	1042.4	1044.7	1042.4	1041.20
v_1	.01609	.01610	.01610	.01611	.01610	.01611	.01611
sf_1	.1014	.1060	.1097	.1135	.1060	.1135	.1169
sf_{g1}	1.1998	1.9108	1.9017	1.8927	1.9108	1.8927	1.8838
h_2	53.43	55.43	58.43	59.43	55.43	59.4	61.43
h_3	1195.4	1194.2	1194.2	1194.8	1194.3	1193.6	1194.5
P_4	152.4	150.3	150.3	157.3	151.97	145.6	153.9
h_4	1206.9	1225.1	1230.8	1235.18	1236.1	1236.95	1257.8
h_5	859.4	872.7	882.7	884.9	881.2	890.1	902.7
$s_4=s_5$	1.5828	1.6061	1.6127	1.6130	1.6173	1.6225	1,6397
x_5	.7711	.7851	.7903	.7023	.7909	.7973	.8084
$h=w_p$	.4527	.4460	.4459	.4669	.4510	.4320	.4566
	.3009	.3009	.2965	.2975	.3002	.2942	.2964

$$h = h_2 - h_1$$

= Eficiencia del sistema

CUADRO N° 22

LABORATORIO DE ENERGIA DE LA ESPOL

Ciclo Abierto

HOJA DE DATOS

Carga en la turbina 0%

CALDERA

Medidor de combustible	m ³	.554	.562	.565	.567	.571
Temp. de combustible	°C	29.5	29.6	29.5	30	30
Temp. Gases de escape	°C	175	186	210	180	210
Temp. agua de alimentación	°C	29	30	30	30	30
Medidor de agua de aliment.	m ³	12.254	12.305	12.350	12.385	12.400
Presión de vapor	Bars	8	10	10.3	9	10.1
Temperatura de vapor	°C	175	183	184	182	182
Flujo de vapor	kg/hr	150	175	210	190	200

SUPERCALENTADOR

Medidor de combustible	m ³	.111	.1135	.1145	.115
Temp. de combustible	°C	29	30	30	30
Temperatura de salida	°C	241	241	232	241
Temp. Gases de combustión	°C	190	190	188	190
Temp. Ext. Supercalentador	°C	225	225	225	225
Presión de vapor (Bars)	Bars	9.5	9.5	9	10

CUADRO N° 23

LABORATORIO DE ENERGIA DE LA ESPOL

Ciclo Abierto

HOJA DE DATOS

Carga en la turbina 25%

CALDERA

Medidor de combustible	m ³	.771	.772	.778	.781	.785
Temp. de combustible	°C	30.5	31	30.5	31	30.5
Temp. Gases de escape	°C	181	195	195	190	195
Temp. Agua de alimentación	°C	30	30	30	30	30
Medidor de agua de alimentación	m ³	15.027	15.027	15.078	15.130	15.132
Presión de vapor	Bars	10	10.3	10.3	10	10.3
Temperatura de vapor	°C	183	183	183	183	183
Flujo de vapor	Kg/hr	150	195	215	210	170

SUPERCALENTADOR

Medidor de combustible	m ³	.144	.145	.147	.149
Temp. de combustible	°C	30	30	30	30
Temp. de salida	°C	250	251	250	250
Temp. Gases de combustión	°C	190	190	190	190
Temp. Ext. Supercalentador	°C	225	225	225	225
Presión de vapor	Bars	9.6	9.5	9.5	10

LABORATORIO DE ENERGIA DE LA ESPOL

Ciclo Abierto

HOJA DE DATOS

Carga en la turbina 50%

CALDERA

Medidor de combustible	m ³	.491	.504	.515	.528
Temp. de combustible	°C	30	31	32	32
Temp. Gases de escape	°C	172	194	201	200
Temp. Agua de alimentación	°C	29	31	31	31
Medidor de agua de alimentación	m ³	11.512	11.675	11.782	11.889
Presión de vapor	Bars	9.2	8.4	10.3	10
Temperatura de vapor	°C	182	176	182	182
Flujo de vapor	Kg/hr	145	148	160	155

SUPERCALENTADOR

Medidor de combustible	m ³	.1030	.1055	.107	.1085
Temp. de combustible	°C	29.5	30.5	32	32
Temperatura de salida	°C	241	241	241	241
Temp. Gases de combustión	°C	190	190	190	190
Temp. Ext. Supercalentador	°C	225	225	225	225
Presión de vapor	Bars	9	9.2	9.5	9.5

CUADRO N° 25

LABORATORIO DE ENERGIA DE LA ESPOL

Ciclo Abierto

HOJA DE DATOS

Carga en la turbina 62.5%

CALDERA

Medidor de combustible	m ³	.893	.894	.897	.898
Temp. de combustible	°C	33	33	32.5	33
Temp. Gases de escape	°C	196	188	205	195
Tem. agua de alimentación	°C	30	31	30	31
Medidor agua de alimentación	m ³	16.138	16.22	16.292	16.292
Presión de vapor	Bars	10.3	10	10.3	10.3
Temperatura de vapor	°C	185	183	185	185
Flujo de vapor	Kg/hr	160	150	152	150

SUPERCALENTADOR

Medidor de combustible	m ³	.160	.161	.163	.165
Temp. de combustible	°C	31.5	31.5	32	32
Temperatura de salida	°C	241	239	245	241
Temp. Gases de combustión	°C	190	190	190	190
Temp. Ext. Supercalentador	°C	225	225	225	225
Presión de vapor	Bars	10	10	9.5	9.7

CUADRO N° 26

LABORATORIO DE ENERGIA DE LA ESPOL

HOJA DE DATOS

Carga en la turbina 75%

CALDERA

Medidor de combustible	m ³	.954	.957	.963	.975
Temp. de combustible	°C	30	30.5	31	31.5
Temp. gases de escape	°C	210	210	210	196
Temp. agua de alimentación	°C	29	29.5	29.5	30
Medidor de agua de alimentación	m ³	16.800	16.857	16.950	17.050
Presión de vapor	Bars	10.3	10.3	10.3	10
Temperatura de vapor	°C	183	183	183	183
Flujo de vapor	Kg/hr	190	190	190	185

SUPERCALENTADOR

Medidor de combustible	m ³	.170	.171	.174	.176
Temp. de combustible	°C	29.5	30	31	31
Temperatura de salida	°C	235	244	241	241
Temp. Gases de combustión	°C	190	190	190	190
Tem. Ext. Supercalentador	°C	225	225	225	225
Presión de vapor	Bars	9	9.7	9.7	9.5

LABORATORIO DE ENERGIA DE LA ESPOL

Ciclo abierto

HOJA DE DATOS

Carga en la turbina 87.5%

CALDERA

Medidor de combustible	m ³	.995	.998	1.008	1.012	1.018
Temp. de combustible	°C	32	32.5	33	33	33
Temp. Gases de escape	°C	194	198	185	210	202
Tem. agua de alimentación	°C	31	31	31	31	32
Medidor de agua de alimentación	m ³	17.260	17.310	17.415	17.463	17.515
Presión de vapor	Bars	10	10	10	10.3	10.3
Temperatura de vapor	°C	184	183	182	183	183
Flujo de vapor	Kg/hr	195	195	195	195	195

SUPERCALENTADOR

Medidor de combustible	m ³	.177	.180	.1825	.1855
Temp. de combustible	°C	32	32	32	32
Temperatura de salida	°C	241	247	245	241
Temp. Gases de combustión	°C	190	190	190	190
Temp. Ext. supercalentador	°C	225	255	255	255
Presión de vapor	Bars	8.5	9.6	9	9.5

LABORATORIO DE ENERGIA DE LA ESPOL

Ciclo abierto

HOJA DE DATOS

Carga en la turbina 100%

CALDERA

Medidor de combustible	m ³	1.042	1.0585	1.066	1.075	1.087
Temp. de combustible	°C	32.5	32.5	32.5	32.5	32.5
Temp. Gases de escape	°C	205	215	215	215	220
Temp. Agua de alimentación	°C	30.5	30	29.5	30	30
Medidor de agua de alimentación	m ³	17,777	17.970	18.061	18.151	18.3
Presión de vapor	Bars	10.3	10.3	10.3	10.3	10.3
Temperatura de vapor	°C	185	184	185	185	185
Flujo de vapor	Kg/hr	240	265	265	265	265

SUPERCALENTADOR

Medidor de combustible	m ³	.185	.186	.1875	.188
Temp. de combustible	°C	32.5	32.5	33	33
Temperatura de salida	°C	243	245	240	241
Temp. Gases de combustión	°C	190	190	190	190
Tem. Ext. Supercalentador	°C	225	225	225	225
Presión de vapor	Bars	9.4	9.5	9.5	10

LABORATORIO DE ENERGIA DE LA ESPOL

Ciclo cerrado

HOJA DE DATOS

Carga en la turbina: 50%

CALDERA

Medidor de combustible	m ³	1.134	1.1575	1.1585	1.165
Temp. de combustible	°C	31	32	32	32
Temp. Gases de escape	°C	195	205	195	195
Temp. Agua de alimentación	°C	41	47	44	46
Medidor de agua de alimentación	m ³	18.742	19.002	19.002	19.106
Presión de vapor	Bars	10.3	10.3	10.3	10
Temperatura de vapor	°C	185	185	185	183
Flujo de vapor	Kg/hr	155	155	155	152

SUPERCALENTADOR

Medidor de combustible	m ³	.195	.198	.199	.200
Temp. de Combustible	°C	30	31.5	32	32
Temperatura de salida	°C	241	245	245	249
Temp. gases de combustión	°C	190	190	190	190
Temp. Ext. supercalentador	°C	225	225	225	225
Presión de vapor	Bars	9.6	9	8.7	10.2

CUADRO N° 30

LABORATORIO DE ENERGIA DE LA ESPOL

Ciclo ^{Cerrado}abierto

HOJA DE DATOS

Carga en la turbina: 62.5%

CALDERA

Medidor de combustible	m ³	1.205	1.226	1.2305	1.233
Temp. de combustible	°C	34	34	33	33
Temp. Gases de escape	°C	200	205	200	210
Temp. Agua de alimentación	°C	49	44	47	48
Medidor de agua de alimentación	m ³	19.244	19.750	19.804	19.850
Presión de vapor	Bars	10.3	10.3	10.3	10.3
Temperatura de vapor	°C	185	185	185	185
Flujo de vapor	Kg/hr	185	200	190	185

SUPERCALENTADOR

Medidor de combustible	m ³	.205	.2075	.208	.2083
Temp. de combustible	°C	33	33	33	33
Temperatura de salida	°C	243	241	243	243
Temp. Gases de combustión	°C	190	190	190	190
Temp. Ext. Supercalentador	°C	225	225	225	225
Presión de vapor		9	9	9.2	9.5

CUADRO N° 31

LABORATORIO DE ENERGIA DE LA ESPOL

Ciclo cerrado

HOJA DE DATOS

Carga en la turbina: 75%

CALDERA

Medidor de combustible	m ³	1.288	1.292	1.305	1.314
Temp. de combustible	°C	30	31	32	32
Temp. de gases de escape	°C	210	208	210	210
Temp. Agua de alimentación	°C	43	46	52	52
Medidor de agua de alimentación	m ³	20.325	20.376	20.520	20.620
Presión de vapor	Bars	10.3	10.3	10.3	10.3
Temperatura de vapor	°C	185	185	185	185
Flujo de vapor	Kg/hr	200	200	205	205

SUPERCALENTADOR

Medidor de combustible	m ³	.2160	.2185	.2189	.2205
Temp. de combustible	°C	30.5	31	32	32
Temperatura de salida	°C	245	243	248	248
Temp. Gases de combustión	°C	190	190	190	190
Temp. Ext. Supercalentador	°C	225	225	225	225
Presión de vapor	Bars	10	9	10.3	9

LABORATORIO DE ENERGIA DE LA ESPOL

Ciclo cerrado

HOJA DE DATOS

Carga en la turbina: 87.5%

CALDERA

Medidor de combustible	m ³	1.339	1.3418	1.3463	1.3540
Temp. de combustible	°C	33	33	33	33
Temp. Gases de escape	°C	205	200	205	210
Temp. Agua de alimentación	°C	56	50	51	55
Medidor de agua de alimentación	m ³	20.936	20.936	20.990	21.098
Presión de vapor	Bars	9	10.3	10.3	10.3
Temperatura de vapor	°C	182	185	185	185
Flujo de vapor	Kg/hr	205	210	215	215

SUPERCALENTADOR

Medidor de combustible	m ³	.2229	.2249	.2250	.2253
Temp. de Combustible	°C	32	32	32	32
Temperatura de salida	°C	241	245	243	245
Temp. Gases de combustión	°C	190	190	190	190
Temp. Ext. Supercalentador	°C	225	225	225	225
Presión de vapor	Bars	8	9.5	10	8

CUADRO N° 33

LABORATORIO DE ENERGIA DE LA ESPOL

Ciclo cerrado

HOJA DE DATOS

Carga en la turbina: 100%

CALDERA

Medidor de combustible	m ³	1.3987	1.4144	1.4196	1.4229
Temp. de combustión	°C	32	32.5	32.5	32.5
Temp. Gases de escape	°C	215	200	200	212
Temp. Agua de alimentación	°C	31	47	47	53
Medidor de agua de alimentación	m ³	21.520	21.707	21.750	22.005
Presión de vapor	Bars	10.3	10	10.3	10.3
Temperatura de vapor	°C	185	183	185	185
Flujo de vapor	Kg/hr	265	245	250	250

SUPERCALENTADOR

Medidor de combustible	m ³	.2326	.2332	.2340	.2357
Temp. de combustible	°C	31	32	32	32
Temp. de salida	°C	241	245	245	245
Temp. de Gases de combustión	°C	190	190	190	190
Temp. Ext. Supercalentador	°C	225	225	225	225
Presión de vapor	Bars	9.5	9.5	10	9.7

PLANTA DE POTENCIA DEL LABORATORIO DE ENERGIA DE LA ESPOL

CARGA EN LA TURBINA (%)	50	62.5	75	87.5	100
CALDERA					
Consumo de combustible	4.22	4.44	5.19	5.8	6.28
Temperatura del combustible (F)	90	92	92	93	95
Temperatura de gases de escape (F)	388	399	403	401	408
Temperatura de agua de alimentación	114	120	117	126	129
Presión de vapor (psi)	148.5	149	148	146	148.5
Flujo de vapor (lb/hr)	341	409	444	464	568
SUPERCALENTADOR					
Consumo de combustible	.64	.73	.68	.73	.92
TURBINA					
Temperatura de vapor de entrada (F)	428	428	430	426	431
Presión después del gobernador (psi)	92.8	107	109	113	134
Presión de descarga (psi)	-12.2	-11.7	-11.5	-11.0	- 10.72
Presión de aceite (psi)	9.43	8.7	9.2	9.4	9.43
Velocidad del eje (Rpm)	3000	3000	3000	3000	3000
Torque (lb-pie)	16.28	18.9	21.38	24.8	28.31
Voltaje	230	227	225	220	223
Corriente (Amp.)	22	27.34	33.6	39.3	45.3
CONDENSADOR					
Temp. de agua de enfriamiento a la entrada (F)	84	86	86	86	88
Temp. de agua de enfriamiento a la salida (F)	107	114	108	119	121
Temperatura del vapor a la entrada (F)	201	194	207	202	212
Temperatura de condensado (F)	112	118	120	140	142
Presión del condensador (psi)	-12.3	-12.0	-11.6	-11.1	-11.3
Dióxido de carbono (CO ₂ %)	8.7	8.7	8.7	9.1	9
Oxígeno (O ₂)%	8.2	8.2	7.9	7.7	7.5

CALORIMETRO

PLANTA DE POTENCIA DEL LABORATORIO DE ENERGIA DE LA ESPOL

Ciclo abierto

Carga en la turbina (%)	0	25	50	62.5	75	87.5	100
CALDERA							
Consumo de combustible (GPH)	4.53	4.83	4.34	5.1	5.11	5.38	6.21
Temperatura del combustible (F)	85	87	89	91	87	91	93
Temperatura de gases de escape (F)	378	376	372	385	406	401	419
Temperatura de agua de alimentación (F)	86	86	88	87	86	88	86
Presión de vapor (psi)	143.6	147	149	148	149	147	149
Flujo de vapor (lb/hr)	426	378	332	337	418	429	572
SUPERCALENTADOR							
Consumo de combustible (GPH)	.71	.93	.73	.94	.85	.67	.87
TURBINA							
Temperatura de vapor de entrada (F)	383	410	422	428	431	430	428
Presión después del gobernador (psi)	105	128	124	140	140	123	132
Presión de descarga (psi)	-12.5	-12.5	-12.5	-11.5	-11.5	-11.5	-11.5
Presión de aceite (psi)	8	8.6	8	8	8.4	8.0	7.4
Velocidad del eje (Rpm)	3000	2950	2950	2900	3000	2980	3000
Torque (lb-pie)	0	7.4	13.4	15.6	20	23.5	28.3
Voltaje	220	210	220	215	230	220	223
Corriente (Amp.)	0	9.7	20.5	25.7	33.1	38.4	46
CONDENSADOR							
Temp. de agua de enfriamiento a la entrada (F)	82	86	85	86	86	86	86
Temp. de agua enfriamiento a la salida (F)	93	97	107	110	115	116	124
Temperatura del vapor a la entrada (F)	176	176	190	194	203	200	208
Temp. del condensado (F)	108	108	112	113	119	120	146
Presión del condensador (psi)	-12.6	-12.6	-12.6	-12.6	-11.8	-11.8	-11.7
Dióxido de carbono (CO ₂ %)	8.8	8.4	8.3	8.6	8.6	8	9.3
Oxígeno (O ₂ %)	7.3	7.7	7.7	7.6	7.6	7.4	7.9

CALORIMETRO

DIESEL

	Febrero 24-Marzo/80	21-27 de Enero/79	18-24 Febrero/79	Marzo/79	Junio 19/79
Grados API	36	34.5	35	35.45	34.6
Gravedad específica	.8447	.8515	.850	.8486	.8519
Contenido de azufre	.450	.495	.54	.530	-
Cetano	-	53.5	56	53.5	-
Valor calorífico	19620 BTU/lb	19575 BTU/lb.	19590	19605 BTU/lb	19.580
Viscosidad Saybolt	38.5	43.7	43.3	41.4	40
Densidad /lb/gal)	7.043	7.1065	7,085	7,064	7.1065
Punto de inflamación (°F)	173	-	-	-	196

NOTA: Todos los datos han sido obtenido de CEPE

CUADRO N° 37

DIESEL

Gravedad específica a 15°C = .8448

Azufre .35%

Cenizas 0%

Carbón 0%

Agua 0%

Punto de inflamación 68.3°C

Viscosidad a 37°C = 428 Centistokes

Cetano = 51.5

Grados API = 35.2 (60°C)

Gal/Ton. = 311.47 35°API

Gal/Ton. = 313.42 36°API

lb/gal = 7.078 35°API

lb/gal. = 7.034 36°API

CEPE

Enero 30/79

API 35

Flash 155°F

Specific Gravity = .8448

S.S.U. Viscosity = 34.5 seg. a 100°F

Water and sediment = trace

Cetano 44

Pour Point under 0°F

ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL (ESPOL)

INSTITUTO DE QUIMICA

LABORATORIO DE CONTROL DE CALIDAD DE HIDROCARBUROS

SOLICITANTE: Sr. Guillermo ROSILLO - Dpto. de Ingeniería Mecánica
MUESTRA N°: _____ FECHA DE INGRESO: Septiembre 24/80
PRODUCTO: DIESEL

A N A L I S I S

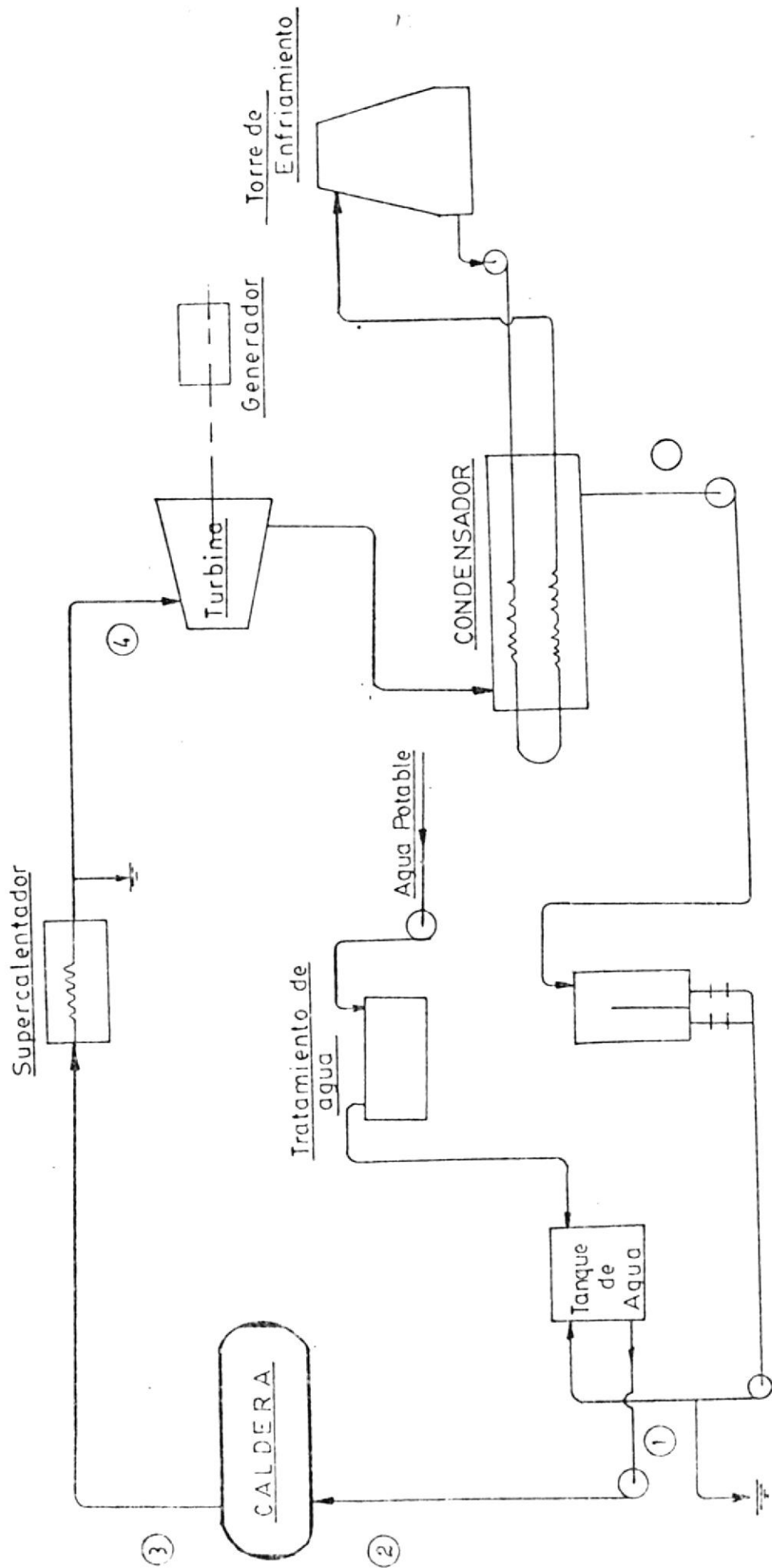
PRUEBA	RESULTADOS	OBSERVACIONES
(1) GRADOS API	40,5°API - 0,8227	Densidad = 6.8590 lb/gal 19765 BTU/lb Tabla
(2) DESTILACION A.S.T.M.	_____	
(3) PUNTO DE INFLAMACION.	62°C	143.6°F
(4) PUNTO DE HUMO	_____	
(5) NUMERO DE CETANO	53,5	
(6) CONTENIDO DE AGUA %	0	
(7) AGUA Y SEDIMENTOS %	0	
(8) PODER CALORIFICO	10.955 Kcal/g	
(9) AZUFRE % PESO	0,68	

FECHA DE ENTREGA: Octubre 12 de 1980

RESPONSABLE: Ing. Francisco Torres A.

GRAVEDADES, DENSIDADES Y ENERGIA DE COMBUSTION DEL PETROLEO
VALORES DE 10 A 49 GRADOS API INCLUSIVE, RE-IMPRESO DE LA OFICINA DE
STANDARES VARIOS
PROPIEDADES TERMICAS DE PRODUCTOS DEL PETROLEO

GRAVEDAD A 60/60 F		DENSIDAD at 60°F	ENERGIA TOTAL DE COMBUSTION			ENERGIA NETA DE COMBUSTION A PRESION CONSTANTE		
Deg. API	Specific Gravity	Lb. per Gal.	BTU per lb.	BTU per Gal. at 60°F.	Cal. Per G	BTU Per lb.	BTU per Gal. at 60°F.	Cal. Per G
5	1.0366	8.643	18,250	157,700	10,140	17,220	149,400	9,610
6	1.0291	8.580	18,330	157,300	10,150	17,340	148,800	9,630
7	1.0217	8.518	18,390	156,800	10,210	17,390	148,100	9,670
8	1.0143	8.457	18,440	156,300	10,240	17,440	147,500	9,700
9	1.0071	8.397	18,490	155,800	10,270	17,490	146,900	9,720
10	1.0000	8.337	18,540	155,300	10,300	17,540	146,200	9,740
11	0.9929	8.279	18,590	154,800	10,330	17,580	145,600	9,770
12	0.9861	8.221	18,640	154,300	10,360	17,620	144,900	9,790
13	0.9792	8.164	18,690	153,800	10,390	17,670	144,200	9,810
14	0.9725	8.108	18,740	153,300	10,410	17,710	143,600	9,840
15	0.9659	8.053	18,790	152,800	10,440	17,750	142,900	9,860
16	0.9593	7.998	18,840	152,300	10,470	17,790	142,300	9,880
17	0.9529	7.944	18,890	151,800	10,490	17,820	141,600	9,900
18	0.9465	7.891	18,930	151,300	10,520	17,860	140,900	9,920
19	0.9402	7.839	18,980	150,800	10,540	17,900	140,300	9,940
20	0.9340	7.787	19,020	150,300	10,570	17,930	139,600	9,960
21	0.9279	7.736	19,060	149,800	10,590	17,960	139,000	9,980
22	0.9218	7.686	19,110	149,300	10,620	18,000	138,300	10,000
23	0.9159	7.636	19,150	148,800	10,640	18,030	137,700	10,020
24	0.9100	7.587	19,190	148,300	10,660	18,070	137,100	10,040
25	0.9042	7.538	19,230	147,800	10,680	18,100	136,400	10,060
26	0.8984	7.490	19,270	147,300	10,710	18,130	135,800	10,070
27	0.8927	7.443	19,310	146,800	10,730	18,160	135,200	10,090
28	0.8871	7.396	19,350	146,300	10,750	18,190	134,600	10,110
29	0.8816	7.350	19,390	145,800	10,770	18,220	133,900	10,120
30	0.8762	7.305	19,420	145,300	10,790	18,250	133,300	10,140
31	0.8708	7.260	19,450	144,800	10,810	18,280	132,700	10,150
32	0.8654	7.215	19,490	144,300	10,830	18,310	132,100	10,170
33	0.8602	7.171	19,520	143,800	10,850	18,330	131,500	10,180
34	0.8550	7.128	19,560	143,300	10,860	18,360	130,900	10,200
35	0.8498	7.085	19,590	142,800	10,880	18,390	130,300	10,210
36	0.8448	7.043	19,620	142,300	10,900	18,410	129,700	10,230
37	0.8398	7.001	19,650	141,800	10,920	18,430	129,100	10,240
38	0.8348	6.960	19,680	141,300	10,940	18,460	128,500	10,250
39	0.8299	6.920	19,720	140,800	10,950	18,480	127,900	10,270
40	0.8251	6.879	19,750	140,300	10,970	18,510	127,300	10,280
41	0.8203	6.839	19,780	139,800	10,990	18,530	126,700	10,300
42	0.8155	6.799	19,810	139,300	11,000	18,560	126,100	10,310
43	0.8107	6.760	19,850	138,800	11,020	18,580	125,500	10,320
44	0.8060	6.722	19,890	138,300	11,040	18,600	124,900	10,330
45	0.8012	6.684	19,930	137,800	11,050	18,620	124,300	10,340
46	0.7965	6.646	19,970	137,300	11,070	18,640	123,700	10,350
47	0.7917	6.608	20,010	136,800	11,090	18,660	123,100	10,360
48	0.7870	6.572	20,050	136,300	11,110	18,680	122,500	10,370
49	0.7823	6.536	20,090	135,800	11,130	18,700	121,900	10,380



PLANTA DE PODER A VAPOR (Diagrama simplificado)

Laboratorio de Energía de la ESPOL

BIBLIOGRAFIA

- ASME Boiler and Pressure Vessel Code. Sección VII. Edición 1974. Recommended Rules for care of Power Boilers.
- ASME Boiler and Pressure Vessel Code. Sección VI. Edición 1974. Recommended rules for care and operation of Heating Boilers.
- ASME (The American Society of Mechanical Engineers) Power Test Codes. Steam Generating Units.
- Association of Shell Boilermakers. Segunda Edición. 1976. The Treatment of water for shell Boilers.
- Graffert G.A. Centrales de Vapor.
- Gordon J. Van Wylen y Richard E. Sonntag. Fundamentos de Termodinámica.
- Jones and Hawkins. Engineering Thermodynamics.
- Power Handbook. Mc Graw Hill.
- Keenan and Keys. Tablas de vapor.
- Mesny Marcelo. Generación de vapor.

- Robinson and Dickson. Applied Thermodynamics.
- Shields Carl D., Tipos, Características y sus Funciones. Calderas.
- Theodore Baumeister. Mechanical Engineering Handbook.
- W.H. Severns. H.E. Degler. J.C. Miles. Energía mediante Vapor, aire o gas.
- Códigos ASME
- Códigos DIN.
- William J. Ridurco. Babcock and Wilcox. Artículo publicado en revista "Mantenimiento" el funcionamiento correcto de la caldera reduce el consumo de combustible.