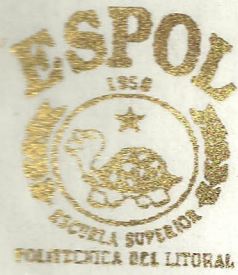


T  
668.8  
MEN



**Escuela Superior Politécnica del Litoral**  
**Facultad de Ingeniería en Mecánica**



**“Obtención de alta Temperatura en  
un Horno Basculante para Fundir  
Acero por Recuperación de Calor”**

**TESIS DE GRADO**

Previa a la Obtención del Título de:  
**INGENIERO MECANICO**

Presentada por:  
**VICTOR EMILIO MENOSCAL PELAEZ**



Guayaquil - Ecuador

Año  
1989

## AGRADECIMIENTO

Al Ing. JORGE DUQUE R.  
por su valiosa, desinteresada ayuda y soporte en la elaboración de la presente Tesis.

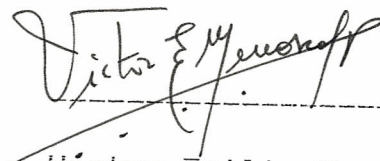
Al Dr. Alfredo Barriga y  
al Ing. Ignacio Wiesner.

Al personal del CETE.

DECLARACION EXPRESA

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

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

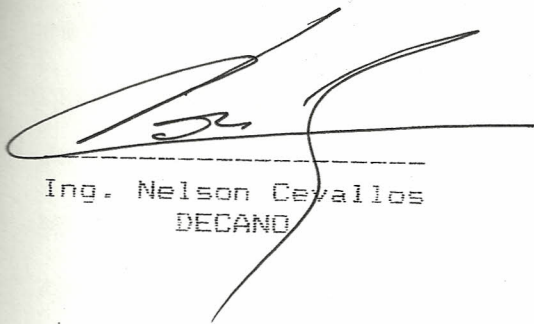


Víctor Emilio Menoscal Peláez

DEDICATORIA

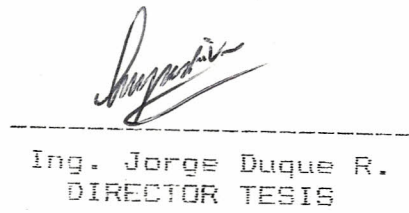
A LA MEMORIA DE MI MADRE:  
VIRGINIA DEL JESUS PELAEZ DELGADO DE MENOSCAL

A MI PADRE:  
DANIEL ALFREDO MENOSCAL DELGADO  
CON SU ESFUERZO PUDE AVANZAR EN LA POLITECNICA.



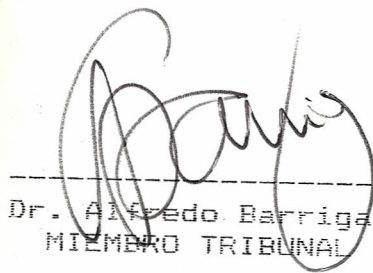
---

Ing. Nelson Cevallos  
DECANO



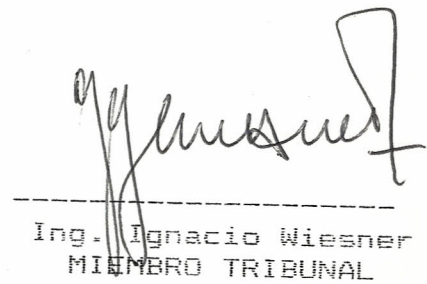
---

Ing. Jorge Duque R.  
DIRECTOR TESIS



---

Dr. Alfredo Barriga  
MIEMBRO TRIBUNAL



---

Ing. Ignacio Wiesner  
MIEMBRO TRIBUNAL

## RESUMEN

En esta tesis se realiza el cálculo y construcción de un recuperador de calor con flujo cruzado, con el objetivo de aprovechar los gases de escape de un horno basculante de 300 Kgs, precalentando el aire necesario para la combustión y obtener altas temperaturas en el hogar.

Se hace un análisis que justifica este trabajo, primero en base a la necesidad de obtener temperatura alta y luego a la necesidad que tiene el país en cuanto a fundiciones de acero.

Se realizaron varias pruebas en el horno basculante con y sin recuperador, logrando precalentar el aire necesario para la combustión en el sistema con recuperador de calor hasta una temperatura máxima de 846°F (452°C), lo cual permitirá fundir acero.

Se efectuó un análisis económico entre el sistema probado en este trabajo y otros sistemas como el de obtención de alta temperatura enriqueciendo la mezcla aire-combustible con oxígeno y el de precalentar el aire con resistencias eléctricas; se encontró que el método más económico para obtener alta temperatura es el aquí propuesto.

## INDICE GENERAL

RESUMEN

INDICE GENERAL

INDICE DE TABLAS

INDICE DE GRAFICOS

INTRODUCCION

### 1. INTRODUCCION AL PROYECTO

1.1. OBJETIVOS

1.2. JUSTIFICACION Y ALCANCE

1.3. TECNOLOGIA DEL PROYECTO

1.4. REQUERIMIENTOS Y ESPECIFICACIONES

### 2. COMBUSTION Y QUEMADORES INDUSTRIALES

2.1. FUNDAMENTOS DE LA COMBUSTION

2.2. QUEMADORES

2.3. TEMPERATURA DE LLAMA

### 3. ASPECTOS FLUIDOS-DINAMICOS EN EL HOGAR

3.1. MOVIMIENTO DE LOS GASES EN LOS HORNOS

3.2. TIRO NATURAL Y TIRO FORZADO

3.3. DIMENSIONAMIENTO DE DUCTO DE SALIDA

### 4. RECUPERACION DE CALOR

4.1. TIPOS DE RECUPERADORES

4.2. CALCULO DEL RECUPERADOR

4.3. SELECCION DEL MATERIAL

### 5. SISTEMA EXPERIMENTAL

5.1. TEMPERATURA DEL HORNO

5.1.1. SIN RECUPERADOR

5.1.2. CON RECUPERADOR

5.2. DIAGRAMA DE SANKEY

5.3. ANALISIS DE RESULTADOS

6. JUSTIFICACION ECONOMICA

6.1. GASTOS DE INVERSION

6.2. MEJORAS OBTENIDAS

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

APENDICE

BIBLIOGRAFIA

## INDICE DE TABLAS

- TABLA 1.- COMPOSICION DEL AIRE SECO
- TABLA 2.- RELACION AIRE/COMBUSTIBLE DE VARIOS GASES
- TABLA 3.- VISCOSIDAD Y TENSION SUPERFICIAL DE ALGUNOS COMBUSTIBLES LIQUIDOS A DISTINTAS TEMPERATURAS
- TABLA 4.- TEMPERATURAS ADIABATICAS DE LLAMA PARA DIFERENTES COMBUSTIBLES
- TABLA 5.- DISOCIACION Y TEMPERATURA DE LA LLAMA
- TABLA 6.- VALORES DE  $v_f$  PARA DISTINTOS COMBUSTIBLES
- TABLA 7.- CUADRO DEL TIEMPO DE RESIDENCIA,  $t_r$  Y DE COMBUSTION,  $t_c$
- TABLA 8.- VALORES DE  $t_c$  BAJO CIERTAS CONDICIONES INDUSTRIALES
- TABLA 9.- TABLA DE REFERENCIA PARA K
- TABLA 10. CONSTANTES C Y m DE LA ECUACION 4.13 PARA EL BANCO DE TUBOS EN FLUJO CRUZADO
- TABLA 11. VALORES DE  $U_T$  PARA TRES TIPOS DE DIAMETROS
- TABLA 12. MAXIMAS TEMPERATURAS PERMISIBLES PARA ACEROS
- TABLA 13. TEMPERATURA DE LA LLAMA EN HORNO BASCULANTE SIN CARGA
- TABLA 14. AVANCE DE LA TEMPERATURA EN VARIOS PUNTOS DEL RECUPERADOR
- TABLA 15. AVANCE DE LA TEMPERATURA EN LA LLAMA, A DISTANCIA MEDIA DE LAS PAREDES
- TABLA 16. AVANCE DE LA TEMPERATURA EN VARIOS PUNTOS DEL

RECUPERADOR DE CALOR

TABLA 17. TEMPERATURA DE LLAMAS A MEDIA ALTURA DE LAS PAREDES.

TABLA 17. TEMPERATURA DE LLAMAS A MEDIA ALTURA DE LAS PAREDES.

CONDICIONES DE OPERACION	TEMPERATURA (°C)
1. CARGA NOMINAL	1000
2. CARGA REDUCIDA	800
3. CARGA AUMENTADA	1200
4. CARGA EXTREMA	1500
5. CARGA DE ARRANQUE	1800
6. CARGA DE PARADA	1600
7. CARGA DE MANTENIMIENTO	1400
8. CARGA DE RECONSTRUCCION	1200
9. CARGA DE REPARACION	1000
10. CARGA DE OPERACION NORMAL	800

## INDICE DE GRAFICOS

- FIG. 1.1. ENERGIA UTIL Y ENERGIA NO UTILIZADA
- FIG. 1.2. UTILIZACION DE LA ENERGIA EN CASCADA
- FIG. 2.1. QUEMADOR DE VAPORIZACION PARA ACEITE LIGERO Y AIRE PRECALENTADO
- FIG. 2.2. SUBDIVISION DE GOTAS LIQUIDAS EN ATOMIZACION
- FIG. 2.3. DESINTEGRACION DE UNA PELICULA DE GASOLINA OBTENIDA CON UN ATOMIZADOR SIN ROTACION DEL LIQUIDO
- FIG. 2.4. TIPOS CARACTERISTICOS DE TOBERAS PARA ATOMIZADORES
- FIG. 2.5. ATOMIZADOR DE PLATO
- FIG. 2.6. ATOMIZADOR CENTRIFUGO
- FIG. 2.7. CABEZA DE ATOMIZADOR DE RETORNO (BALCKE)
- FIG. 2.8. TOBERA CON ACANALADURAS REGULABLES (BORGER)
- FIG. 2.9. CABEZA DE ATOMIZADOR CON PISTON (PILLARD)
- FIG. 2.10. ATOMIZADOR DE PRESION DIRECTA Y DOBLE CIRCUITO (PILLARD)
- FIG. 2.11. CABEZA DE ATOMIZADOR A VAPOR
- FIG. 2.12. CABEZA DE ATOMIZADOR A VAPOR
- FIG. 2.13. CONSUMO DE VAPOR Y DE AIRE COMPRIMIDO EN UN ATOMIZADOR DE VAPOR
- FIG. 2.14. ATOMIZADOR DE PULVERIZACION MECANICA CON AYUDA DE VAPOR Y DE AIRE COMPRIMIDO (PILLARD)
- FIG. 2.15. ATOMIZADOR DE PULVERIZACION MECANICA CON AYUDA DE VAPOR
- FIG. 2.16. ATOMIZADORES A PRESION

- FIG. 2.17. QUEMADOR A BAJA PRESION DE AIRE (NU-WAY ROTA-VAC)
- FIG. 2.18. QUEMADOR DE COPA ROTATIVA (VAMPA COMBUSTION)
- FIG. 2.19. TEMPERATURAS ADIABATICAS DE LA LLAMA DEL ACEITE COMBUSTIBLE NUM. 2 CON AIRE PRECALENTADO A DIVERSAS TEMPERATURAS
- FIG. 3.1. VELOCIDAD DE LLAMA DE GASES INDIVIDUALES Y DE MEZCLAS DE GASES COMBUSTIBLES
- FIG. 3.2. SECCIONES EN LA CAMARA DE COMBUSTION
- FIG. 3.3. PUNTO DE EQUILIBRIO E INESTABILIDAD ACORDE CON LA TEORIA DE EXPLOSION TERMICA DE SEMEMOV
- FIG. 3.4. AUMENTO DEL TIRO NATURAL
- FIG. 4.1. HORNO DE HERRAMIENTAS CON CANARA SUPERIOR DE PRECALENTAMIENTO
- FIG. 4.2. HORNO DE RECUPERACION
- FIG. 4.3. HORNO DE REGENERACION
- FIG. 4.4. RECUPERADOR DE CONTRACORRIENTE
- FIG. 4.5. RECUPERADOR CON FLUJO PARALELO
- FIG. 4.6. RECUPERADOR CON FLUJO TRANSVERSAL
- FIG. 4.7. DISTRIBUCION DE TEMPERATURA EN LOS RECUPERADORES
- FIG. 4.8. DISTRIBUCION DE TEMPERATURA EN UN RECUPERADOR CON FLUJO TRANSVERSAL
- FIG. 4.9. CAMBIADOR DE CALOR DE CORAZA-TUBO, CON DESVIADORES DE SEGMENTOS, DOS PASOS DE TUBO Y UN PASO EN LA REGION ANULAR
- FIG. 4.10. CALENTADOR DE AIRE DE FLUJO TRANSVERSAL.

- FIG. 4.11. HORNO BASCULANTE SE INDICA QUEMADOR Y CRISOL
- FIG. 4.12. ESQUEMA DEL RECUPERADOR Y EL BASCULANTE
- FIG. 4.13. DIAGRAMA TEMPERATURA VS. AREA
- FIG. 4.14. FACTOR DE CORRECCION PARA FLUJO CRUZADO
- FIG. 4.15. VALORES DE EMISIVIDAD PARA EL VAPOR DE AGUA Y DIOXIDO DE CARBONO  $\epsilon_w$  Y  $\epsilon_c$ ; FACTORES DE CORRECCION  $\rho$  Y  $\Delta \epsilon$
- FIG. 4.16. ESQUEMA DE LOS TUBOS EN FORMA ESCALONADA
- FIG. 4.17. EFECTIVIDAD DE LA TRANSFERENCIA DE CALOR COMO UNA FUNCION DEL NUMERO DE UNIDADES DE TRANSFERENCIA Y NUMERO DE PASOS
- FIG. 5.1. DIBUJO ESQUEMATICO DEL HORNO BASCULANTE CON SUS PARTES
- FIG. 5.2. HORNO BASCULANTE CON VALORES DE TEMPERATURA DE LAS LLAMAS A LA MITAD DE LA ALTURA DE LA PARED
- FIG. 5.3. HORNO BASCULANTE CON RECUPERADOR
- FIG. 5.4. POSICION DEL RECUPERADOR, SECUENCIA DEL AISLAMIENTO, UBICACION DE LA CAMPANA Y FUNCIONAMIENTO DEL SISTEMA
- FIG. 5.5. HORNO BASCULANTE CON RECUPERADOR, EN DONDE SE INDICA LA POSICION DE LAS TERMOCUPLAS T1 A T5
- FIG. 5.6. HORNO BASCULANTE CON RECUPERADOR QUE NOS MUESTRA LA POSICION DE LAS TERMOCUPLAS T1 A T5
- FIG. 5.7. DIAGRAMA DE SANKEY
- FIG. 5.8. DIAGRAMA DE SANKEY SIN RECUPERADOR
- FIG. 5.9. DIAGRAMA DE SANKEY CON RECUPERADOR

## INTRODUCCION

En la actualidad, se precisa conocer los combustibles y saber utilizarlos con eficiencia. Nunca desde la revolución industrial han sido tan costosos los combustibles, puesto que la tierra contiene una cantidad finita y la demanda crece año con año, los precios de los combustibles fósiles solo se pueden mover en una dirección, hacia arriba, por tanto obtener hasta la última caloria del combustible (sin contaminar la atmósfera) no tiene precio. El aprovechar los gases de la combustión o gases de escape en precalentar el aire necesario para la combustión conduce a un ahorro significativo de combustible y por otro lado a lograr temperaturas altas necesarias en muchas aplicaciones en la industria, como en el caso de las fundiciones de acero.

Con el presente proyecto se persigue lograr alta temperatura aprovechando los gases de escape de un horno basculante existente en el taller de fundición, construyendo un recuperador de calor de tubos en flujo transversal que nos permitiría calentar el aire necesario para la combustión que requiere el quemador que utiliza el horno basculante, y luego medir sus efectos.

## CAPITULO I

### INTRODUCCION AL PROYECTO

#### 1.1. OBJETIVOS

Los principales objetivos planteados para este proyecto fueron; aprovechar la energía contenida y no utilizada de los gases de escape de un horno basculante de 300 Kg (660 lb), precalentando el aire para la combustión con el fin de lograr temperaturas altas en el hogar para posibilitar la obtención de fundiciones de acero en este equipo, contribuyendo de ésta manera a cubrir una parte de la demanda nacional.

#### 1.2. JUSTIFICACION Y ALCANCE

La metalurgia consume energía eléctrica, carbón mineral o combustible líquido como en el caso de los hornos Martín Siemens en la fundición del acero.

La fundición de acero en horno basculante o similares tiene problemas técnicos por las temperaturas que se requieren (hasta 1700°C).

Aprovechando la alta temperatura contenida en los gases de combustión de un horno basculante (utilizado normalmente para fundiciones no ferrosas) en precalentar el aire necesario para la combustión, se contribuye a llenar una parte de las necesidades en la producción del acero.

Este trabajo implica un análisis comparativo de los

beneficios que se obtiene precalentando el aire para obtener altas temperaturas y fundir acero frente a otras alternativas de fundición.

Este trabajo se originó por el requerimiento del área de metalurgia de obtener alta temperatura para fundir acero en un horno basculante de 300 Kg (660 lbs).

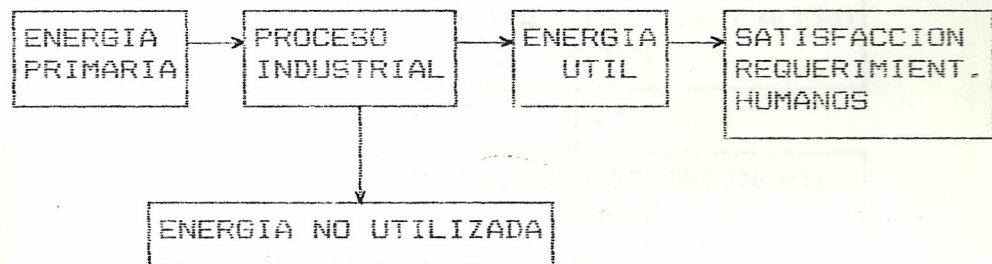
Para lograr alcanzar estas temperaturas, se ha ensayado un recuperador de calor que posibilita este cometido, dando a los fundidores la oportunidad de hacer más versátil el equipo tradicional que posee sin tener que realizar grandes inversiones.

### 1.3. TECNOLOGIA DEL PROYECTO

Un proceso industrial consume energía para necesidades térmicas y mecánicas. La energía primaria más frecuentemente utilizada es la no renovable, bajo forma de combustibles fósiles.

La relación entre energía útil y energía consumida raras veces rebasa el 50% más bien es del orden del 10 al 20%, en consecuencia la industria emplea escasa energía no renovable y además lo hace ineficientemente pues gran porción de la energía es desechada al ambiente. La energía útil necesaria para la producción va acompañada de una pérdida energética cuyo monto es necesario reducir.

La figura 1.1, nos muestra como solo una parte de la energía primaria (combustible fósil) al utilizarse en un proceso, se aprovecha.



ENERGIA PRIMARIA = ENERGIA UTIL+ENERGIA NO UTILIZADA

2 a 10

1

1 a 9

FIG. 1.1.- Energía útil y energía no utilizada (10).

Eficiencia térmica:

$\eta$  = Energía útil/Energía primaria

En la industria actual  $0.1 < \eta < 0.5$  siendo posible  $0.6 < \eta < 0.7$  entonces debe ser objetivo imperativo aprovechar la parte de la energía no utilizada.

La energía se caracteriza no sólo por su cantidad sino también por su calidad. En el caso de energía térmica, la calidad está dada por su temperatura. Para aprovechar al máximo la energía de los gases de la combustión lo ideal sería degradarla progresivamente hasta la temperatura ambiente a

través de una serie de procesos ordenados según niveles térmicos decrecientes. Tal como se muestra en la figura 1.2.

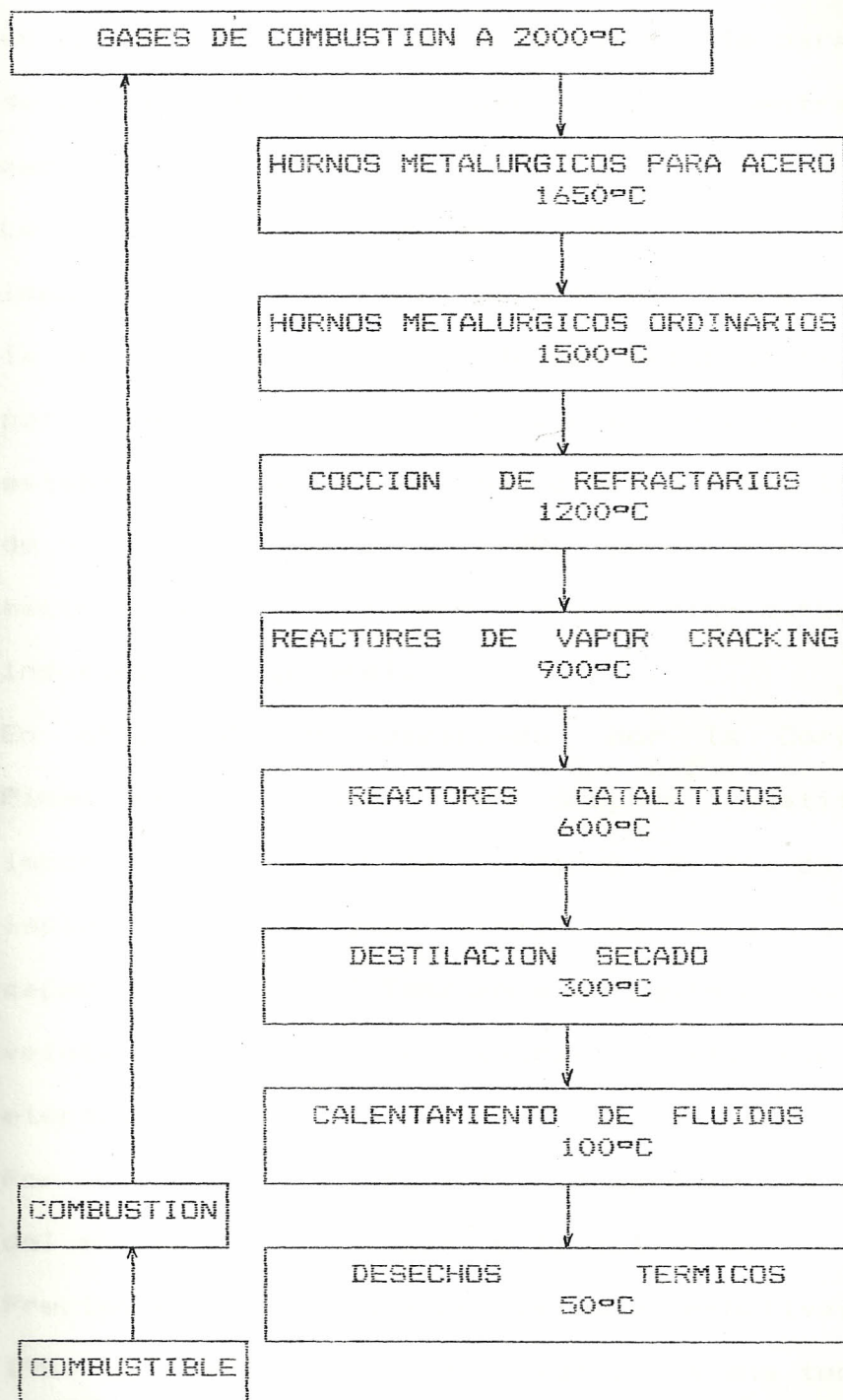


FIG. 1.2.- Utilización de la energía en cascada (10)

#### 1.4. REQUERIMIENTOS Y ESPECIFICACIONES

La demanda nacional de fundiciones de hierro y acero estructurales está cubierta por producción nacional en apenas un 5%, y la demanda que existe para piezas de acero moldeado, en cambio no encuentra oferta nacional.

La fabricación nacional de acero es una impostergable necesidad para todos los sectores de la producción. De acuerdo con estudios realizados por expertos de las Naciones Unidas, se ha establecido una demanda potencial de 17500 toneladas de hierro y acero para 1989, provenientes de los sectores agrícola, minero, construcción automotriz e industrial en general.

En otro estudio auspiciado por la Corporación Financiera Nacional se propone sustituir la importación de piezas fundidas a través de la implantación de una fábrica de fundiciones con capacidad para 1500 Ton/año a un costo de doscientos veinte millones de sucres utilizando hornos eléctricos.

Por lo anterior, claramente se aprecia la amplitud del mercado nacional para esta actividad.

Precisamente en busca de estas alternativas, desde 1984 la ESPOL inició el estudio de una tecnología apropiada a nuestras necesidades para la fabricación de acero destinado a la construcción de piezas

fundidas (Proceso LD).

El trabajo que presentamos en este temario también se ajusta a las necesidades del País, sumando el hecho de que con sistemas como el que se plantea se obtiene los niveles de temperatura necesarios para fundir acero a bajo costo.

El proceso de fusión es rápido, eficiente y siempre luminoso, con un nivel de ruido que se desarrolla en fase gaseosa (gas-liquido) y sólido. El proceso de fusión de acero se realiza en un horno de inducción, donde se genera un campo magnético que calienta el metal. Este proceso es más eficiente que el tradicional de hornos de coque, ya que no requiere de grandes cantidades de combustible y produce menos contaminación. El uso de hornos de inducción permite un control más preciso de la temperatura y la composición del metal fundido, lo que resulta en un producto de mayor calidad. Además, este tipo de hornos son más fáciles de operar y mantener, lo que reduce los costos de producción y mejora la seguridad en el entorno de trabajo.

## CAPITULO II

### COMBUSTION Y QUEMADORES INDUSTRIALES

#### 2.1. FUNDAMENTOS DE LA COMBUSTION

El proceso de combustión puede ser definido como un conjunto de reacciones de oxidación rápida, globalmente exotérmicas, casi siempre luminosas, confinadas a un espacio, que se desarrollan en fase gaseosa o en fase heterogénea (gas-líquido; gas-sólido).

COMBUST. + OXIG.  $\equiv$  PROD. NO OXIDABLES + CALOR Y LUZ

Todas las sustancias iniciales que sufren el proceso de combustión se denominan reactivos, y las sustancias que resultan del proceso se llaman productos.

La combustión del oxígeno con el Carbono, Hidrógeno y Azufre que constituyen los elementos activos de los combustibles sólidos, líquidos y gaseosos se efectúa en proporciones de peso bien determinadas. Así por cada átomo de carbono se necesitan dos átomos de oxígeno para llegar a una buena combustión, formándose el gas dióxido de carbono ( $\text{CO}_2$ ), aunque también se puede combinar un átomo de carbono con uno de oxígeno cuando el carbono se quema con una deficiencia de aire, formándose el gas "monóxido de carbono" (CO) producto de una combustión imperfecta que debe evitarse porque la

combustión del carbono en forma de CO, no proporciona más que aproximadamente el 30% de la energía que resulta de la combustión uniforme en forma de CO<sub>2</sub>.

El hidrógeno se combina siempre en proporción de 2 átomos de hidrógeno con 1 de oxígeno formando vapor de agua H<sub>2</sub>O y el azufre se combina siempre en la proporción de un átomo de azufre con dos átomos de oxígeno formando el gas dióxido de azufre. Este gas es muy perjudicial, porque al enfriarse los productos de la combustión, el agua procedente de la combustión del hidrógeno y la que proviene de la humedad del combustible más la del aire de combustión, se condensa y reacciona con el gas dióxido de azufre SO<sub>2</sub>, formando ácido sulfúrico H<sub>2</sub>SO<sub>4</sub>, sumamente corrosivo y que ataca a los conductos de humo, sobre todo a los metálicos.

Si todo el carbono presente en el combustible se combina con el oxígeno para dar dióxido de carbono, todo el hidrógeno se combina con el oxígeno para dar agua; y todo el azufre se combina con el oxígeno para dar dióxido de azufre, entonces, la combustión se denomina completa. Si la transformación se realiza parcialmente, la combustión se denomina incompleta, y en este caso los productos de la combustión contienen además de los arriba mencionados monóxido de carbono como productos de

parte del carbono no oxidado; hidrógeno que aparece en forma libre o formando parte de hidrocarburos sin quemar.

En la mayoría de los procesos de combustión el oxígeno se suministra como aire y no como oxígeno puro.

En la tabla 1 se muestra la composición química del aire seco.

	% en volumen moles	% en peso	peso molecu. Kg. por mol.
Oxígeno	20.99	23.19	32.000
Nitrógeno	78.03	75.47	28.016
Argón	0.94	1.30	39.944
Anh. Carb.	0.03	0.04	44.003
Hidrógeno	0.01	0.00	2.016
Aire seco	100.00	100.00	28.967

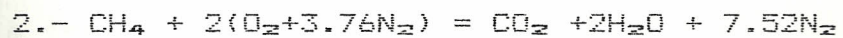
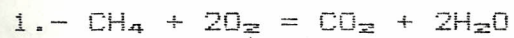
Tabla 1.- Composición del aire seco (14).

Para cálculos de ingeniería es aceptable utilizar los siguientes valores:

	% en volumen	% en masa
N <sub>2</sub>	79	76.8
O <sub>2</sub>	21	23.2

En un proceso de combustión solo el oxígeno tiene valor, siendo el nitrógeno un diluyente y carga térmica que se calienta con la mezcla y abandona los dispositivos de combustión llevándose energía.

A continuación se indican algunos ejemplos de combustión de ciertos combustibles fósiles con oxígeno y aire.



En los ejemplos anteriores de combustión completa en aire, se observa que dicha cantidad representa la mínima cantidad de aire que suministra suficiente oxígeno para oxidar completamente el combustible: esta cantidad de aire se denomina "aire teórico o estequiométrico".

En la práctica es imposible lograr una combustión completa con el aire teórico, pues por la ley de la probabilidad, no es posible que cada una de las numerosas moléculas ( $6.02 \times 10^{23}$  moléculas por mol) que componen el combustible, encuentre una molécula de oxígeno para combinarse con ella, por lo tanto, para lograr la máxima oxidación posible del combustible es necesario ingresar a la cámara de combustión un cierto exceso de aire (EA), que sirva también para el mezclado turbulento.

Si el aire está en defecto, puede producirse pérdidas importantes de energía en forma de CO, H<sub>2</sub> y C<sub>x</sub>H<sub>y</sub> sin quemar.

Acerca de la cantidad de exceso de aire (EA) que debe ser suministrada a la cámara, ésta debe ser determinada llegando al compromiso, entre, por un

lado evitar que la combustión sea incompleta y por otro lado reducir al mínimo las pérdidas térmicas que llevaría este EA al ser expulsado a la atmósfera a través de la chimenea.

Cuantitativamente hablando, el exceso de aire (EA) es la diferencia entre el aire que en realidad se suministra a la cámara y el aire teórico (AT) de combustión. Se lo expresa normalmente en % del AT.

$$\% EA = (AR - AT) * 100/AT$$

Existen otros términos que se manejan a menudo en el campo de la ingeniería de la combustión los cuales los definiremos a continuación:

Relación aire-combustible (a/c).- Es el cociente entre la cantidad de aire suministrado en el proceso de combustión y la cantidad de combustible usado; esta puede ser expresado en unidades de masa (m) o volumen (v). Este parámetro se utiliza para indicar la riqueza o pobreza de una mezcla de aire y combustible.

$$r_{a/c} = m_a/m_c \quad (2.1)$$

$$r_{a/c} = v_a/v_c$$

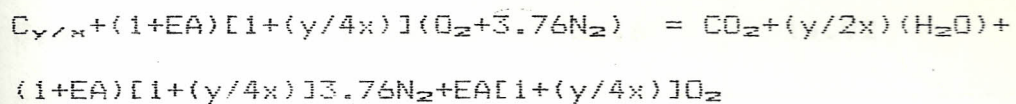
Punto de rocío.- Es la temperatura a la cual el vapor de agua contenido en los productos de la combustión se condensa, y equivale a la temperatura de saturación ( $t_{sat}$ ) del vapor de agua a la presión parcial ( $P_{par}$ ) de dicho vapor en los gases de escape.

$$(P_{par})_{agua} = [H_2O] * P_{total} \quad (\text{Ley de Dalton})(2.2)$$

Con  $(P_{par})_{agua}$  encontramos por tablas de vapor  $t_{sat}$ .

$$t_{sat} = t_{rocio}$$

Este proyecto está orientado a la combustión de hidrocarburos líquidos de la forma  $C_xH_y$  o  $CH_{y/x}$ . La ecuación de interés práctico para este tipo de combustible (5) con un exceso de aire (EA) es:



$$(P_{par})_{agua} = \left( \frac{y/2x}{1+y/2x+(1+EA)(1+y/4x)3.76 + EA(1+y/4x)} \right) * P_{total}$$

$$(a/c)_{real} = 137.3 (1+y/4x)(1+EA)/(12+y/x)$$

De la última expresión se obtiene:

$$(a/c)_{real} = (a/c)_{est.} * (1+EA) = (a/c)_{est.} * \phi$$

Donde  $\phi = 1 + EA$  se denomina "Factor de aire estequiométrico".

En la combustión de un hidrocarburo  $CH_{y/x}$  con aire se tiene las siguientes posibilidades:

$\phi < 1$  implica combustión con deficiencia de aire

$\phi = 1$  implica combustión estequiométrica

$\phi > 1$  implica combustión con exceso de aire

A continuación se presenta en la tabla 2, para varios combustibles gaseosos, la relación carbono-hidrógeno ( $y/x$ ) y la relación aire/combustible estequiométrica  $(a/c)_{est.}$

FORMULA	COMBUSTIBLE	Y/X	(a/c) <sub>est.</sub>
CH <sub>4</sub>	Metano	4	17.18
C <sub>3</sub> H <sub>8</sub>	Propano	2.67	15.60
C <sub>4</sub> H <sub>10</sub>	Butano	2.50	15.40
C <sub>8</sub> H <sub>18</sub>	Octano	2.25	15.05
C <sub>12</sub> H <sub>26</sub>	Dodecano	2.16	14.92

Tabla 2.- Relación aire/combustible de varios gases (14).

Se puede concluir de la tabla 2 que la relación  $(r_{a/c})_{est.}$  para la mayoría de los combustibles fósiles  $CH_{y/x}$  es aproximadamente igual a 15.

Vale la pena destacar por otro lado que el dodecano tiene propiedades similares al diesel (18).

## 2.2. QUEMADORES

Un quemador ideal debe satisfacer las siguientes especificaciones:

1. Permite alcanzar una temperatura controlada uniforme en el horno o estufa;
  2. Permite obtener una atmósfera controlada y uniforme en el horno o calentador;
  3. No se destruye por el calor que libera.
- Estos requisitos aunque parezcan simples, son

bastante difíciles de cumplir, ya que si la temperatura del horno es bastante uniforme, la atmósfera del horno no se mantiene constante.

Nos vamos a referir con mayor detalle a los quemadores de combustible líquido, por ser estos los que interesan en este proyecto.

Los combustibles líquidos pueden quemarse en las cámaras de combustión según dos técnicas distintas:

- a. Después de vaporizarse, con obtención de combustiones similares a las de los combustibles gaseosos.
- b. Después de pulverizarse en finísimas gotas que, bajo el efecto del calor transmitido por las paredes y los gases calientes contenidos en la cámara de combustión, se evaporan y arden casi instantáneamente.

Un factor importante en la vaporización del combustible es la temperatura de la superficie de las gotas, ya que ésta aumenta la tensión del vapor. La alta temperatura de la superficie de una gota se produce por la alta temperatura del combustible o del gas circundante (aire más productos de combustión) o de ambos.

La figura 2.1 muestra un quemador de vaporización, el combustible precalentado fluye a través de un conducto que está rodeado por aire precalentado. El combustible alcanzara el punto de ebullición a la

entrada de la cámara refractaria del quemador, en la que comienza la combustión.

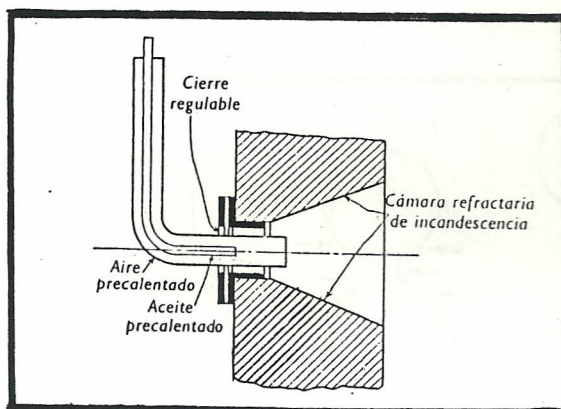


FIG. 2.1.- Quemador de vaporización para aceite ligero y aire precalentado. (19).

Como hemos mencionado anteriormente, la subdivisión del combustible en partículas diminutas es un requisito previo para conseguir una combustión rápida. El proceso de producción de una niebla de combustible, normalmente se conoce por atomización, la misma que se produce al fluir una corriente delgada de un líquido a gran velocidad a través de un gas y, recíprocamente la atomización también se produce cuando se sopla un gas contra una corriente muy fina de líquido. La figura 2.2, explica la mecánica de la subdivisión. Se aplanan una gota y, por el efecto de la tensión superficial, se rompe en dos gotas más pequeñas. Cuanto mayor es la velocidad relativa más pequeñas son las gotas resultantes. La

viscosidad del líquido se opone a la deformación y la división. El calor favorece la subdivisión mediante la reducción de la tensión superficial y la viscosidad.

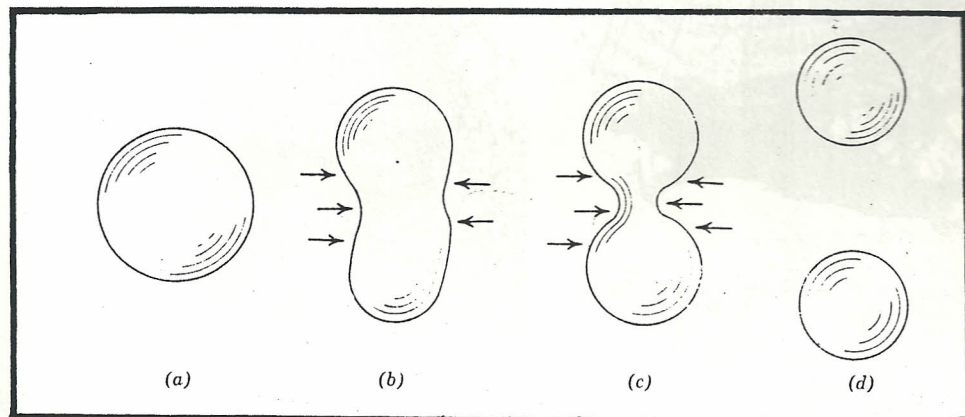


FIG. 2.2.- Subdivisión de gotas líquidas en la atomización. (19).

La pulverización o atomización, con formación de un chorro o rociado de minúsculas gotas, se obtiene generalmente por medios mecánicos, por el efecto de la eyección a presión de una tobera, o aprovechando la energía de un fluido atomizador secundario; El dispositivo utilizado para obtener los efectos se conoce como atomizador.

La pulverización se obtiene mediante la formación a la salida de la parte terminal del atomizador, de una sutil película (figura 2.3) en forma de lámina o bien de cono.

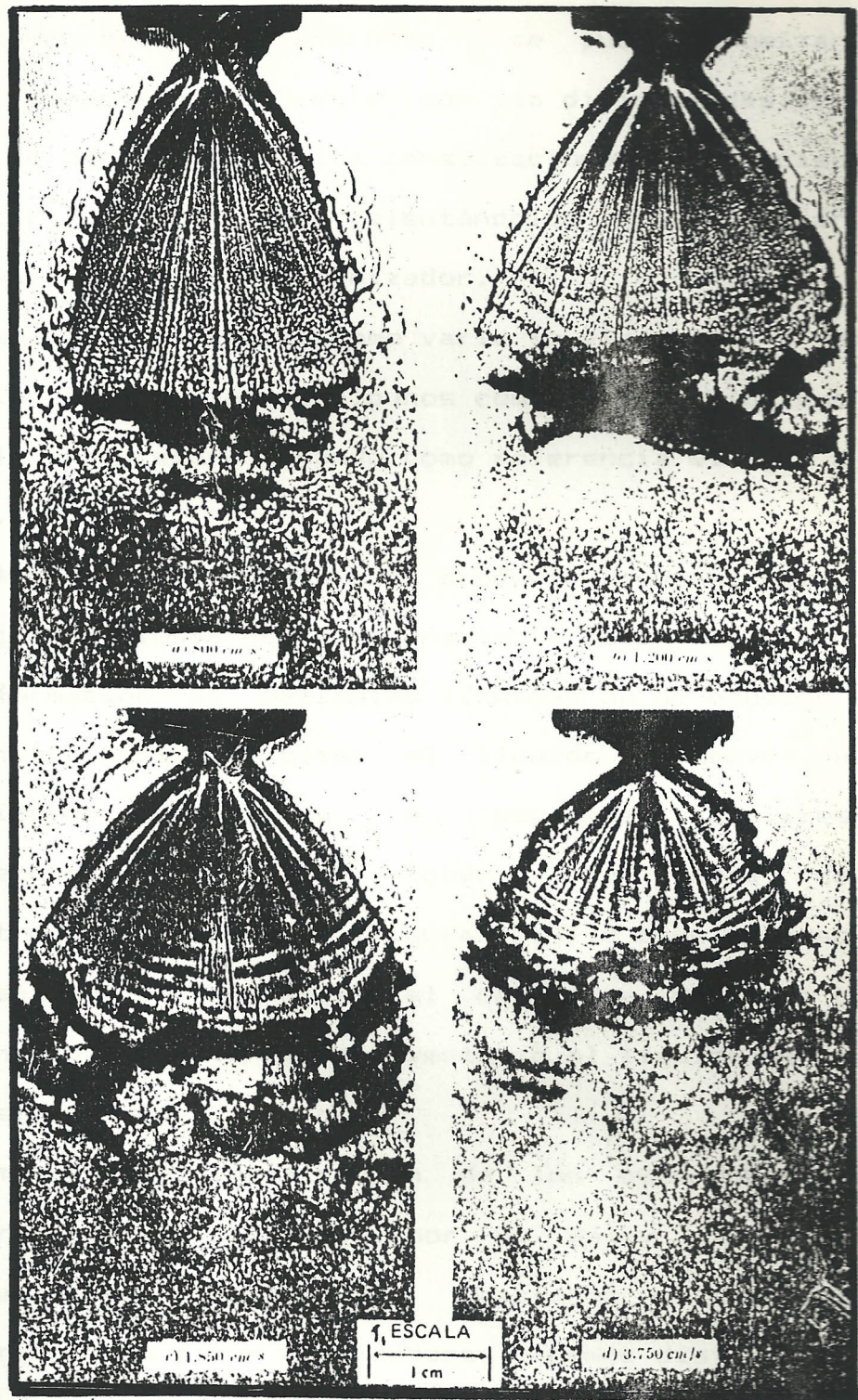


FIG. 2.3.- Desintegración de una película de gasolina obtenida con un atomizador sin rotación del líquido (en función de la velocidad de salida). (16).

Los combustibles muy viscosos no se pueden atomizar a la temperatura ambiente por las dificultades del líquido para fluir en las canalizaciones; es preciso reducir su viscosidad calentándolos para facilitar su paso a través del atomizador.

La tabla 3 nos muestra como varía la viscosidad y la tensión superficial de algunos combustibles líquidos con la temperatura tomando como referencia el agua a 20°C.

El método más utilizado para producir pequeñas gotas a bajas presiones de funcionamiento está basado en la formación de películas líquidas  $5\mu$  de espesor, obtenidas haciendo pasar el líquido a través de hendiduras, orificios o espacios anulares estrechísimos mediante toberas de forma de construcción especial (Figura 2.4) o bien incluso alimentando el combustible al centro de un disco o de una copa giratoria, o inyectando el líquido en un torbellino de aire, etc.

Los métodos de clasificación de los quemadores de acuerdo a lo planteado por G. Salvy (16) para combustibles resultan bastante simples; refiriendonos a los atomizadores podemos distinguir:

#### A. ATOMIZADORES CON PULVERIZACION MECANICA

##### a) CON PRESION DIRECTA

En las figuras 2.5 y 2.6 se representan dos tipos sencillos de atomizadores de presión

directa.

	Temp <sup>1</sup>	Visc. Cinem	Vis. Abs.	Peso Esp. <sup>2</sup>	Tensión Superfic
	°C	cst	cp	----	dina/cm <sup>2</sup>
Agua(ref)	20	1.00	1.00	1.00	73
Acetona	20	0.40	0.32	0.79	24
Benceno	20	0.74	0.65	0.88	29
Gasoil	15	7.00	5.95	0.85	24
Gasoil	40	4.00	3.30	0.83	23
Acei. comb. ligero	15	185.00	172.00	0.90	25
Acei. comb. ligero	40	51.00	47.00	0.88	23
Acei. comb. ligero	83*	9.40	8.30	0.86	21
Acei. comb. medio	40	230.00	215.00	0.93	23
Acei. comb. medio	105*	15.00	13.40	0.90	20
Acei. comb. pesado	40	585.00	567.00	0.97	23
Acei. comb. pesado	93*	40.00	37.00	0.92	21
Acei. comb. pesado	127*	17.00	15.30	0.90	20

<sup>1</sup> Temperatura de precalentamiento

<sup>2</sup> A la temperatura considerada en la primera columna

Tabla 3.- Viscosidad y tensión superficial de algunos combustibles líquidos a distintas temperaturas. (16).

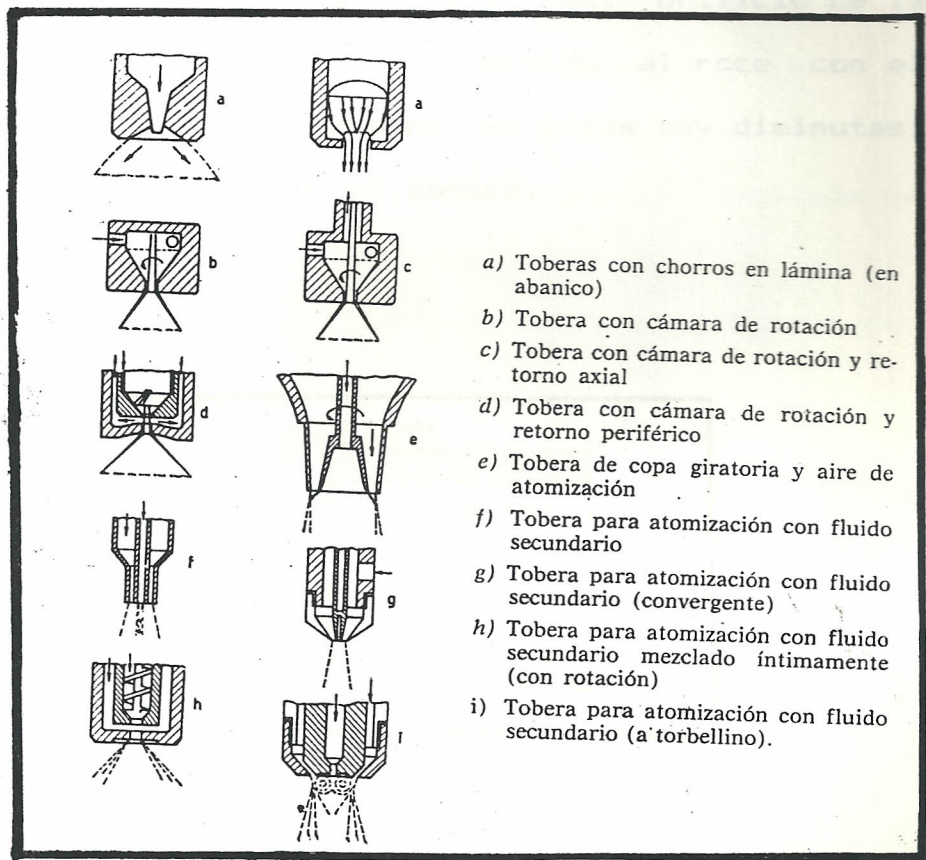


FIG. 2.4.- Tipos característicos de toberas para atomizador. (16).

En el primero, provisto de un plato con orificio central, el aceite a presión converge hacia el centro, donde al proyectarse sobre el ángulo vivo del orificio y expandirse luego en el cono del mismo, se pulveriza. En el segundo tipo, la hélice central contribuye a imprimir un fuerte movimiento de torbellino al aceite, proporcionándole una fuerte componente

tangencial; de esta manera el aceite forma un fino velo en el interior del orificio de la tobera, y a la salida, debido al roce con el aire, se descompone en gotas muy diminutas, formando un chorro cónico.

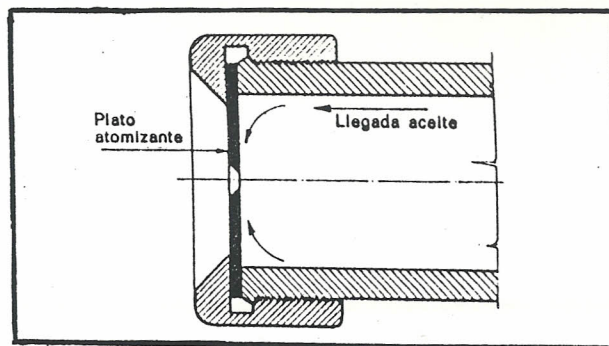


Fig. 2.5.- Atomizador de plato (16).

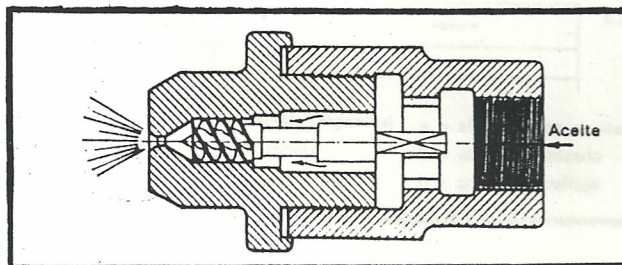


Fig. 2.6.- Atomizador centrífugo (16).

#### b) CON RETORNO DE AMPLIO CAMPO DE REGULACION

El principio fundamental seguido en estos atomizadores es el de hacer circular en la cámara un caudal de aceite constante, o

incluso mayor al disminuir el caudal de la tobera. Con tal fin, la cámara se pone en comunicación, en la parte opuesta a donde se encuentra el orificio de salida, con un tubo central, unido a su vez a una línea dotada de adecuada válvula de regulación.

En la figura 2.7 aparece una tobera Balcke con retorno.

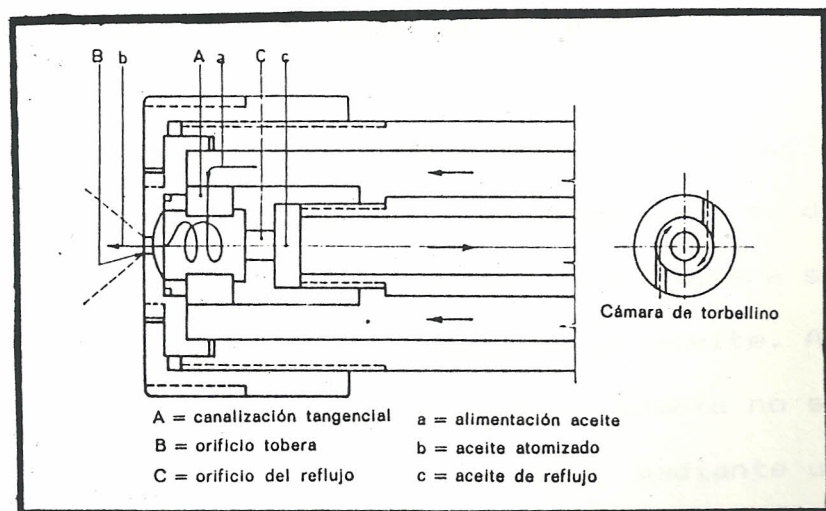


FIG. 2.7.- Cabeza de atomizador de retorno (Balcke) (16).

El caudal total "a" de aceite para atomizar se introduce, a través de las ranuras A, en la cámara, desde donde una fracción "b" sale por

el orificio B y una fracción "c" viene impulsada a través del orificio C hacia una tubería de retorno que se dirige hacia la aspiración de la bomba o hacia la reserva del aceite.

La diferencia con los atomizadores de presión directa, en los que se efectúan las variaciones del caudal estrangulando la cantidad de aceite que pasa por los orificios A, consiste en que la válvula de regulación está instalada en el retorno y en que las variaciones del caudal se realizan aumentando o reduciendo la cantidad del aire recirculado.

c) CON PRESION DIRECTA Y ACANALADURAS REGULABLES

De igual forma que en los atomizadores de presión directa, más arriba de la tobera se introduce una cantidad constante de aceite. Al variar el caudal, la cantidad excedente no se recircula en el retorno, pero mediante un dispositivo constante (por ejemplo, una válvula con muelle) se introduce aguas arriba de la bomba de impulsión. Al disminuir el caudal, disminuye simultáneamente la sección de las ranuras tangenciales, y de esta forma la velocidad periférica se mantiene constante, correspondiendo a su valor máximo en todo el

campo de regulación.

El atomizador Borger (figura 2.8) consigue este efecto haciendo girar la cámara de torbellino mediante un mandril conectado a una palanca exterior y variando de esta forma la amplitud de las ranuras.

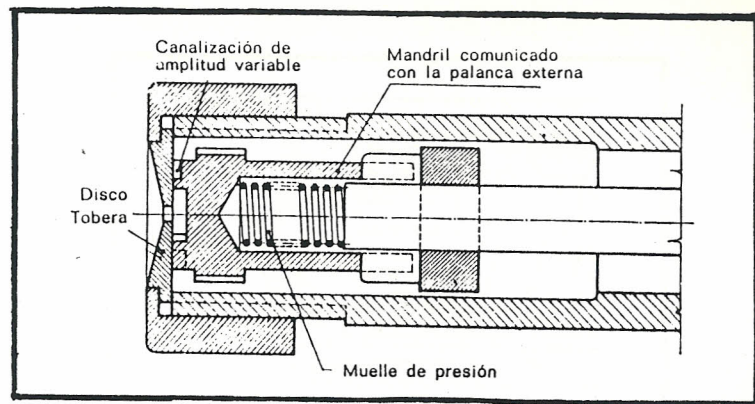


Fig. 2.8.- Tobera con acanaladuras regulables (borger) (16).

#### d) CON PRESION DIRECTA A PISTON

El atomizador representado en la figura 2.9 constituye un paso intermedio entre el de ranuras regulables y el de regulación en el retorno.

Un pistón móvil, instalado en la parte posterior de la cámara, regula la apertura de un determinado número de orificios tangenciales. Aumentando la presión de

alimentación tiende a aumentar también la presión de retorno, la cual determina el desplazamiento del pistón en el sentido de la apertura de las ranuras.

Las secciones de las ranuras están previstas de tal modo que proporcionen una relación lineal entre la presión del aceite y el caudal.

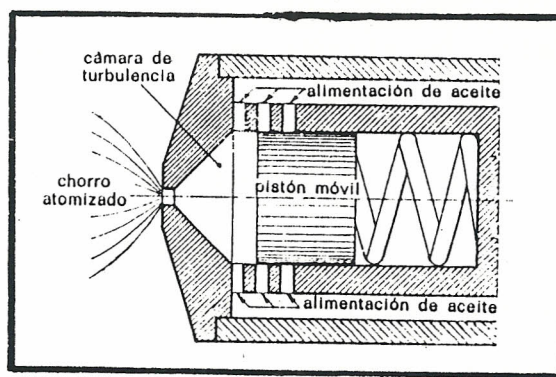


FIG. 2.9.- Cabeza de atomizador con pistón (Pillard) (16).

e) CON PRESION DIRECTA, CON DOBLE CIRCUITO DE PRESION.

Con este sistema, la tubería del aceite que procede de la bomba se divide, antes de llegar al atomizador, en dos ramales, cada uno regulado por una válvula.

En la figura 2.10 se esquematiza uno de estos atomizadores.

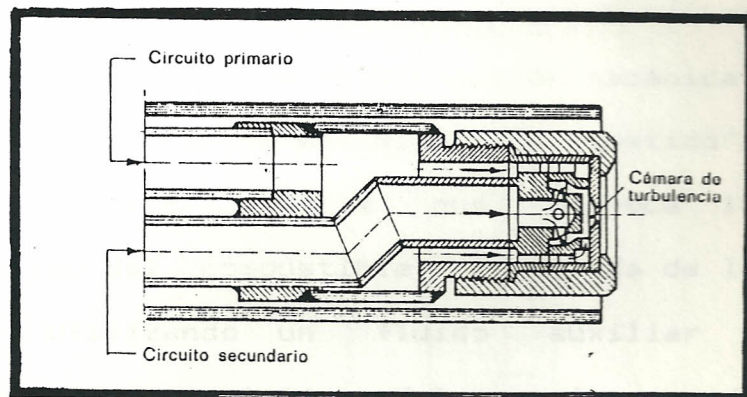


FIG. 2.10. Atomizador de presión directa y doble circuito (Pillard). (16).

En el interior de la tobera se aprecian dos circuitos diferentes:

- Un circuito llamado primario, que introduce el aceite en los surcos tangenciales, imprimiéndole un fuerte movimiento rotatorio, con obtención de un chorro de gran ángulo;
- Un circuito, denominado secundario, que introduce el aceite en el centro de la cámara, con un movimiento paralelo al eje del atomizador sin efectos de rotación; se reduce así la velocidad de rotación generada en el circuito primario, con objeto de reducir la divergencia aumentando al mismo tiempo el caudal.

## B. ATOMIZADORES QUE PULVERIZAN CON FLUIDO AUXILIAR.

### a) DE VAPOR

En los atomizadores de pulverización mecánica, la energía contenida en el aceite sometido a fuerte rotación es la que provoca la atomización del combustible a la salida de la tobera. Utilizando un fluido auxiliar a presión la impulsión del aceite puede reducirse considerablemente, ya que la energía necesaria para la pulverización la aporta en parte el mismo fluido auxiliar.

La presión con que el aceite llega al atomizador es generalmente mucho más baja que la utilizada en las pulverizaciones mecánicas y, por tanto, los orificios y las ranuras de paso son más grandes.

El fluido auxiliar puede ser vapor, aire comprimido o incluso un gas combustible también comprimido. Este último al equilibrio energético con su aporte de calorías y energía dinámica.

Con este sistema la atomización del aceite se logra mediante la inyección de vapor en el interior de la tobera: se utiliza, por una parte, la expansión debida al cambio de presión del vapor en los pasos de la tobera, y por otra, la acción del calentamiento debida

al gran contenido térmico del fluido auxiliar; se reduce así la temperatura de precalentamiento en el caso de los aceites densos.

En las figuras 2.11 y 2.12 se representan dos toberas para atomización del vapor.

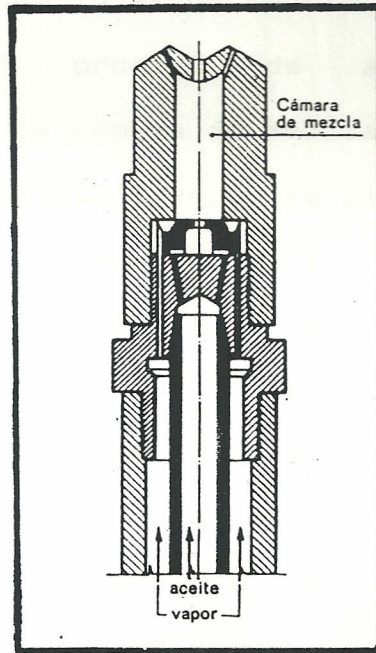


FIG. 2.11.- Cabeza de atomizador a vapor (16).

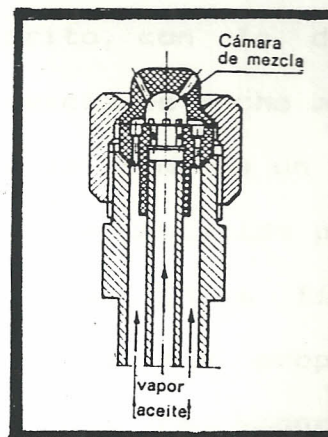


FIG. 2.12.- Cabeza de atomizador a vapor (16).

En la primera el aceite, introducido por un tubo central, pasa a través de una serie de orificios axiales, y posteriormente, mediante unos surcos tangenciales, alcanza el centro de una cámara. Tiene lugar un cambio de presión, iniciándose el proceso de atomización: siguiendo hacia la cámara de mezcla, el aceite parcialmente atomizado encuentra al vapor, que afluye a gran velocidad, y, por efecto conjunto del rozamiento y de la presión, se emulsiona con éste. La mezcla homogénea de vapor y aceite así formada pasa luego a través de los orificios de la tobera, donde la expansión del vapor provoca la división del aceite en partículas finísimas.

La segunda tobera representa un tipo de atomizador sencillo y muy difundido, cuyo mecanismo de funcionamiento es similar al anteriormente descrito, con la diferencia de que la cámara de mezcla es mucho más corta. El chorro final tiene la forma de un cono sólido, cuyo ángulo viene establecido por el perfil del orificio de salida. En la figura 2.13 se reproduce el diagrama que proporciona para esta tobera el consumo de vapor y de aire comprimido en función de la presión del aceite y del fluido atomizante.

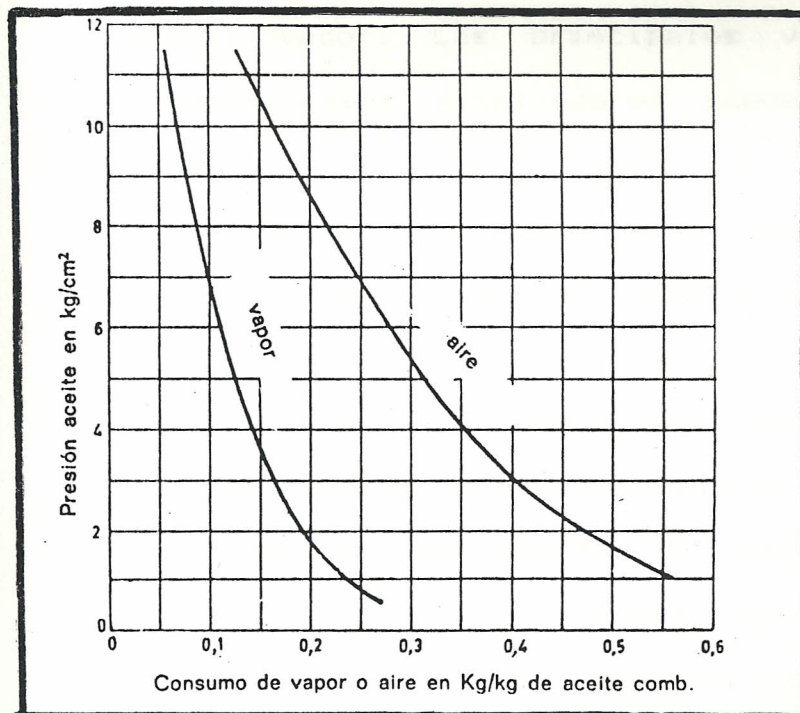


Fig. 2.13.- Consumo de vapor y de aire comprimido en un atomizador de vapor. (16).

b) ATOMIZADORES DE PULVERIZACION MECANICA CON AYUDA DE VAPOR.

Una clase interesante de atomizadores la constituyen los atomizadores de pulverización mecánica con ayuda de vapor; estos mecanismos combinan la acción de la pulverización mecánica con la acción emulsionante producida por el vapor. Las principales ventajas que ofrecen estos atomizadores pueden resumirse así:

1. Obtención de un amplio campo de regulación empleando presiones de aceite relativamente bajas;
2. Obtención de un ángulo del chorro constante, independientemente del caudal;
3. Obtención de una fuerte penetración del chorro; el quemador es menos sensible a las variaciones de la presión del aire de combustión;
4. Curva caudal-presión.

En la figura 2.14 se representa el atomizador Pillard de pulverización mecánica con ayuda de vapor o de aire comprimido.

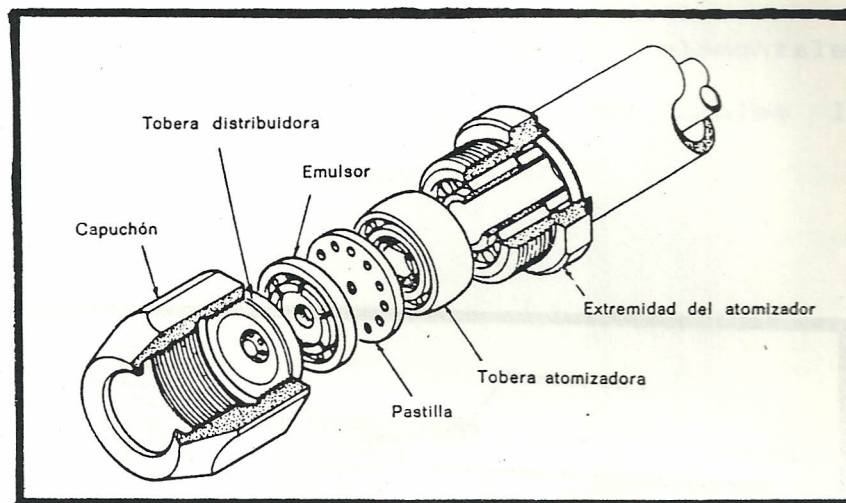


FIG. 2.14.- Atomizador de pulverización mecánica con ayuda de vapor y de aire comprimido (pillard). (16).

El aceite llega a la tobera a través de un tubo central; atravesando la pieza indicada en la figura con el término tobera atomizante, adquiere un movimiento fuertemente giratorio gracias a los surcos tangenciales que desembocan en una cámara de torbellino. El chorro pulverizado así formado fluye en la pieza llamada emulsor.

En la figura 2.15 se reproduce otro atomizador de pulverización mecánica con ayuda de vapor, que presenta la característica de poseer en su cabeza un distribuidor sobre el que se encuentra dispuestos algunos mezcladores

(formando otras tantas cámaras), que desembocan en las toberas elementales mezcladoras, a través de las cuales la emulsión afluye al horno.

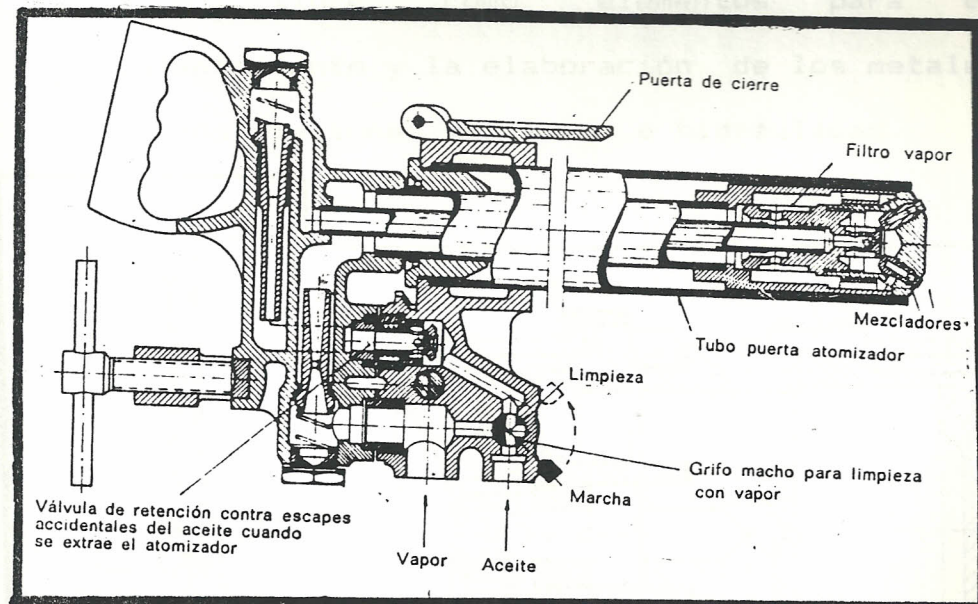


FIG. 2.15.- Atomizador de pulverización mecánica con ayuda de vapor. (16).

c-d) ATOMIZADORES DE AIRE A PRESION ALTA Y MEDIA

El consumo de aire, expresado en peso, para los pulverizadores de alta presión, oscila alrededor del 25 por 100 del peso de aceite atomizado, mientras que para los de presión media puede llegar al 4-50 por 100.

En la figura 2.16a se muestra un atomizador de presión media que puede atomizar cantidades mínimas de aceite (< 1 l/h). Una gran cantidad

de estos atomizadores distribuidos en pequeños intervalos en los grandes hornos produce llamas cortas y luminosas, con una eficaz subdivisión de la temperatura; si se alimentan con aceites destilados, pueden funcionar al aire libre como elementos para el calentamiento y la elaboración de los metales en instalaciones metálicas e hidráulicas.

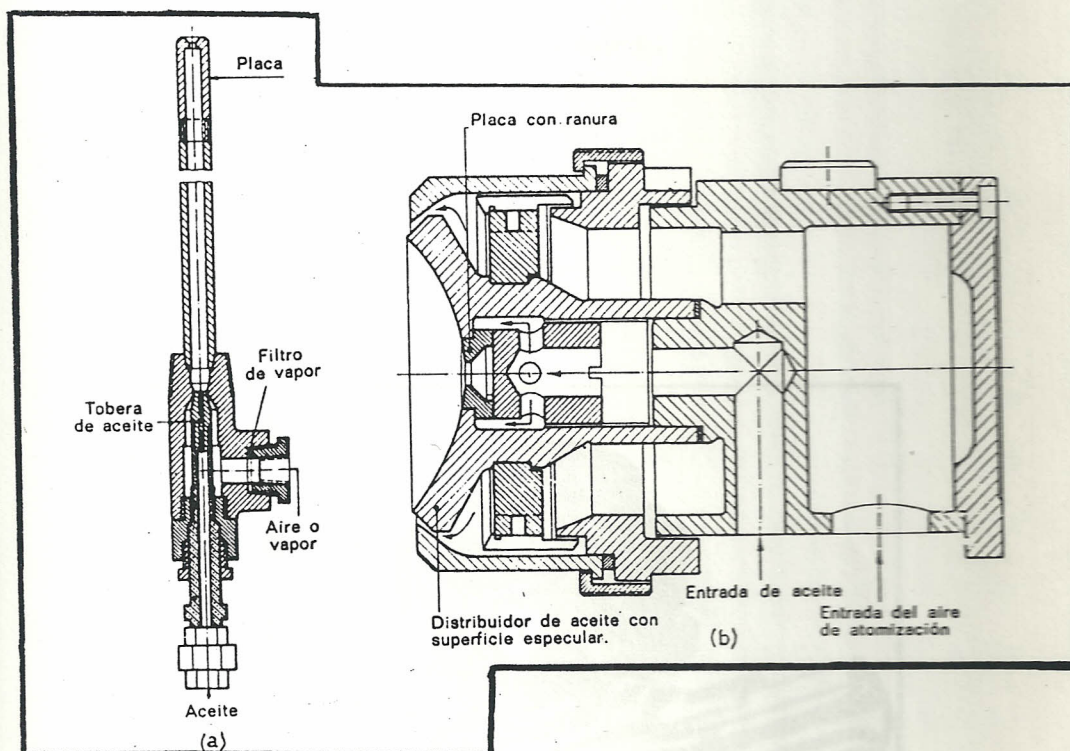


FIG. 2.16.- a) Atomizador a presión media de emulsión.

b) Atomizador de aire a presión media (Urquhart's) (16).

En la figura 2.16b se representa un atomizador en el cual el aceite, que ha sufrido una

primera pulverización en una cámara de turbulencia, se proyecta sobre una superficie cóncava especular y se encuentra con el aire de atomización que proviene de una ranura lateral.

e) ATOMIZADORES DE AIRE A BAJA PRESION

En la figura 2.17 se muestra un quemador de baja presión que utiliza como entrada del aceite un perfil de venturi.

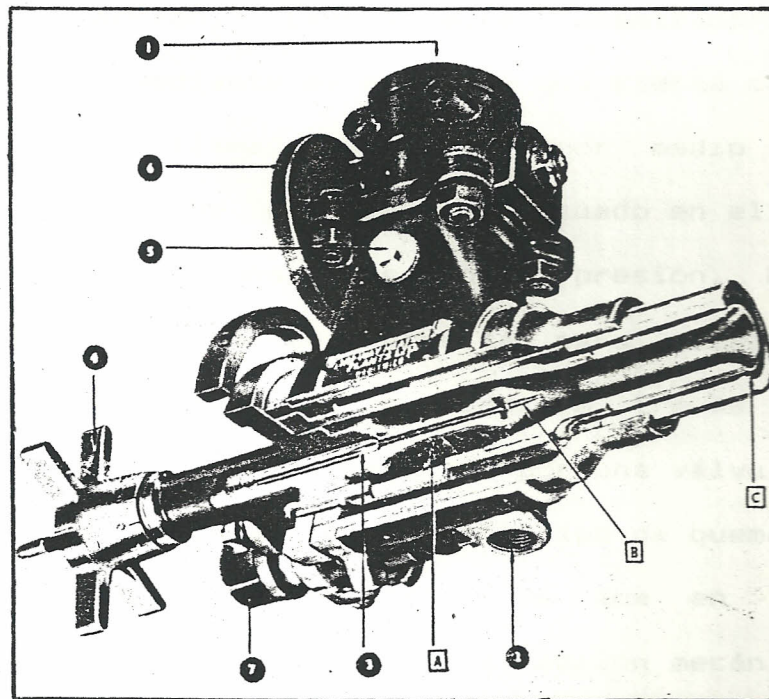


FIG. 2.17.- Quemador a baja presión de aire (Nu-Way Rotavac). (16).

### C. QUEMADORES DE COPA ROTATIVA

Se suele hablar de quemadores de copa rotativa en lugar de atomizadores, ya que en estos dispositivos el sistema de atomización y el conjunto de los órganos necesarios para la mezcla y regulación del combustible se encuentran agrupados en un conjunto compacto y normalizado.

En el quemador de la figura 2.18, la atomización se efectúa haciendo afluir el aceite hasta el interior de una copa cónica o cilíndrica que gira a gran velocidad (3000 RPM). En el interior de la copa, el aceite se distribuye formando un ligero velo líquido que, al alcanzar el extremo aquélla, tiende a disgregarse en diminutas partículas. Esta acción, parcialmente atomizadora, se refuerza mediante el envío de una cierta cantidad de aire (llamado primario) por medio de un ventilador que se encuentra situado en el eje de la copa, a una determinada presión. El aire secundario que se necesita para completar la combustión llega al quemador a través de una entrada secundaria, regulada por una válvula.

Como se puede apreciar, este tipo de quemador es fundamentalmente de aire, ya que en él la atomización comienza con la acción mecánica. De hecho la copa rotativa actúa como un instrumento óptimo de distribución del aceite a lo largo de

la corriente de fluido formada por el aire primario. La bomba de aceite se mueve mediante el árbol giratorio que a su vez es controlado por el motor eléctrico del quemador. Un método interesante para regular la cantidad de aceite admitida en la copa consiste en acoplar después de la bomba de arranque, de tipo volumétrico, una segunda bomba, llamada dosificadora, acoplada mecánicamente.

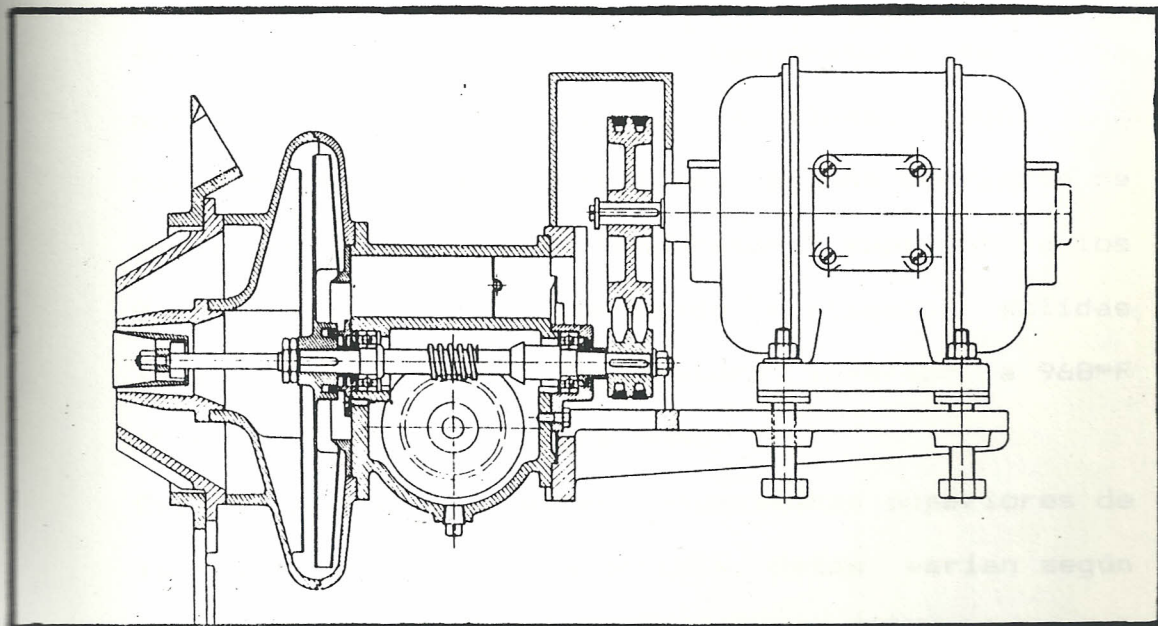


FIG. 2.18.- Quemador de copa rotativa (Vampa Combustión) (16).

En el apéndice A encontramos la descripción del quemador utilizado en este trabajo.

### 2.3. TEMPERATURA DE LLAMA

En la combustión de un determinado material pueden conseguirse llamas de temperaturas diversas, según las condiciones experimentales utilizadas; ejercen una influencia determinante en ello el poder calorífico del combustible y su composición, el tipo de comburente (aire, oxígeno o mezcla de ambos) y la velocidad global de combustión. Este último dato depende a su vez de la reactividad del combustible, de la forma y eficacia del sistema de combustión y de la temperatura inicial de los reactivos.

Los productos calientes de la combustión se llaman frecuentemente llama. Su temperatura se llama normalmente temperatura de la llama. Según una correcta definición, una llama es una corriente de gases que tienen una temperatura superior a los  $968^{\circ}\text{F}$  ( $538^{\circ}\text{C}$ ) y acarreado partículas sólidas incandescentes a una temperatura inferior a  $968^{\circ}\text{F}$  ( $538^{\circ}\text{C}$ ), la llama se hace humo.

Existen muchas diferentes temperaturas superiores de la llama para cada combustible. Estas varían según la relación combustible-aire, la temperatura del combustible y del aire, y del oxígeno contenido en este. Es casi imposible medir la temperatura de llama con corrección, ya que se pierde algo de calor durante la combustión (el recipiente no está térmicamente aislado). La temperatura adiabática de

la llama para aceite combustible número 2 (diesel) con aire precalentado a diversas temperaturas se encuentra en la figura 2.19 (19). Ver tabla 4 (19).

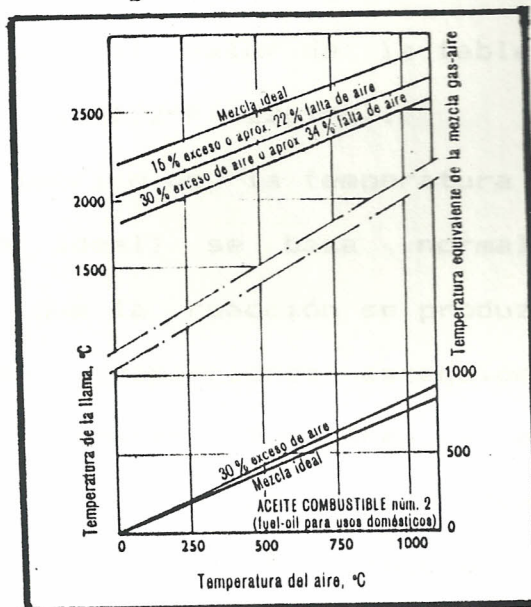


FIG. 2.19.- Temperaturas adiabáticas de la llama del aceite combustible número 2 (fuel-oil 2) (Diesel) con aire precalentado a diversas temperaturas. (19).

COMBUSTIBLE	TEMP. ADIABATICA DE LLAMA	
	°C	°F
Gas natural	2095	3803
Gas de agua	2261	4102
Gas pobre limpio	1622	2952
Gas pobre en bruto	1761	3202
Gas de horno alto	1455	2651
Gas de hornos de cok	2040	3704
Fuel-oil 6	2123	3821
Fuel-oil 2	2151	3904
Alquitrán de hulla	2261	4102
Carbón	2261	4102

Tabla 4.- Temperaturas adiabáticas de llama para diferentes combustibles. (19).

En la figura 2.19 podemos leer para una temperatura de 846°F (452°C) de precalentamiento del aire una temperatura adiabática de llama de 4172°F (2300°C) que está cercana al valor de la tabla 4 para fuel oil 2 que es de 4102°F (2261°C).

El cálculo teórico de la temperatura de una llama (temperatura ideal) se basa normalmente en el supuesto de que la reacción se produzca de un modo completo, en proporciones estequiométricas, con mezcla perfectamente homogénea y en un tiempo brevísimo (de modo que no se produzcan pérdidas de calor con el ambiente). En consecuencia, se calcula la temperatura de la llama (temperatura adiabática ideal) multiplicando el calor específico medio de los gases quemados por su cantidad y dividiendo el contenido térmico global por este valor.

Las temperaturas que se obtienen mediante este cálculo son siempre más altas que las reales, por cuanto muchas de las hipótesis formuladas son prácticamente irrealizables. Hasta temperaturas de llama de 3972°F (1800°C) puede hacerse caso omiso del fenómeno de disociación de los gases quemados; a partir de 3632°F (2000°C) este fenómeno cobra mucha importancia condicionando los resultados de la combustión.

Por consiguiente, las combustiones perfectamente estequiométricas son de difícil realización en la

práctica; generalmente se necesitan grandes excesos de aire, que contribuyen a la vez a una mezcla deficiente de los reactivos, y a una reducción posterior de la temperatura de llama.

Los valores de la tabla 4 deben rebajarse por disociación (del  $\text{CO}_2$  y  $\text{H}_2\text{O}$ ) que, aunque sea transitoria (seguida de la reasociación) en todas las temperaturas, se hace cada vez más permanente a elevadas temperaturas.

La tabla 5 indica la cantidad de disociación de  $\text{CO}_2$  a varias temperaturas y a la presión atmosférica. La fracción disociada de  $\text{CO}_2$  consta de CO y O. Bajo condiciones idénticas la disociación de  $\text{H}_2\text{O}$  es menor que la del  $\text{CO}_2$ .

---

TEMPERATURA

$^{\circ}\text{C}$	$^{\circ}\text{F}$	DISOCIACION EN %
1233	2251.4	0.07
1372	2469.6	0.24
1511	2719.8	0.70
1650	2970.0	1.65

---

Tabla 5.- Disociación y temperatura de la llama (19).

El resultado final de estos análisis es que el

incremento de la temperatura del horno, mediante una mayor cantidad de combustible y de aire en el horno, está limitado en algunos casos por la más elevada temperatura adiabática de la llama, a menos que se haya precalentado el aire de combustión.

El cálculo de la temperatura según el método antes reseñado debe tener en cuenta por lo menos dos factores limitadores: la disociación de los productos de la combustión y los excesos de aire necesarios para completar la reacción.

Dicho cálculo se obtiene mediante el sistema de aproximaciones sucesivas, o más comodamente utilizando gráficos especialmente preparados. El valor que se alcanza, aún siendo más exacto que el anterior, solo tiene todavía un significado teórico, por cuanto no considera las pérdidas de calor por irradiación, cuya influencia solo puede determinarse cuando se conocen las condiciones reales del ambiente.

Es interesante observar que las llamas más calientes no son aquellas a las que corresponde en teoría la máxima liberación de energía sino aquellas cuyos productos finales son estables (y, por lo tanto, poco disociados).

## CAPITULO III

### ASPECTOS FLUIDOS DINAMICOS EN EL HOGAR

#### 3.1. MOVIMIENTOS DE LOS GASES EN LOS HORNOS

La dinámica de la combustión debe considerar los siguientes aspectos:

- Teoría sobre las llamas
- Criterio de Bragg para cámaras de combustión
- Tiempo de residencia y de combustión
- Teoría de la explosión térmica Semenov
- Tiro en la cámara de combustión

##### 3.1.1. TEORIA DE LAS LLAMAS

La llama puede ser definida como una zona de reacción en la que ocurre la oxidación con emisión de calor y generación de luz.

Los tipos de llama se clasifican de acuerdo a:

- Estado físico de la mezcla
- Condiciones fluido dinámicas de la corriente
- Posición relativa a un marco de referencia
- Tipo de combustible

##### 1. Estado físico de la mezcla

- a. Llamas de difusión: Cuando la mezcla del combustible con el comburente se realiza en el instante de la

combustión; los dos elementos se aproximan a la zona de reacción por corrientes separadas.

b. Llamas de pre-mezcla: Cuando la mezcla de los dos fluidos se realiza previamente y la combustión tiene lugar en un medio constituido por una mezcla de combustible y comburente en contacto íntimo.

2. Las condiciones fluido dinámicas de la corriente.

a. Llamas laminares, lo son cuando los fenómenos de mezcla y transporte de los fluidos se realizan en movimiento paralelo y distribución parabólica de velocidad.

b. Llamas turbulentas, cuando en el fluido aparecen vórtices macroscópicos ( $Re > 2500$ ). Una llama turbulenta mejora la estabilidad de la combustión.

3. Su posición relativa a un marco de referencia

a. Llamas estacionarias, se llaman así porque el combustible se quema poco a poco a medida que pasa por determinada zona del sistema, dando lugar a una llama aparentemente fija.

b. Llamas móviles, cuando la llama avanza a medida que va encontrando combustible a su paso.

4. El tipo de combustible

- a. Llama de combustible gaseoso
- b. Llama de combustible líquido
- c. Llama de combustible sólido

El tipo de llama con el que se trabajó en este proyecto es del tipo de difusión, turbulenta y de combustible líquido.

La llama tiende a desplazarse espontáneamente hacia la mezcla fresca. El desplazamiento de este frente de reacción (frente de llama) hacia la mezcla fresca por unidad de tiempo se denomina "velocidad de llama" ( $V_f$ ) o velocidad de combustión.

La  $V_f$  depende de los siguientes parámetros:

- Presión y temperatura de la mezcla de aire
- Concentración y dilución del combustible en el aire.
- Tipo de combustible
- Grado de pulverización del combustible sólido o grado de atomización para un combustible líquido.

La forma característica de las curvas de velocidad de combustión  $V_f$  vs el porcentaje en volumen de la concentración del combustible

en la mezcla está dada en la siguiente figura 3.1.:

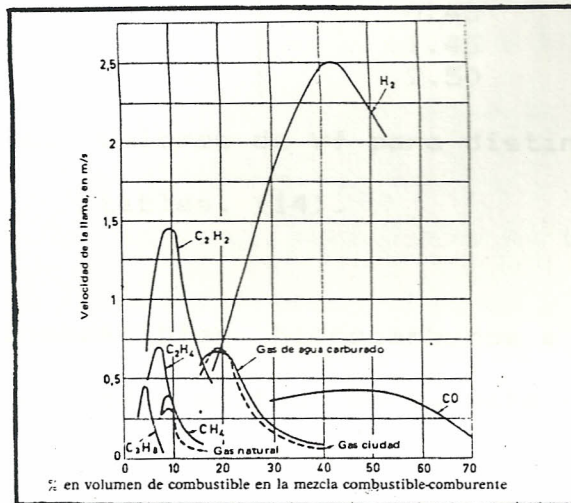


Fig. 3.1.- Velocidad de llama de gases individuales y de mezclas de gases combustibles (14).

Los límites mínimo y máximo indican los puntos encima y debajo de los cuales ya no se propaga la combustión sea por exceso de aire o por exceso de combustible. Estos límites se denominan "límites superior e inferior de inflamabilidad".

Desde el punto de vista fluido dinámico, la llama se estabiliza en un punto en el cual la velocidad de la mezcla gaseosa ( $V_0$ ) iguala a la velocidad de combustión ( $V_f$ ).

A continuación se tabula  $V_f$  para distintos combustibles:

Combustible	$V_f$ (m/s)
$C_3H_8$	0.50
$C_2H_4$	0.70
$CH_4$	0.40
CO	0.45
$C_2H_2$	1.45
$H_2$	2.50

Tabla 6.- Valores de  $V_f$  para distintos combustibles. (14).

Para combustibles hidrocarburos e hidrógeno, el orden de magnitud de  $V_f$  está entre 0.5 y 2.5 m/s.

### 3.1.2. CRITERIO DE BRAGG PARA DISEÑO DE CAMARAS DE COMBUSTION

El criterio de Bragg para el diseño de cámaras de combustión, expresa que para que se produzca una buena combustión la cámara deberá contar con dos secciones (espacios): la primera de "flujo perfectamente mezclado" (PSR) o algo que se le aproxime y el segundo una sección de "flujo paralelo".

En la primera sección se produce del 60 al 70% de la combustión y sirve para producir la ignición y la estabilización de la llama y permite la mezcla de los reactantes cuando éstos vienen en corrientes separadas.

No es aconsejable que esta primera zona se extienda a toda la cámara por varias razones:

- Mezclaría los productos de la combustión con la mezcla fresca,
- Se genera más reacciones secundarias y las principales son la producción de  $\text{NO}_x$  y  $\text{SO}_x$ .
- La gran turbulencia de ésta zona causaría erosión en la cámara.

La sección de flujo turbulento se caracteriza por una combustión menos intensa y se obtiene un flujo uniforme.

Típicamente la zona de flujo perfectamente mezclado ocupa el  $1/3$  de la cámara mientras que la sección de flujo paralelo los otros  $2/3$ . Un esquema se muestra en la figura 3.2. En la práctica estas proporciones pueden variar.

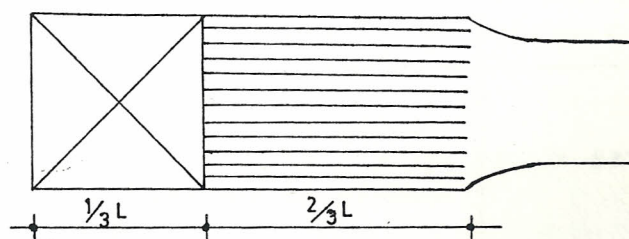


Fig. 3.2.- Secciones en la cámara de combustión (14).

### 3.1.3. TIEMPO DE RESIDENCIA Y TIEMPO DE COMBUSTION

El tiempo de residencia de los reactantes dentro de la cámara deberá ser apropiado, es

decir lo suficientemente largo, para que los combustibles se quemem completamente. El tiempo de residencia total en la cámara deberá ser mayor que el tiempo requerido para la combustión. El tiempo de combustión depende del modo de combustión y del combustible que se utiliza.

Los tipos de combustibles más usados son:

- Sólidos: carbón, madera, celulosicos.
- Líquidos: Petroléo, diesel, kerex, gasolina
- Gaseoso: Gas natural, LPG.

A continuación se presenta la tabla 7, en la misma se presenta la definición y las formas de calcular el tiempo de residencia y el tiempo que toma a los gases combustionarse completamente.

Parámetros	Definición	Fórm. cálculo
$t_r$	Tiempo de permanencia de los gases en la cámara	$t_r = \delta * V_c / G$
$t_c$	Tiempo que toma a los gases combustionarse completamente	$t_c = f(T, \text{tipo de combustible, concentración})$

Tabla 7.- Cuadro del tiempo de residencia,  $t_r$  y de combustión,  $t_c$ . (14).  
 $\delta$  = Densidad promedio de los gases

$V_c$  = Volumen de la cámara

$G$  = Flujo másico de los gases

$T$  = temperatura promedio de los gases

El  $t_r$  debe ser igual o mayor que el  $t_c$  ya que de ser menor el combustible saldrá parcialmente sin quemar (combustión incompleta)

$$t_r \geq t_c$$

A continuación se presenta la tabla 8, donde se muestra el orden de magnitud del  $t_c$  de combustibles fósiles:

<u>Combustible</u>	<u>Condición</u>	<u><math>t_c</math></u>
Carbón mineral	Pulverizado	1 seg
Aceite combust.	Pesado (bunker)	0.1 seg
	Liviano:	
	gota grande	0.01 seg
	gota pequeña	0.001 seg
Gas	Llama de premezcla	0.001 seg

Tabla 8.- Valores de  $t_c$  bajo ciertas condiciones industriales. (14).

### 3.1.4. TEORIA DE LA EXPLOSION TERMICA DE SEMEMOV

La condición para que la combustión se establezca desde el punto de vista térmico, es aquella en la cual el calor generado por la reacción ( $Q_o$ ) es igual o mayor al calor

perdido en la cámara ( $Q_p$ ).

$Q_o$ , en un proceso de combustión es directamente proporcional al producto de la entalpía de combustión ( $h_{rp}$ ) y la rapidez de reacción ( $R_r$ ).

$R_r$ , significa físicamente la velocidad de desaparición de un combustible:  $R_r = dm/dt$ .

Matemáticamente  $Q_o = h_{rp} * R_r$ , y se puede demostrar que para reacciones simples,  $Q_o$  por unidad de masa es igual a:

$$Q_o / \delta * V_c = A * e^{(-E/RT)}$$

donde A es una constante global que incluye a  $h_{rp}$ .

E = Energía de activación

R = Constante universal de los gases

T = Temperatura absoluta

Por otro lado,  $Q_p$  por unidad de masa está dado por:

$$Q_p / \delta * V_c = c_p * (T_o - T_w) / t_r$$

donde:

$T_o$  = Temperatura de los gases a la salida

$T_w$  = Temperatura de la pared de la cámara

$c_p$  = Calor específico promedio de los gases a presión constante.

Si graficamos  $Q_o$  y  $Q_p$  por unidad de masa Vs T se obtiene la curva mostrada en la figura 3.3:

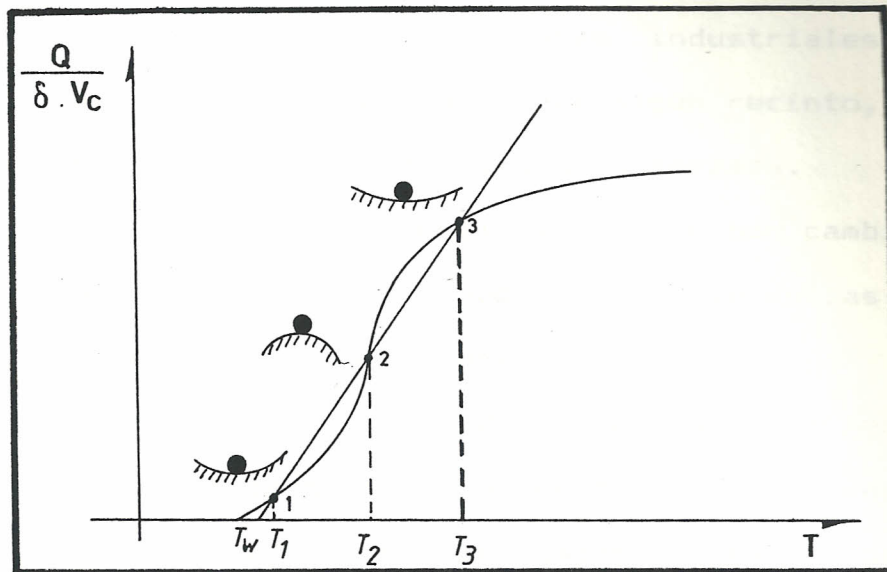


Fig. 3.3.- Puntos de equilibrio e inestabilidad acorde con la teoría de explosión térmica de Semenov.(14).

3.2.

Al analizar los puntos 1, 2 y 3 de la gráfica podemos concluir que en 1 y 3 una perturbación causa un efecto que tiende a neutralizar dicha perturbación (puntos de operación estable), mientras que en el punto 2 sucede lo contrario (punto de operación inestable, llamado también punto de ignición-extinción).

En conclusión el sistema se estabilizará térmicamente cuando se cumpla la siguiente condición:

$$Q_0 \geq Q_p$$

### 3.1.5. TIRO EN LA CAMARA DE COMBUSTION

En casi todas las plantas industriales es necesario extraer gases de algún recinto, ya sea por circulación natural o forzada.

La circulación natural se produce por cambios de densidad, originados por diferencias de presiones y temperaturas.

La circulación forzada se produce por medio de ventiladores o compresores. Los primeros se usan para presiones bajas (hasta 10 psig aproximadamente), y los segundos para presiones mayores.

## 3.2. TIRO NATURAL Y TIRO FORZADO

### 3.2.1. TIRO NATURAL

La diferencia de presión denominada tiro natural se produce por el efecto creado por una chimenea. Su valor depende de la altura de la boca de la chimenea sobre el nivel del hogar, y de la diferencia media de temperatura entre la de los gases quemados contenidos en la chimenea, y la del aire del exterior. Las variaciones metereológicas, las condiciones de funcionamiento de la cámara de combustión y la altura de la chimenea tienen una marcada influencia sobre el valor del tiro creado por una chimenea determinada. El

tiro natural no consume energía mecánica. Para lograr un mayor tiro que es la diferencia de presiones entre la entrada de aire y la salida de los gases, se usan chimeneas a la descarga. Con referencia a la figura 3.4, y recordando las leyes de la estática de fluidos, analicemos como se origina el tiro natural.

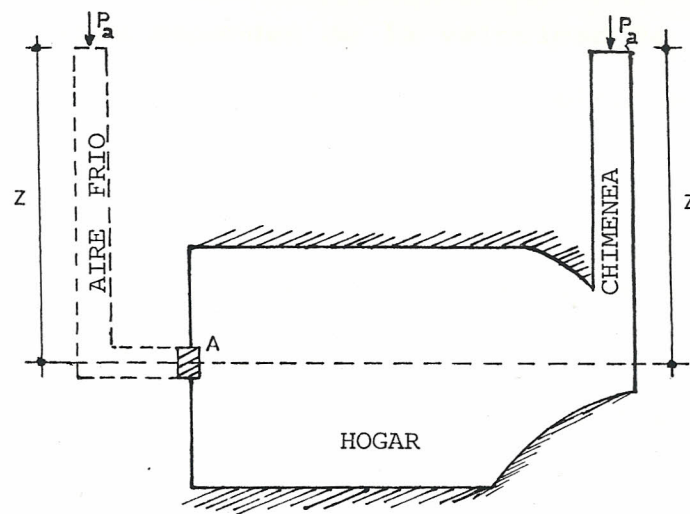


Fig. 3.4.- Aumento del tiro natural (14).

Si en A colocamos un diafragma imaginario y llamando  $p_a$  = presión atmosférica;  $\sigma_a$  = peso específico de los gases, y aplicando la ecuación de Bernoulli:

$$\text{tiro} = (P_a + \sigma_a z) - (P_a + \sigma_o z) = z(\sigma_a - \sigma_o)$$

Como  $\sigma_a > \sigma_o$  se obtiene un tiro positivo que hace suministrar aire y expulsar los gases calientes del hogar.

A este tiro se lo llama "tiro natural"

teórico" (estático) que en la práctica no se llega a alcanzar debido a dos factores principalmente:

a. Pérdidas por fricción por contacto de los gases con las paredes de la chimenea

b. Pérdidas térmicas a través de las paredes del ducto.

Considerando aquí las pérdidas por fricción, éstas dependen de la velocidad de los gases. A menor diámetro, mayor velocidad y mayores pérdidas. Por ésta razón el diámetro de la chimenea debe ser tal que no represente un gasto económico muy fuerte y por otro lado no genere muchas pérdidas. Las velocidades de gases recomendadas están entre 7.5 m/s y 9 m/s. (14).

Los tiros naturales obtenidos en la práctica son de orden de magnitud pequeño por lo que suele expresárselos en pulg. de agua:

$$\text{Tiro} = d_{est.} = z(\sigma_a - \sigma_o) / 5.2 \text{ [pulg. de agua]}$$

$$z = \text{[pie]}$$

$$\sigma_{a,o} = \text{[lb}_f\text{/pie}^3\text{]}$$

El tiro efectivo viene dado por:

$$d_{ef.} = d_{est.} - h_f \quad (3.2.1)$$

donde  $h_f$  = pérdidas fluidicas (fricción)

$$\text{[lb}_f\text{-pie/lb}_m\text{]}$$

$$h_f = \sum k * v^2 / 2g_c \quad (3.2.2)$$

$k$  = factor que depende del elemento a considerar (ver tabla 9)

$v$  = velocidad del fluido [pie/s]

$g_c$  = factor conversión [32.2  $lb_m$ -pie/ $lb_f$ -s<sup>2</sup>]

Elemento	Valor de $k$
Valvula	constante
Unión	0.5 a 1.0
Codo	0.5 a 2.0
Ducto	$fL/D$

Tabla 9.- Tabla de referencia para  $k$  (14).

$f$  es el factor de fricción que puede ser encontrado a través del diagrama de Moody,  $L$  es la longitud del tubo y  $D$  representa el diámetro hidráulico de la tubería.

NOTA: Para usar la ecuación de  $d_{e+}$ , debe observarse la compatibilidad en las unidades.

### 3.2.2. TIRO FORZADO

El tiro creado por la acción de eyectores de aire o vapor, o mediante ventiladores, se conoce como tiro forzado, el cual se requiere cuando deba mantenerse un determinado tiro con independencia de las condiciones atmosféricas y del régimen de funcionamiento del horno. Asimismo es necesario cuando resulta insuficiente el tiro natural proporcionado por la chimenea. Los equipos auxiliares de los hornos, tales como

recuperadores y precalentadores de aire, reducen la temperatura de los gases. En dichos casos la chimenea necesaria para crear el tiro requerido puede resultar de altura y costo excesivos y, como consecuencia tener que recurrir al tiro forzado. En términos generales, el tiro mecánico está indicado cuando los hornos tengan que trabajar a un régimen más grande del normal, o cuando tienen que abastecer rápidamente demandas de vapor repentinas.

Los hornos equipados con tiro forzado no necesitan chimeneas tan altas y costosas como las exigidas con tiro natural. Sin embargo, algunas veces se instalan con altas chimeneas por cuestiones reglamentarias, o para que los humos, gases y cenizas que salen por ellas no puedan molestar a los propietarios próximos a las mismas. El costo inicial, conservación, depreciación y costos de funcionamiento del equipo del tiro forzado deben compararse con los correspondientes a una chimenea que por tiro natural cree el mismo efecto, antes de decidirse por uno u otro sistema.

Los sistemas más corrientes de tiro forzado son dos: el forzado mecánico y el inducido. Cada uno de ellos puede emplearse sólo o en

combinación.

El tiro forzado mecánico se obtiene "soplando" aire en el interior de los hogares herméticos debajo de las parrillas y hogares mecánicos, o a través de quemadores de carbón pulverizado. El aire es introducido a presión y atraviesa el lecho de combustible, o quemador, para llegar hasta la cámara de combustión del hogar. Tratándose de tiro forzado, la técnica seguida consiste en evacuar los productos de la combustión de el hogar propiamente dicho por tiro natural, o inducido, o combinación de los dos.

El tiro inducido se consigue con un ventilador de "chorro" o con un ventilador centrífugo colocado a la salida de los gases, entre el hogar y la chimenea, o en la base de ésta. En el caso de haber recuperador, el equipo de tiro inducido se instala entre la salida del recuperador y la chimenea. El efecto del tiro inducido consiste en reducir la presión de los gases en la cámara del hogar por debajo de la presión atmosférica y descargar los gases a la chimenea con una presión positiva.

El tiro inducido puede crear una depresión en el hogar de valor apropiado para que el aire

del exterior atraviase en suficiente cantidad el lecho de combustible. Los hogares mecánicos con alimentación por la parte inferior requieren tiro forzado. Cuando se emplea una combinación de tiros inducido y forzado de manera que sobre el fuego del hogar la presión es prácticamente la atmosférica, se dice que el tiro es equilibrado.

### 3.3. DIMENSIONAMIENTO DEL DUCTO DE SALIDA

Los valores utilizados para el cálculo del ducto de salida son los ilustrados en el apéndice D, utilizando la ecuación (3.2.1) para encontrar la longitud del ducto de salida:

$$d_{ef.} = d_{est.} - h_f$$

Asumimos tiro equilibrado, esto es:

$$d_{est.} = h_f$$

Para encontrar la altura  $z$ , hallamos primero las pérdidas  $h_f$  de (3.2.2); como se encuentra en el apéndice D.

## CAPITULO IV

### RECUPERACION DE CALOR

En los hornos de combustión los productos del mismo salen a una temperatura elevada, llevando en si mismos una gran cantidad de energía, que no puede ser utilizada directamente en el horno. Se recupera parte de esta energía practicando el precalentamiento de las piezas frías o del aire de combustión. En la figura 4.1 aparece una aplicación sencilla para el precalentamiento de las piezas frías. Las herramientas que han de calentarse para su temple se colocan en las zonas superiores y se transmiten finalmente a la zona inferior o solera.

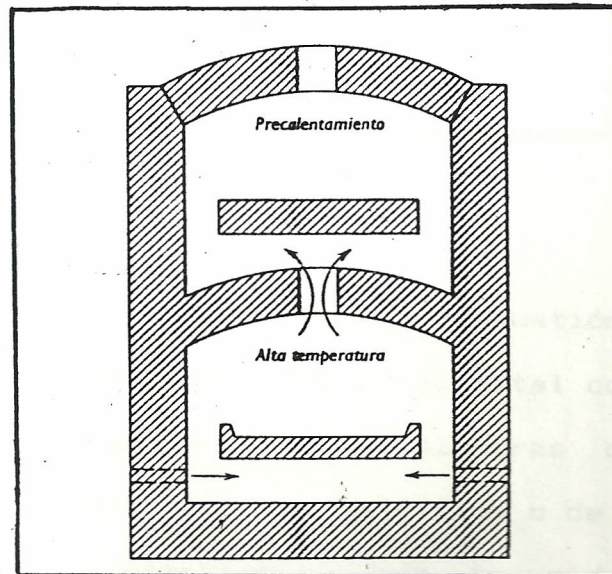


Fig. 4.1.- Horno de herramientas con cámara superior de precalentamiento. (19).

El precalentamiento del aire de combustión se alcanza por dos métodos claramente diferentes. En un método (figura 4.2), los gases de combustión salientes transmiten una parte de su calor al aire que entra en un flujo uniforme a través de una pared. Este intercambiador de calor es llamado recuperador y se dice con frecuencia que el horno es del tipo de recuperación.

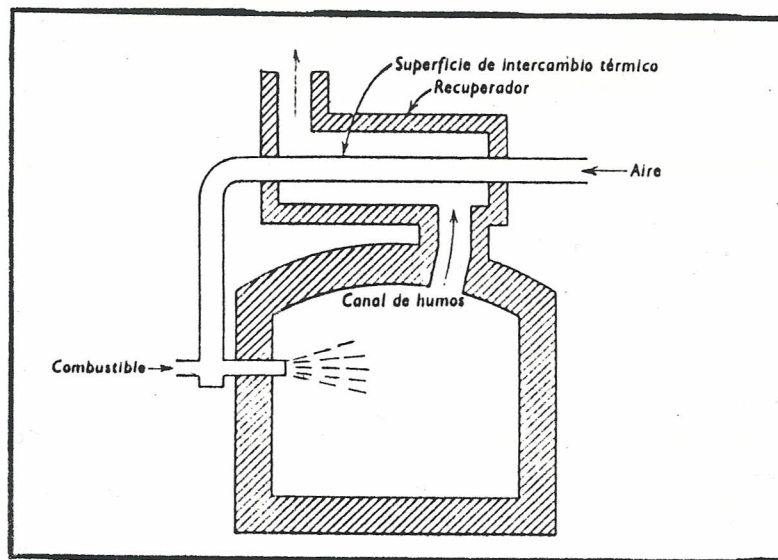


Fig. 4.2.- Horno de recuperación. (19).

En otro tipo, los productos de la combustión salientes imparten calor a los ladrillos o al metal colocados en una cámara de intercambio térmico, mientras que el aire entrante absorbe calor de los ladrillos o de las placas de otra cámara de intercambio, que ha sido calentada previamente por los gases de la combustión (figura 4.3). Se invierte la dirección de la llama a intervalos regulares. Se dice que este horno es del tipo

regenerador, también se le llama horno "Siemens", porque fue inventado por Sir William Siemens y Friedrich Siemens.

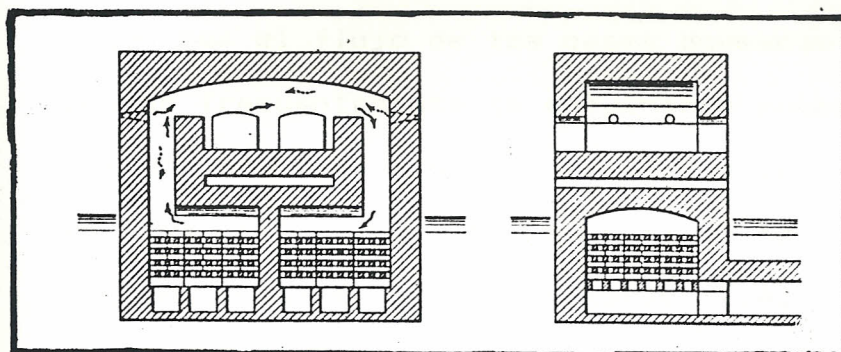


Figura 4.3.- Horno de regeneración. (19).

En un principio, los vocablos regenerador y recuperador se aplicaban indistintamente a ambos tipos de economizadores de calor (fig. 4.2 y 4.3). Gradualmente se generalizó la norma de clasificar como regenerador a aquel tipo de horno en que el calor fluía alternadamente dentro y fuera de una y la misma superficie de intercambio térmico, y en el que la dirección del aire y del flujo de gas se invertía de forma periódica. Se clasificaron como recuperadores aquellos hornos en los que el calor entraba constantemente a través de una superficie y salía a través de otra superficie de una pared que separaba el aire de los gases y en los que el flujo de aire de los gases era interrumpido, teniendo

siempre la misma dirección, tanto en el dispositivo economizador de calor y en el propio horno.

#### 4.1. TIPOS DE RECUPERADORES

Los recuperadores pueden dividirse en tres clases, según sea el flujo de los gases quemados y del aire, aunque frecuentemente se encuentran combinaciones de éstas. Los tres tipos con flujos a contracorriente, en paralelo y transversal se representan esquemáticamente en las figuras 4.4, 4.5 y 4.6. En los dos primeros tipos la distribución de temperaturas a lo largo del paso del gas y el flujo del aire pueden representarse gráficamente de una forma bastante simple (ver figura 4.7), pero para el flujo transversal el diagrama debe ser más complejo y se representa en cierta forma en la figura 4.8.

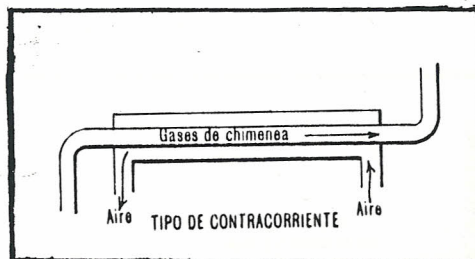


Fig. 4.4.- Recuperador de contracorriente. (19).

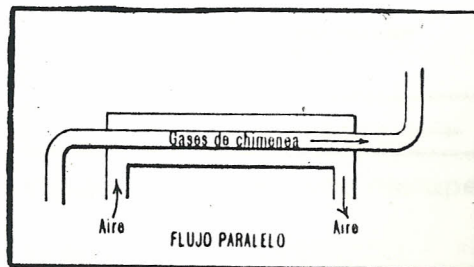


Fig. 4.5.- Recuperador con flujo paralelo. (19).

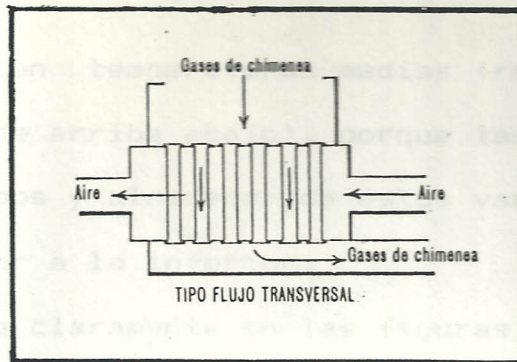


Fig. 4.6.- Recuperador con flujo transversal. (19).

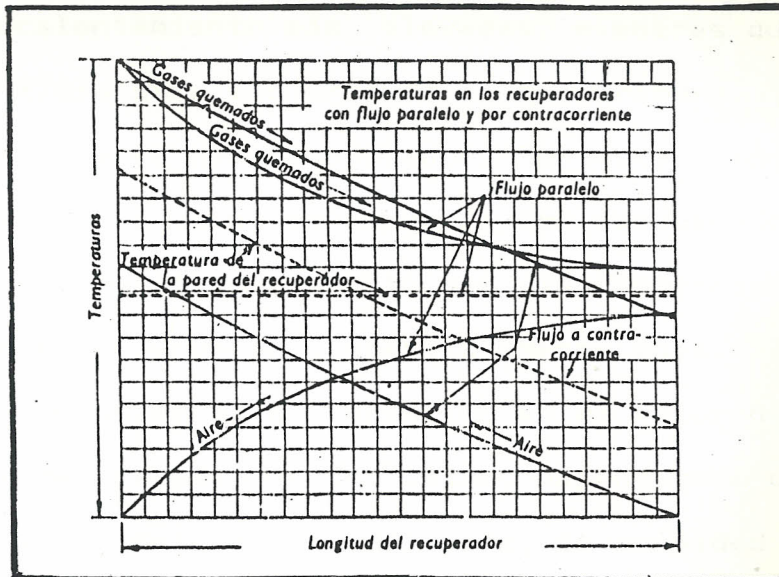


Fig. 4.7.- Distribución de temperaturas en los recuperadores. (19).

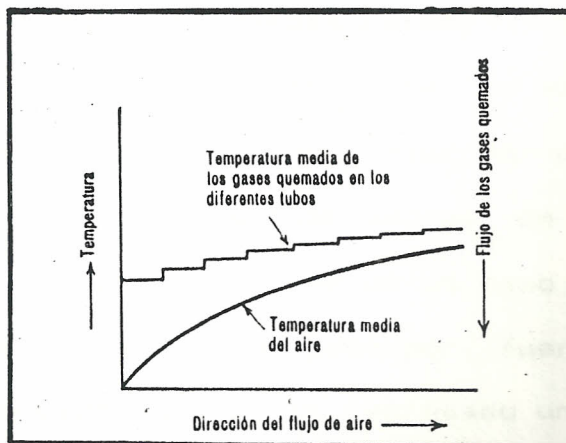


Fig. 4.8.- Dist. de temp. en un recuperador con flujo transversal. (19).

Solamente aparecen temperaturas medias (referidas a la disposición de arriba abajo), porque las temperaturas en los tubos y alrededor de éstos varían desde la parte superior a la inferior.

Puede observarse claramente en las figuras que el tipo de contracorriente permite alcanzar las temperaturas de precalentamiento más elevadas, mientras que el tipo de flujo paralelo produce la temperatura más baja de las paredes del recuperador. Por esta razón, aquél se emplea a veces en conexión con recuperadores de paredes metálicas, puesto que la temperatura de éstas debe conservarse comparativamente baja.

Existe una considerable variación en el valor del coeficiente de transmisión de calor, dependiendo de la temperatura del gas y del aire, la densidad y velocidad del gas y del aire, la combustión retardada, la radiación, las fugas y la naturaleza de la superficie que intercambia calor.

A fin de incrementar el área de la superficie efectiva de transferencia de calor por unidad de volumen, la mayoría de los cambiadores de calor de tipo comercial proporcionan más de un paso a través de los tubos; el fluido que pasa por fuera de los tubos de la sección anular es regresado una y otra vez por medio de desviadores o mamparas. La figura 4.9 representa la sección transversal de un cambiador de calor con tubos de dos pasos y región anular de

un paso, con desviadores transversales.

Un ejemplo del tipo de flujo cruzado aparece en la figura 4.10.

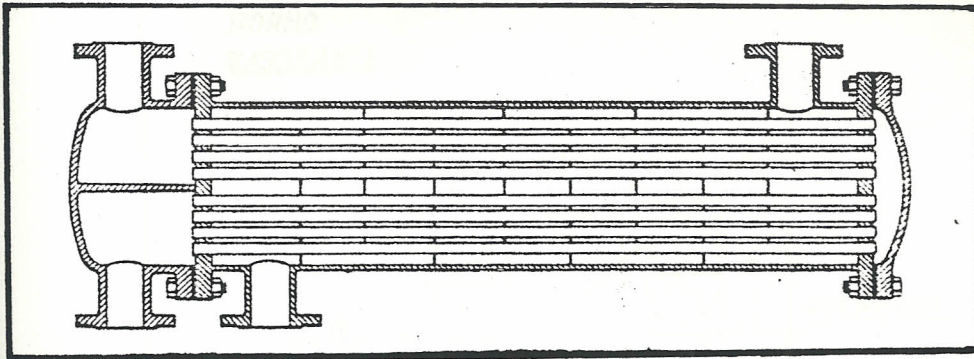


Fig. 4.9.- Cambiador de calor de coraza-tubo, con desviadores de segmentos; dos pasos de tubo y un paso en la región anular. (13).

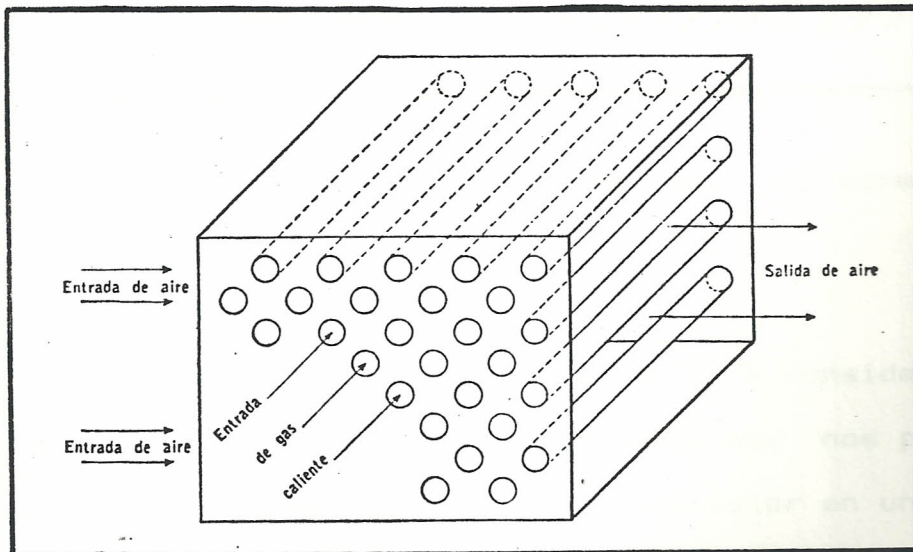


Fig. 4.10.- Calentador de aire de flujo transversal, que ilustra el flujo transversal. (13).

#### 4.2. CALCULO DEL RECUPERADOR

Se va a diseñar un recuperador para el horno basculante (figura 4.11), que tiene un quemador que consume 8.0 gal/hr y un crisol cuya capacidad es de 150 lb/hr (75 Kg/hr) para acero.

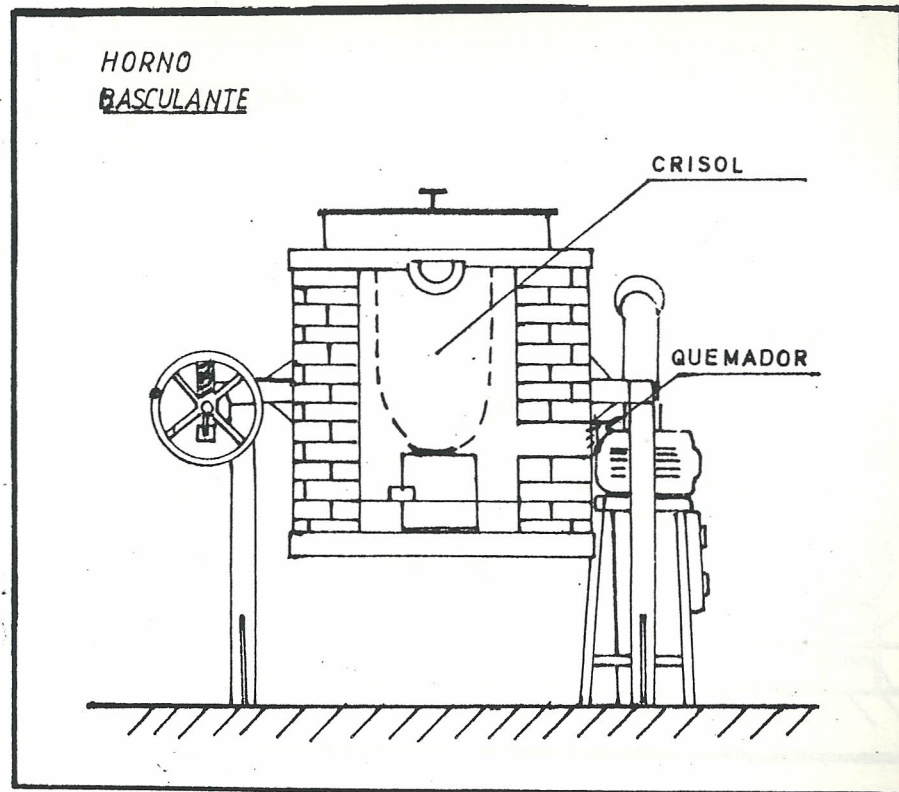


Fig. 4.11.- Horno basculante se indica el quemador y el crisol.

El tipo de recuperador que se va a considerar en este diseño es el de flujo cruzado, que nos permite mayor área de transferencia de calor en un menor espacio físico, colocado verticalmente, de tal manera que los gases de combustión pasen por la parte interior de los tubos y el aire por la parte

exterior, como se observa en el apéndice B y en la figura 4.12.

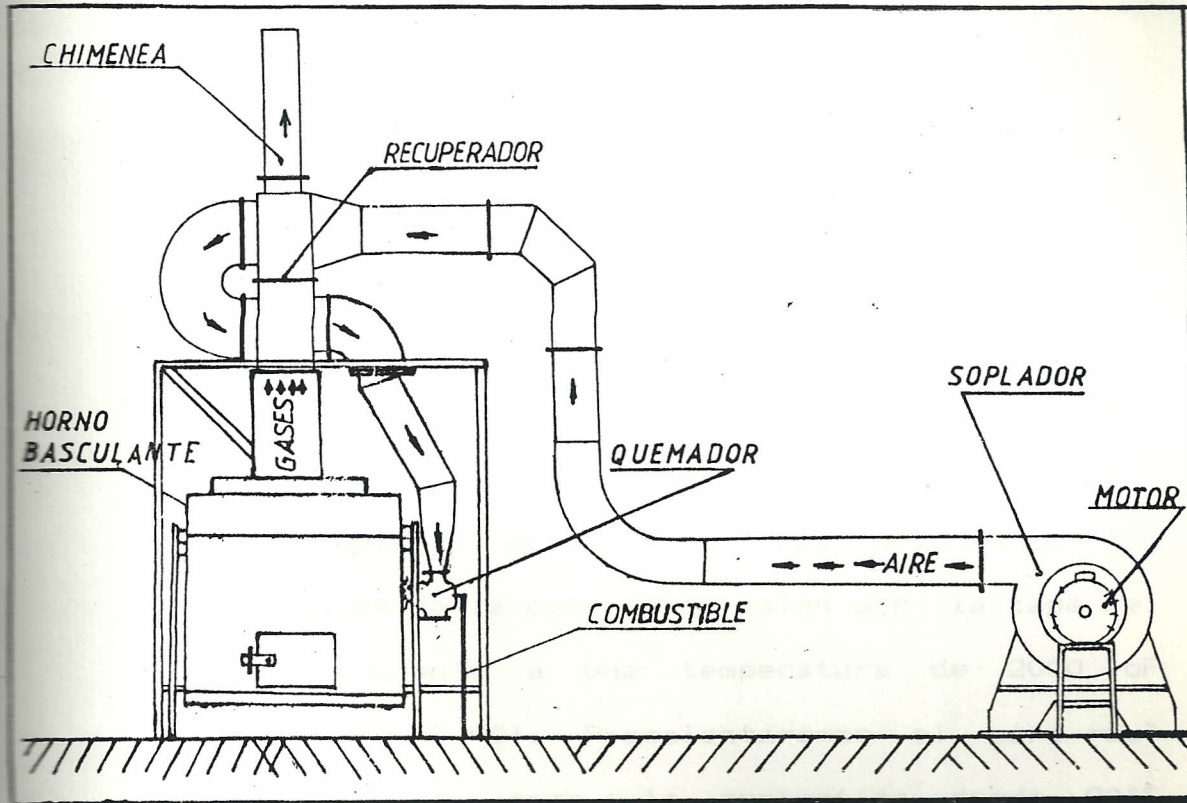


Fig. 4.12.- Esquema del recuperador y el basculante

#### 4.2.1. CALCULO DEL AREA DE TRANSFERENCIA DE CALOR

El área de transferencia de calor, la encontramos a partir de la ecuación:

$$q = U_r A \Delta T_{\text{media efectiva}}$$

Pero:

$$\Delta T_{\text{media efectiva}} = (\Delta T) F$$

Siendo:

$q$  = Rapidez de calor transferido BTU/hr

$U_T$  = Coeficiente total de transferencia de calor BTU/hr-ft<sup>2</sup>-°F

A = Area de transferencia de calor ft<sup>2</sup>

$\Delta T_{media}$  efectiva = Diferencia de temperatura media efectiva, °F.

$\Delta T$  = Diferencia de temperatura logaritmica media °F.

F = factor de corrección

Entonces:

$$q = U_T A (\Delta T) F \quad (4.1)$$

El valor  $\Delta T$  lo encontramos del análisis del funcionamiento del horno basculante, asumiendo en base a observaciones que los gases de la combustión salen por la tapa del basculante a una temperatura de 2000 °F (1093.33 °C). Precaentaremos el aire real necesario para la combustión desde 80°F (27°C) hasta 1070 °F (577 °C) aprovechando los gases de escape del horno.

El calor transferido en 4.1, es igual al calor ganado por el aire  $q_a$ , esto es:

$$q_a = m_a C_{p_a} \Delta T_a \quad (4.2)$$

$q_a$  = Calor transmitido al aire a precaentar, BTU/hr

$m_a$  = masa del aire a precaentar

$C_{p_a}$  = Calor específico medio del aire

$\Delta T_a$  = Diferencia de temperatura de la masa de

aire a precalentar, °F.

La masa de aire es 15 veces la masa de combustible ( $m_c$ ), multiplicada por el factor de estequiometría  $\phi$ . Es decir:

$$m_a = 15 (m_c) \phi$$

La masa de combustible es:

$$m_c = 8.0 \text{ Gal/hr} = 60 \text{ lb/hr, entonces:}$$

$$m_a = 990 \text{ lb/hr}$$

La masa de los gases ( $m_g$ ) será:

$$m_g = m_a + m_c$$

$$m_g = 1050 \text{ lb/hr}$$

El valor  $\Delta T_a$  es  $\Delta T_a = 1070^\circ\text{F} - 80^\circ\text{F} = 990^\circ\text{F}$

Un balance de energía, asumiendo perdidas despreciables y con calores específicos de 0.25 BTU/lb<sub>m</sub>-°F para el gas y de 0.24 BTU/lb<sub>m</sub>-°F para el aire nos da:

$$q = 1050 \text{ lb}_m/\text{hr} (0.25 \text{ BTU/lb}_m\text{-}^\circ\text{F}) (2000^\circ\text{F} - T_{h2}) = 990 \text{ lb}_m/\text{hr} (0.24 \text{ BTU/lb}_m\text{-}^\circ\text{F}) (1070^\circ\text{F} - 80^\circ\text{F})$$

(4.3)

Obtenemos:

$$T_{h2} = 1103.91 \text{ }^\circ\text{F}$$

$T_{h2}$  corresponde a la temperatura de salida de los gases.

Con los valores de temperatura para el aire y los gases de la combustión construimos la figura 4.13.

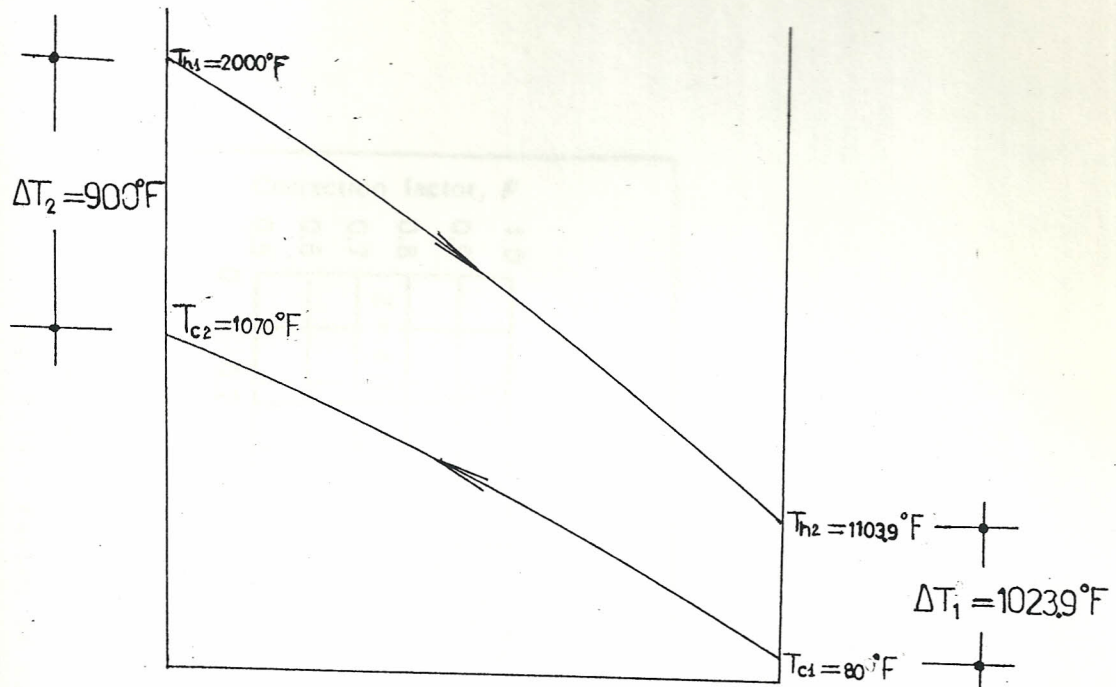


Fig. 4.13.- Diagrama Temperatura Vs. Area para el cálculo del recuperador.

Sabemos que de (21):

$$\Delta T = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln \frac{\Delta T_2}{\Delta T_1}} \quad (4.4)$$

Con los valores de la figura 4.13 en 4.4, tenemos:

$$\Delta T = 975.76 \text{ } ^\circ\text{F}$$

Y de la figura 4.14, el factor de corrección  $F$  con  $Y = 0.51$  y  $Z = 0.47$  es  $F = 1$ .

$$\text{Entonces } \Delta T_{\text{media efectiva}} = (975.76^\circ\text{F})(1)$$

$$\Delta T_{\text{media efectiva}} = 975.76 \text{ } ^\circ\text{F}$$

Sabemos que la ecuación 4.1, es igual a la

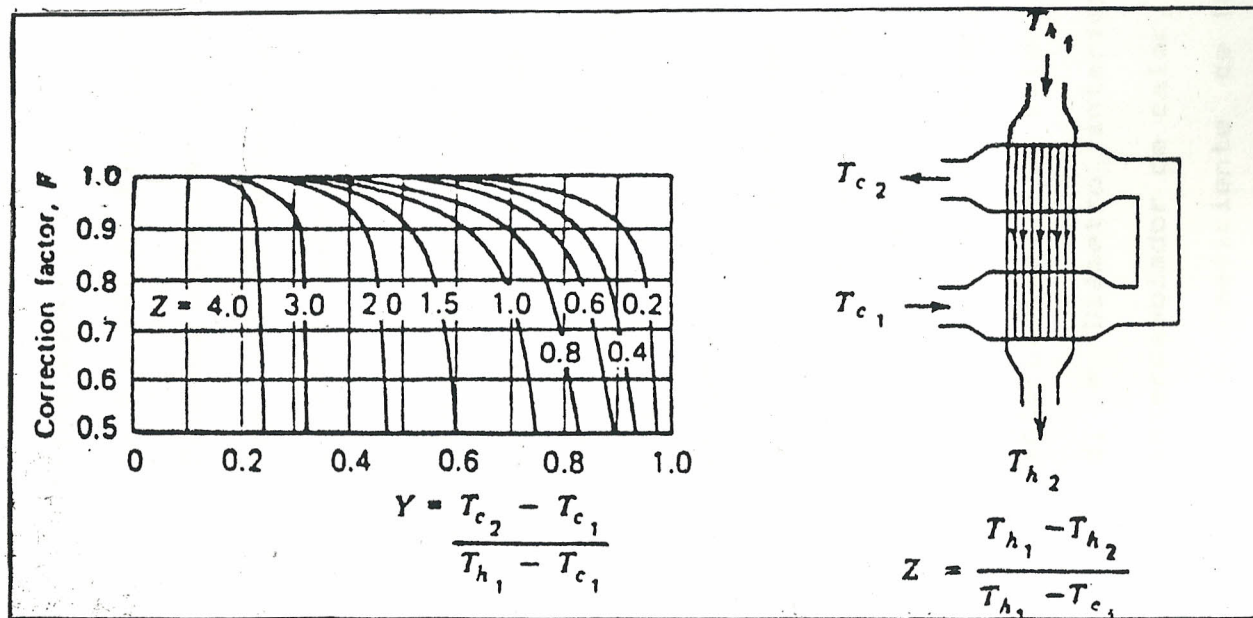


Fig. 4.14.- Factor de corrección para flujo cruzado. (21).

4.2, esto es:

$$U_T A (\Delta T) = m_a C_{pa} \Delta T_a$$

Con  $\Delta T = 975.76^\circ\text{F}$ ;  $F = 1$ ;  $m_a = 990 \text{ lb}_m/\text{hr}$ ;

$C_{pa} = 0.24 \text{ BTU}/\text{lb}_m\text{-}^\circ\text{F}$  y  $\Delta T_a = 990^\circ\text{F}$ ,

obtenemos: *coeficiente de transferencia de calor*

$$U_T A = 241.07 \text{ BTU}/\text{lb}_m\text{-}^\circ\text{F} \quad (4.5)$$

Debemos encontrar  $U_T$  para luego determinar el área  $A$  de transferencia de calor necesaria en el recuperador.

#### 4.2.2. DETERMINACION DE $U_T$

Lo hacemos a partir de la ecuación:

$$\frac{1}{U_T} = \frac{1}{h_i} + \frac{d}{d_i} + \frac{1}{h_o} + R_k \quad (4.6)$$

En que:

$h_i$  = Coeficiente de transferencia de calor interior debido a los gases de la combustión,  $\text{BTU}/\text{hr}\text{-ft}^2\text{-}^\circ\text{F}$ .

$d$  = Diámetro exterior de los tubos del intercambiador de calor, ft.

$d_i$  = Diámetro interior de los tubos del intercambiador de calor, ft.

$h_o$  = Coeficiente de transferencia de calor exterior, entre el aire precalentado y los tubos,  $\text{BTU}/\text{hr}\text{-ft}^2\text{-}^\circ\text{F}$ .

$R_k$  = Unidad de resistencia de incrustaciones en el lado interior de la tubería,  $\text{hr}\text{-ft}^2\text{-}$

°F/BTU.

Pero:

$$h_i = h_r + h_c$$

Siendo:

$h_r$  = Coeficiente de transferencia de calor radiativo BTU/hr-ft<sup>2</sup>-°F

$h_c$  = Coeficiente de transferencia de calor convectivo interior debido a los gases, BTU/hr-ft<sup>2</sup>-°F

Se determinó  $U_r$  para tres tipos de diámetros, los valores encontrados se hallan en la tabla 10. El procedimiento se ilustra para el tubo de  $d = 0.827$  pulg., siendo para los otros similar.

#### DETERMINACION DE $h_r$

Lo encontramos de (7):

$$h_r = \sigma \epsilon_g \frac{T_g^4 - T_s^4}{T_g - T_s} \quad (4.7)$$

Donde:

$\sigma$  = Const. de Steffan Boltzman =  $0.1714 \times 10^{-8}$  BTU/hr-ft<sup>2</sup>-°R<sup>4</sup>

$\epsilon_g$  = Emisividad del gas

$T_g, T_s$  = Temperaturas absolutas del gas y la superficie, °R.

Pero:

$$\epsilon_g = \epsilon_c + n \epsilon_w - \frac{\Delta \epsilon}{\epsilon} \quad (4.8)$$

	hr	V	Re	hc	I	Vmax	Rmax	hc	Rk	U <sub>r</sub>	A <sub>r</sub>	N <sub>r</sub>	N <sub>re</sub>
d = 0.827" IS1 = 1.75	1.300	70.395	2616.36	8.379	5	3.111	11270.141	5.851	0.01	3.326	74	69	65
di = 0.669" ISL = 0.87													
d = 1.000" IS1 = 1.6	1.347	64.750	3129.58	7.436	5	5.327	12929.840	7.096	0.01	3.549	68	52	55
di = 0.870" ISL = 1													
d = 1.500" IS1 = 2.4	1.710	35.610	2659.38	3.909	5	4.200	13176.850	5.310	0.01	2.545	95	48	45
di = 1.370" ISL = 1.5													

TABLA 10.- VALORES DE U<sub>r</sub> PARA TRES TIPOS DE DIÁMETROS

Siendo: las obtenidas de las relaciones:

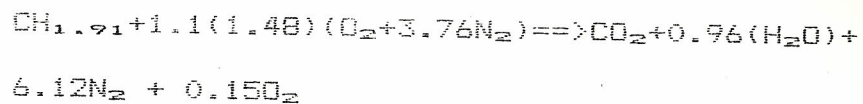
$\epsilon_c$  = Emisividad del dióxido de carbono. (4.9)

$\epsilon_w$  = Emisividad de vapor de agua

$n$  = Factor de corrección para la presión de vapor de agua

$\Delta\epsilon$  = Factor de corrección para las bandas de longitud de onda que se traslapan.

Los valores de  $\epsilon_c$ ,  $\epsilon_w$ ,  $n$  y  $\Delta\epsilon$  se extraen de la figura 4.15 (7), para eso de la ecuación de combustión del combustible diesel tomada de (5), tenemos:



La composición de  $\text{CO}_2$  [C] y del vapor de agua [W] son:

$$[\text{C}] = M_{\text{CO}_2} / M_T$$

$$[\text{W}] = M_{\text{H}_2\text{O}} / M_T$$

Donde:

$M_{\text{CO}_2}$ ,  $M_{\text{H}_2\text{O}}$  = Moles de  $\text{CO}_2$  y de vapor de agua

$M_T$  = Moles totales

Entonces:

$$[\text{C}] = \frac{1}{1 + 0.96 + 0.15 + 6.12} = 0.122$$

$$[\text{W}] = \frac{0.96}{1 + 0.96 + 0.15 + 6.12} = 0.117$$

Asumiendo que el horno está a presión atmosférica  $P_t = 1$  atm. Las presiones

parciales las obtenemos de las relaciones:

$$P_c = [c] P_t; P_w = [w] P_t \quad (4.9)$$

Entonces:

$$P_c = 0.122 \text{ atm}$$

$$P_w = 0.117 \text{ atm}$$

Para determinar  $\epsilon_c$ ,  $\epsilon_w$ ,  $n$  y  $\Delta \epsilon$  necesitamos el producto  $P_c L$  y  $P_w L$ , siendo:

$P_c, P_w$  = Presión parcial en atmósferas

$L$  = Longitud media del haz

$L$  puede aproximarse de la relación:

$$L = 3.6 (V/A) \quad (4.10)$$

Donde:

$V$  = Volumen de la longitud media del haz

$A$  = Area de la longitud media del haz

Asumo  $d_1 = 0.669" = 0.054\text{ft}$ ;

Luego:

$$L = 0.583" = 0.049\text{ft.}$$

Entonces:

$$P_c L = 0.122\text{atm} (0.049\text{ft}) = 0.0060 \text{ atm-ft}$$

$$P_w L = 0.117\text{atm} (0.049\text{ft}) = 0.0057 \text{ atm-ft}$$

Con los valores  $P_c L$ ,  $P_w L$ ,  $P_t = P = 1 \text{ atm}$  y a  $T = 2460^\circ\text{R}$ , leemos en la figura 4.15 con:

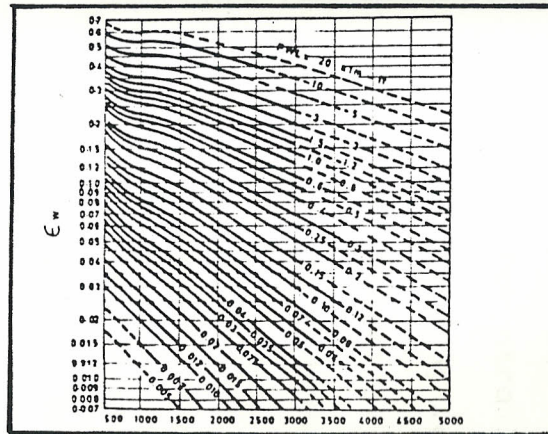
$$1/2(P + P_w) = 0.56$$

$$P_w / (P_c + P_w) = 0.5 \text{ y } P_c L + P_w L = 0.012$$

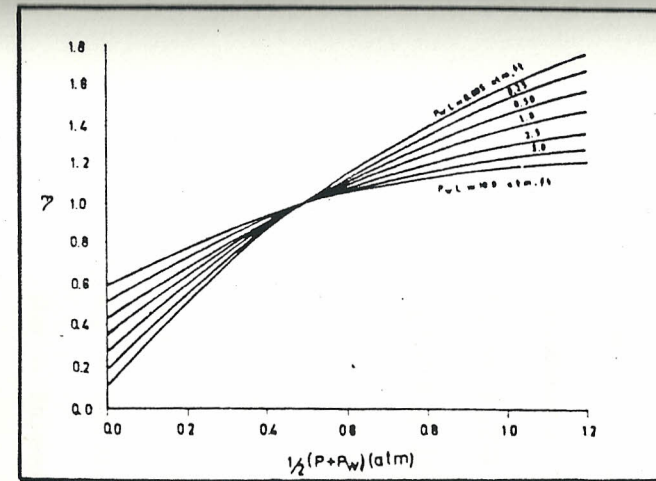
Obteniendo los siguientes valores:

$$\epsilon_c = 0.016$$

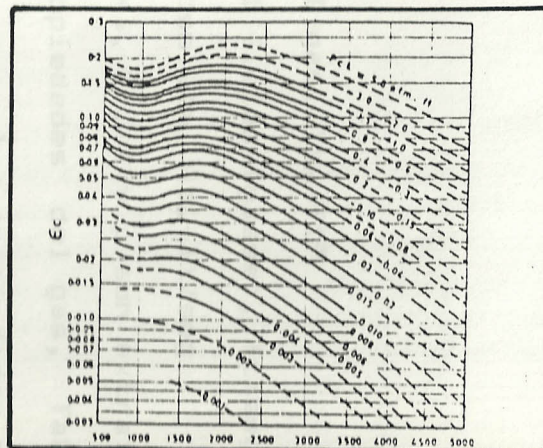
$$\epsilon_w = 0.007$$



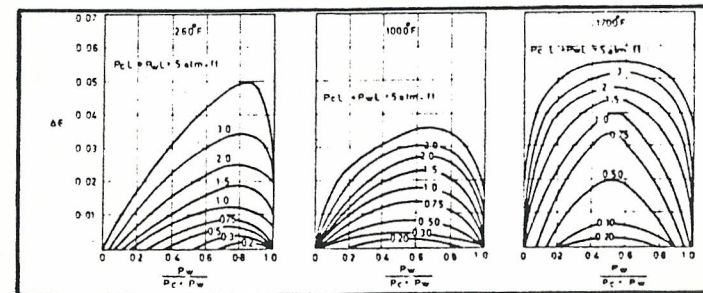
TEMPERATURA ABSOLUTA ( R ).  
EMISIVIDAD DEL VAPOR DE AGUA.



FACTOR DE CORRECCION PARA LA EMISIVIDAD  
DEL VAPOR DE AGUA.



TEMPERATURA ABSOLUTA ( R ).  
EMISIVIDAD DEL DIOXIDO DE CARBONO



CORRECCION DEBIDA A LA PRESENCIA DE VAPOR DE  
AGUA Y DIOXIDO DE CARBONO.

Fig. 4.15.- Valores de emisividad para el vapor de agua y dióxido de carbono  $\epsilon_w$  y  $\epsilon_c$ ; factores de corrección  $\gamma$  y  $\Delta\epsilon$ . (7)

$$n = 1.05$$

$$\Delta \epsilon = 0.001$$

Ahora en la ecuación 4.8, obtenemos  $\epsilon_g = 0.023$ .

Luego en la ecuación 4.7 con  $T_s = 1000^\circ\text{F}$ , tenemos:

$$h_r = 1.30 \text{ BTU/hr-ft}^2\text{-}^\circ\text{F}$$

#### CALCULO DE $h_c$

Lo hacemos de la ecuación:

$$h_c = 0.023 \frac{K_f}{d_i} (Re^{0.8})(Pr^{0.33}) \quad (4.11)$$

Siendo:

$K_f$  = Conductividad térmica BTU/hr-ft- $^\circ\text{F}$

$Re$  = Número de Reynolds

$Pr$  = Número de Prandtl

$d_i$  = Diámetro interior

Por otro lado

$$Re = \delta g V_g d_i / \mu$$

Donde:

$\delta g$  = Densidad del gas,  $\text{lb}_m/\text{ft}^3$

$V_g$  = Velocidad del fluido (gases), ft/seg

$\mu$  = Viscosidad absoluta,  $\text{lb}_m\text{-ft/seg}$

Los valores de  $K_f$ ,  $Pr$ ,  $\delta$  y  $\mu$  son extraídos a partir de las propiedades del gas, Tabla A3 (13), asumiendo que las propiedades de los gases son similares a las del aire y a la temperatura promedio del fluido. Esto es:

$$T_h = \frac{2000^\circ\text{F} + 1103.91^\circ\text{F}}{2} = 1552^\circ\text{F}$$

Sabemos que:

$$m_g = 1050 \text{ lb}_m/\text{hr} = 0.292 \text{ lb}_m/\text{seg}$$

Siendo:

$$m_g = \delta_g V_g A_T N_T$$

donde:

$A_T$  = Area de la sección transversal de cada tubo

$N_T$  = Número total de tubos

Una primera aproximación al número de tubos nos da (7), con una velocidad de gas tentativa  $V_g = 70 \text{ ft/seg}$ .

$$\delta_{g1552} = 0.0200 \text{ lb}_m/\text{ft}^3, m_g = 1050 \text{ lb}_m/\text{hr}$$

$$N_T = (0.05 m_g) / (d_i^2 \delta_g V_g)$$

$$N_T = 83.7 \text{ tubos}$$

$$N_T \approx 84 \text{ tubos}$$

Con esta primera aproximación asumimos ahora un  $N_T = 85$  tubos, de acuerdo al arreglo de la figura 4.16 con  $S_T = 1.75"$  y  $S_L = 0.875"$  para  $d_i = 0.669 \text{ pulg}$ ,  $d_{ext} = 0.827 \text{ pulg}$  (que corresponden a las medidas del hierro galvanizado de  $1/2 \text{ pulg}$ ).

Entonces:

$$V_g = m_g / (\delta_g A_T N_T)$$

$$V_g = 70.395 \text{ ft/seg}$$

Luego:

$$Re = 2616.36$$

Entonces:

$$h_c = 8.379 \text{ BTU/hr-ft}^2\text{-}^\circ\text{F}$$

#### CALCULO DE $h_o$

Lo hacemos de la ecuación:

$$h_o = Nu_D \frac{K}{d} \quad (4.12)$$

Siendo:

$Nu_D$  = Número de Nusselt

$K$  = Cond. térmica del fluido, BTU/hr-ft- $^\circ\text{F}$

$d$  = Diámetro exterior de los tubos del intercambiador de calor, ft

Pero:

$$Nu_D = C (Re_{Dmax})^m (Pr)^{0.36} (Pr_w/Pr_s)^{0.25} \quad (9) \quad (4.13)$$

Además:

$C, m$  = constantes que dependen de la disposición de los tubos y del tipo de flujo.

La tabla 7.6 (9) nos da estos valores.

$Pr_w, Pr_s$  = Número de Prandtl a la temperatura libre y de la pared respectivamente.

$Re_{Dmax}$  = Número de Reynolds a la velocidad máxima,  $V_{max}$ .

Pero:

$$Re_{D_{max}} = V_{max} \cdot d / \nu$$

Con:

$\nu$  = Viscosidad cinemática,  $ft^2/seg$

$$V_{max} = S_T / [2(S_D - d)] V_1$$

$S_T$  y  $S_L$  son estimados (asumidos) y están representados en la figura 4.16.

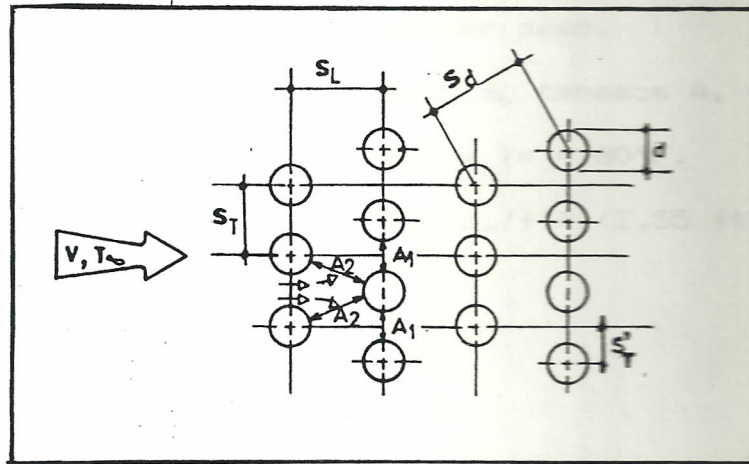


Fig. 4.16.- Esquema de los tubos en forma escalonada.

$$S_T = 1.75" \text{ y } S_L = 0.875"$$

Además si:

$$S_D = \sqrt{S_L^2 + \left[ \frac{S_T}{2} \right]^2} < \frac{S_T + d}{2} \quad (4.14)$$

Con  $S_D = 1.24$ , y:

$$(S_T + D)/2 = 1.29$$

Observamos si se cumple la relación (4.14), esto es  $1.24 < 1.29$ , entonces:

$$V_{max} = S_T / [2(S_D - d)] V_1$$

Donde  $V_1$  es la velocidad a la entrada al recuperador, y para encontrar  $V_1$  tenemos que asumir una longitud de tubos  $l$ , probamos con  $l = 5$  ft en el arreglo escalonado de la figura 4.16 y con  $m_a = 990$  lb<sub>m</sub>/hr = 0.275 lb<sub>m</sub>/seg y de  $m_a = \delta_a V_1 A_{1/2}$ , siendo  $A_{1/2}$  el área transversal del primer paso.

Con los valores de  $S_T$  y  $S_L$  tenemos  $A_1 = 5.1$  ft<sup>2</sup>,  $\delta_a = 0.0735$  lb<sub>m</sub>/ft<sup>3</sup> a  $T_w = 80^\circ\text{F}$ .

$$V_1 = 0.275 \text{ lb}_m / [(0.0735 \text{ lb}_m/\text{ft}^3)(2.55 \text{ ft}^2)] \\ = 1.467 \text{ ft/seg}$$

Entonces:

$$V_{max} = 3.111 \text{ ft/seg}$$

Luego:

$$Re = 1270.141$$

Ahora en 4.13 y de la tabla 11 (10) tenemos:

$$T_f = \frac{\frac{1070+80}{2} + 1000}{2} = 800^\circ\text{F}$$

Luego:

$$Nu_D = 0.35 (S_T/S_L)^{1/5} (Re_{Dmax})^m (Pr)^{0.33} \\ (Pr_w/Pr_s)^{0.25}$$

$$Nu = 26.600$$

CONFIG.	ReDmax	C	m
Alineado	$10^3 - 2 \times 10^5$	0.27	0.63
Escalonad	$10^3 - 2 \times 10^5$	$0.35(S_T/S_L)^{1/5}$	0.63
	$(S_T/S_L < 2)$		
Escalonad	$10^3 - 2 \times 10^5$	0.40	0.60
	$(S_T/S_L < 2)$		
Alineado	$2 \times 10^5 - 2 \times 10^6$	0.021	0.84
Escalonad	$2 \times 10^5 - 2 \times 10^6$	0.022	0.84

Tabla 11.- Constantes de la ecuación 4.13 para el banco de tubos en flujo cruzado. (10).

Entonces:

$$h_o = 5.851 \text{ BTU/hr-ft}^2\text{-}^\circ\text{F}$$

Asumimos  $Rk = 0.01 \text{ hr-ft}^2\text{-}^\circ\text{F/BTU}$  y con  $h_i =$

$$h_r + h_c; h_i = 9.679 \text{ BTU/hr-ft}^2\text{-}^\circ\text{F}.$$

Ahora en 4.6:

$$1/U_T = 0.309 \text{ hr-ft}^2\text{-}^\circ\text{F/BTU}$$

$$U_T = 3.236 \text{ BTU/hr-ft}^2\text{-}^\circ\text{F}$$

Luego en 4.5, obtenemos:

$$A = 74 \text{ ft}^2$$

Siendo el área total igual a:

$$A = (\pi d)l N_T$$

Despejando y reemplazando  $N_T$ :

$$N_T = 68.35 \text{ tubos}$$

Aproximamos:

$$N_T = 68 \text{ tubos}$$

El sistema construido tiene 65 tubos que es cercano al número calculado de 68 tubos.

Una vez encontrados los valores del coeficiente de transferencia de calor interior  $h_i = 9.679 \text{ BTU/hr-ft}^2\text{-}^\circ\text{F}$  y del coeficiente de transferencia de calor exterior  $h_o = 5.851 \text{ BTU/hr-ft}^2\text{-}^\circ\text{F}$ , podemos comprobar el valor de la temperatura de la pared antes asumido, en base a la fórmula (2):

$$T_w = (h_1 T_1 + h_2 T_2) / (h_1 + h_2)$$

Con  $T_1 = 575 \text{ }^\circ\text{F}$  y  $T_2 = 1551.96 \text{ }^\circ\text{F}$ , haciendo  $h_1 = h_i$  y  $h_2 = h_o$ , tenemos:

$T_w = 948 \text{ }^\circ\text{F}$  que es aproximado con el valor de  $T_s = 1000 \text{ }^\circ\text{F}$  asumido para la pared, sustituimos ahora el valor de  $U$  encontrado en la ecuación 4.4, y tenemos:

$$A = 74 \text{ ft}^2 \quad D = 0.99 \text{ pulgadas}$$

$$\text{Pero: } A = n[(\pi d_1)L]$$

Donde:  $\rho = 0.0373 \text{ Lbs/ft}^3$  y

$n = \text{número de tubos}$

$L = \text{longitud de los tubos} = 5 \text{ ft}$

Entonces:

$$n = 69 \text{ tubos}$$

Nuestro recuperador tiene 65 tubos

escalonados que es aproximado con el valor de  $n$  teórico.

#### PERDIDAS HIDRAULICAS EN EL SISTEMA DEBIDAS AL AIRE A PRECALENTAR

Sabemos que la masa de aire ( $m_a$ ) necesaria para la combustión de los 8 gal/hr de diesel es:

$$m_a = 990 \text{ lbm/hr} = 0.275 \text{ lbm/seg}$$

Con  $m_a = \delta V A$ , tenemos:

$$0.275 \text{ lbm/seg} = \delta V A \quad (4.15)$$

Siendo el valor de la densidad ( $\delta$ ) función de la temperatura, y el área ( $A$ ) del punto del sistema.

a. Perdidas en el ducto 5, plano N° 004 del apéndice B, para salida de aire caliente.

Encontramos estas perdidas basados en:

$$h_{1m1} = (f/5.2)(L_e/D)(V^2/2g)\delta$$

De (6) con  $r/D = 0.99$ , obtenemos:

$$L_e/D = 17$$

Ahora en 4.2.4, con  $\delta_{6000F} = 0.0373 \text{ Lbm/ft}^3$  y

$A = 2.55 \text{ ft}^2$ , tenemos:

$$V = 2.89 \text{ ft/seg}$$

Con  $f = 0.04$  (14) calculamos  $h_{1m1}$ .

$$h_{1m1} = 0.017" \text{ H}_2\text{O}$$

b. Pérdidas en la parte inferior del recuperador plano N° 005 apéndice B.

Con:

$$V_{max} = 3.111 \text{ ft/seg de } 4.12$$

$$G_{max} = \delta V_{max}$$

$$\text{Con } \delta_{620} = 0.0367 \text{ lb}_m/\text{ft}$$

$$G_{max} = 411.03 \text{ lb}_m/\text{hr-ft}^2$$

De (13)

$$f' = \left[ 0.25 + \frac{0.118}{\left[ \frac{S_r + D_o}{D_o} \right]^{1.08}} \right] \left[ \frac{G_{max} D_o}{\mu_b} \right]^{-0.16}$$

$$f' = 0.0213$$

Ahora de (12):

$$\Delta P = \frac{f' (G_{max})^2 N}{\delta_{620} (2.09 \times 10^8) L} \left[ \frac{\mu_s}{\mu_b} \right]^{0.14}$$

Para  $N=10$ ,  $\mu_s = 247 \times 10^{-8} \text{ lb}_m/\text{ft-sec}$ ,  $\mu_b = 2.028 \times 10^{-8} \text{ lb}_m/\text{ft-sec}$

obtenemos:

$$\Delta P_1 = 0.0050 \text{ lbf/ft}^2 = 0.0010'' \text{ agua. plano}$$

c. Pérdidas en el codo 180° plano N° 0002 apéndice B.

De:

$$h_{lm2} = (f/5.2)(L_e/D)(V^2/2gc)\delta$$

Con  $V = 2.89 \text{ ft/seg}$ ,  $f = 0.04$ ,  $L_e/D = 50$  y  $\delta = 0.0551 \text{ lb}_m/\text{ft}^3$ ;

$$h_{lm2} = 0.0027'' \text{ agua.}$$

d. Perdidas en la parte superior del recuperador

$$G_{\max} = \delta V_{\max} \quad (13)$$

$$\delta_{200^{\circ}\text{F}} = 0.060 \text{ lbm/ft}^3$$

$$G_{\max} = 671.98 \text{ lbm/hr-ft}^2$$

$$f' = \left[ 0.25 + \frac{0.118}{\left[ \frac{S_T' + D}{D} \right]^{1.08}} \right] \left[ \frac{G_{\max} D}{\mu_b} \right]^{-0.16}$$

$$\text{con } \mu_b = 1.44 \times 10^{-5} \text{ lbm/ft-seg}$$

Sustituyendo valores:

$$f' = 0.0186$$

Ahora de (12):

$$\frac{\Delta P}{N} = \frac{f' (G_{\max})^2}{\delta (2.09 \times 10^8)} \left[ \frac{\mu_b}{\mu_b} \right]^{0.14}$$

$$\text{Con } \mu_b = 1.89 \times 10^{-5}$$

$$\delta = \delta_{200^{\circ}\text{F}} = 0.060 \text{ lbm/seg}$$

$$\text{Entonces } \Delta P_2 = 0.0065 \text{ lbf/ft}^2 = 0.0012'' \text{ agua.}$$

e. En el ducto del intercambiador 3, plano 003 del apéndice B.

Aproximamos las pérdidas:

$$h_c = (1/5.2)(k)(V^2/2gc)\delta$$

$$\text{Con } v = 2.89 \text{ ft/seg}$$

$$\delta_{80^{\circ}\text{F}} = 0.0735 \text{ lbm/ft}^3$$

$$k = 0.4 \text{ de (6)}$$

$$h_c = 0.0007'' \text{ agua}$$

f. En el codo de entrada al intercambiador plano 003.

Con un área A de la sección transversal  $A = 0.53 \text{ ft}^2$ ,  $D = 0.82 \text{ ft}$ ,  $V = 7.06 \text{ ft/seg}$ , la longitud equivalente  $L_e/D = 60$  y  $f = 0.04$  (6) sustituyendo en:

$$h_{fms} = (f/5.2)(L_e/D)(V^2/2gc)\delta$$

con  $\delta = 880^\circ\text{F} = 0.0735 \text{ lbm/ft}^3$ , tenemos:

$$h_{fms} = 0.0263" \text{ agua.}$$

g. En el codo de salida del soplador, plano 004.

$$L_e/D = 16, A = 0.22 \text{ ft}^2$$

En 4.15:

$$V = 17.01 \text{ ft/seg}$$

$$\delta_{880^\circ\text{F}} = 0.0735 \text{ lbm/ft}^3$$

$$h_{fms} = 0.0406" \text{ agua}$$

h. En el quemador.

De (6), las aproximamos a una válvula de compuerta abierta.

Con  $T = 890^\circ\text{F}$ ;  $\delta_{890^\circ\text{F}} = 0.0294 \text{ lb}_m/\text{ft}^3$  y de:

$$\delta_{890^\circ\text{F}} V_q A_q = 0.275 \text{ lbm/seg} = \delta_{890} V_q A_q$$

$$\text{Con } A_q = 0.0218 \text{ ft}^2$$

$$\text{Entonces } V_q = 429.07 \text{ ft/seg}$$

Luego de (6):

$$h_q = 6.303" \text{ de agua} = 0.52 \text{ ft agua}$$

Las pérdidas totales son:

$$h_T = h_{im1} + \Delta P_1 + h_{im2} + \Delta P_2 + h_{cz} + h_{im2} + h_{im3} + h_g = 0.017+0.001+0.0027+0.0012+0.0007 +0.0263+0.0406+6.303 = 6.3925 \text{ "agua.}$$

#### EFICIENCIA DEL RECUPERADOR

Para determinar el comportamiento del recuperador y poder predecir los valores que se obtendrán se utiliza en transferencia de calor la efectividad del intercambiador ( $\epsilon$ ), la que se define como la proporción racional entre la rapidez de transferencia de calor real en un cambiador de calor dado, y la máxima rapidez de transferencia de calor posible en el cambiador, esto es:

$$\epsilon = q_{real}/q_{max}$$

Para encontrar  $\epsilon$  estimamos un valor para la velocidad de los gases (7) de  $V_g = 65 \text{ ft/seg}$  y para una  $T = 1551.91^\circ\text{F}$

Entonces:

$$h_r = 1.3 \text{ BTU/hr-ft}^2\text{-}^\circ\text{F}$$

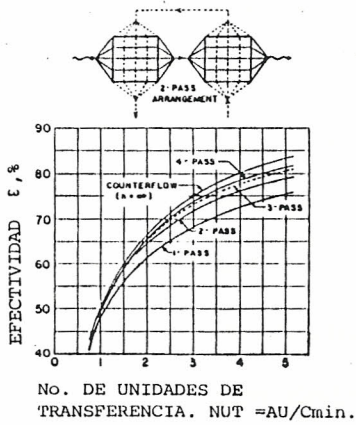
$$h_{c1} = 7.861 \text{ BTU/hr-ft}^2\text{-}^\circ\text{F}$$

$$h_o = 6.383 \text{ BTU/hr-ft}^2\text{-}^\circ\text{F}$$

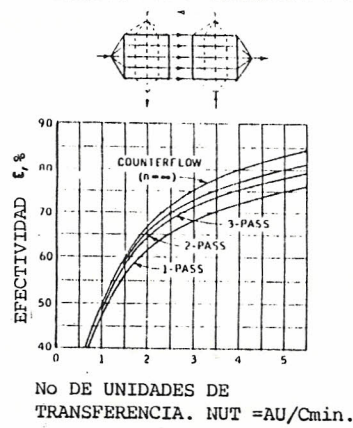
Obtenemos:

$$U_r = 3.30 \text{ BTU/hr-ft}^2\text{-}^\circ\text{F}$$

FLUJO SIN MEZCLAR DENTRO DE LOS PASOS, AMBOS FLUIDOS SE MEZCLAN ENTRE LOS PASOS.



FLUJO SIN MEZCLAR DENTRO DE LOS PASOS, UN FLUIDO SIN MEZCLAR ENTRE PASOS.



FLUJO SIN MEZCLAR DENTRO DE LOS PASOS, AMBOS FLUIDOS SIN MEZCLARSE DENTRO DE LOS PASOS.

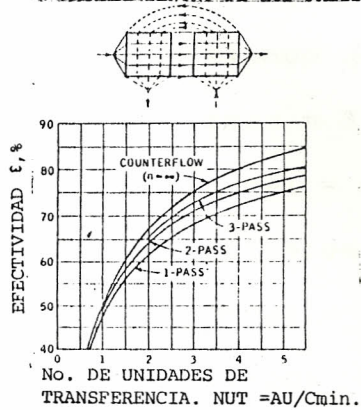


Fig. 4.17.- Efectividad de la transferencia de calor como una función del número de unidades de transferencia y número de pasos. Intercambiadores en contraflujo cruzado de múltiples pasos. (11).

con:

$$m_g = 742.57 \text{ lb}_m/\text{hr} = 0.206 \text{ lb}_m/\text{seg}$$

$$m_a = 700.14 \text{ lb}_m/\text{hr} = 0.194 \text{ lb}_m/\text{seg}$$

Ahora encontramos NTU:

$$\text{NTU} = A U_T / C_{\min}$$

Para una área de 65 tubos,  $A = 42.22 \text{ ft}^2$ , y

con  $C_{\min} = 168.034 \text{ BTU/hr-}^\circ\text{F}$  y  $C_{\max} = 185.643$

$\text{BTU/hr-}^\circ\text{F}$ , entonces:

$$\text{NTU} = 0.829$$

Además:

$$C_{\min}/C_{\max} = C; \text{ entonces } C = 0.905$$

Luego de (11) aproximando las gráficas de  $\epsilon$

Vs NTU al sistema construido en la figura

4.17, obtenemos  $\epsilon = 45\%$ , y de  $\epsilon = q_{\text{real}}/q_{\text{max}}$ ;

siendo  $q_{\text{max}} = C_{\min}(T_{h1} - T_{c1})$ :

$$q_{\text{max}} = 3.226 \times 10^6 \text{ BTU/hr}$$

$$q_{\text{real}} = m_a C_{pa} (\Delta T_a)$$

Entonces:

$$q_{\text{real}} = 168.034(T_{c2} - 80)$$

Luego:

$$T_{c2} = 943.93^\circ\text{F}$$

El valor pronosticado de  $943.93$  es cercano

con el valor obtenido de  $845.6^\circ\text{F}$  ( $452^\circ\text{C}$ ).

#### 4.3. SELECCION DEL MATERIAL

La selección del material se realizará, dependiendo de la ubicación y de la temperatura del gas; por lo

tanto, se han usado aceros al carbono e inoxidables. Los aceros al carbono son recomendables hasta la temperatura de 950°F, más allá de esta temperatura los aceros aleados son los más usados; en donde la temperatura del metal puede alcanzar los 1250°F aceros inoxidables son los más recomendados.

La resistencia a la oxidación y la resistencia al desgaste son los criterios determinantes a altas temperaturas. El fenómeno del desgaste es muy bien conocido, pasados los 700°F, el máximo esfuerzo permisible se basa en los datos de ruptura a largo plazo producidos por el desgaste.

La tabla 12 da una idea de la máxima temperatura permisible para aceros usados en recuperadores.

Material, especificación ASME	Máxima temperat. permisible, °F.
SA-192	950
SA-210 gr A1	950
SA-210 gr C	850
SA-178 gr A	900
SA-178 gr C	950
SA-209 gr T1a	975
SA-213 gr T2	1.025
SA-213 gr T11	1.050
SA-213 gr T22	1.125
SA-213 gr T9	1.200
SA-213 gr TP 304 H	1.400
SA-213 gr TP 321 H	1.400

Tabla 12.- Máximas temp. permisibles para acero(7).

CAPITULO V  
SISTEMA EXPERIMENTAL

El horno basculante (figura 5.1), para su funcionamiento regular posee las siguientes partes:

- a. Paredes de ladrillo refractario silico-aluminoso, 40 % de alúmina.
- b. Crisol para 300 Kg.
- c. Hogar en la parte inferior o plana.
- d. Soporte del crisol, de grafito
- e. Tapa de ladrillos silico aluminosos de 40 % de alúmina más una capa de 3" de refractario plástico de alta alúmina (70%).
- f. Quemador de pre-mezcla aire-combustible con capacidad de 50 Kg/hr.
- g. Ventilador de 1500 CFM.
- h. Motor eléctrico de 10 HP.
- i. Sistema de volteo compuesto por sistema piñón helicoidal-corona.
- j. Sistema de levantamiento y giro de tapa, compuesto por mecanismo de palanca y asa.
- k. Puerta de acceso frontal para operaciones de encendido y limpieza.

Esquema del horno basculante  
sus partes.

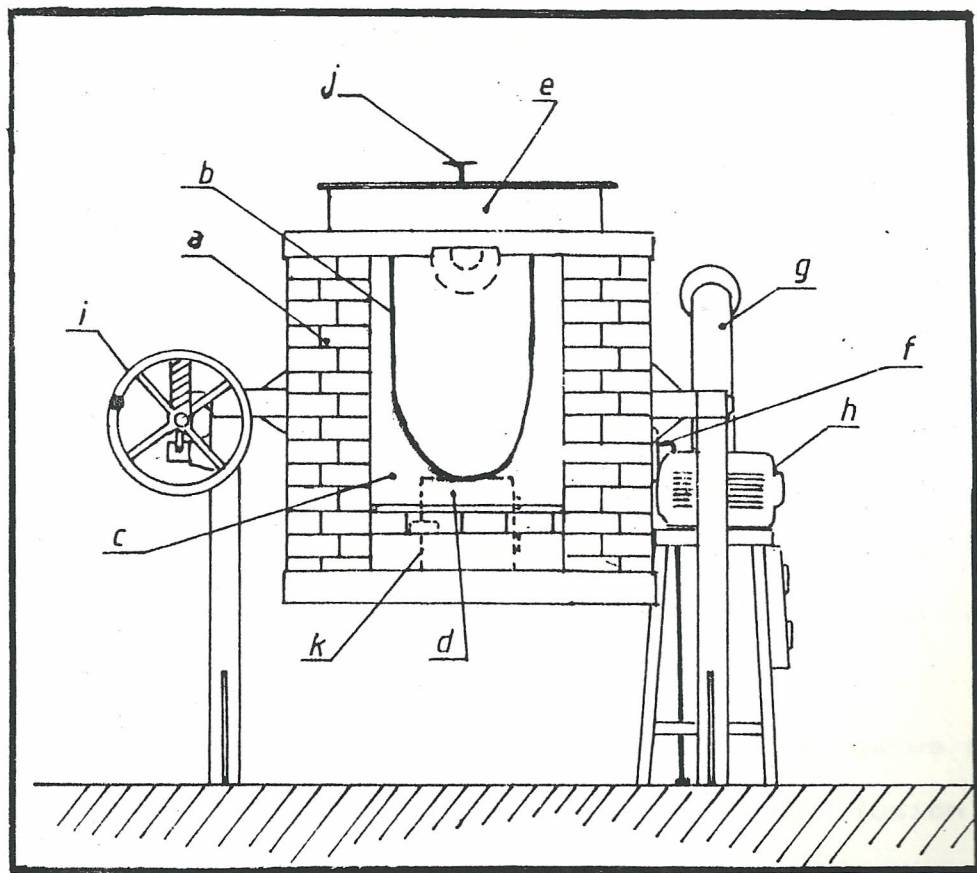


Fig. 5.1.- Dibujo esquemático del horno basculante con sus partes.

### 5.1. TEMPERATURA DEL HORNO

El equipo donde se realizaron los experimentos es de fabricación local con diseño, mano de obra y supervisión del personal del área de metalurgia mecánica de la ESPOL.

Fue el primer horno hecho para fusión de aleaciones ferrosas y no ferrosas y ha cumplido bien su objetivo cuando las temperaturas de trabajo no han requerido ser elevadas, temperatura máxima: 1380°C, es decir, ha funcionado bien hasta la fusión de hierro gris normal.

Exigencias actuales de materiales que requieren mayor temperatura, tales como hierro dúctil o acero no se han podido fundir. Ha sido esta circunstancia la que ha motivado la incorporación de un recuperador de calor a fin de mejorar las condiciones de temperatura de las llamas hasta niveles de 1700°C y con esto tener condiciones de trabajo en el metal hasta 1580°C.

Se requieren temperaturas elevadas en los gases de combustión no solo por los puntos de fusión y condiciones de tratamientos preliminares al colado, sino también porque es imprescindible llevar fusiones de la forma más rápida posible, ya que los metales deben estar expuestos a las condiciones del horno, el menor tiempo posible para evitar interacción con este medio, de los cuales puede

captar elementos perjudiciales como por ejemplo, azufre y gases como oxígeno e hidrógeno.

#### 5.1.1. SIN RECUPERADOR

Se realizaron pruebas preliminares para medición de temperatura máxima de llama en el horno basculante sin carga, y sin recuperador, obteniendo los valores que se encuentran en la tabla 13, correspondiente a la temperatura en el punto indicado en la figura 5.2.

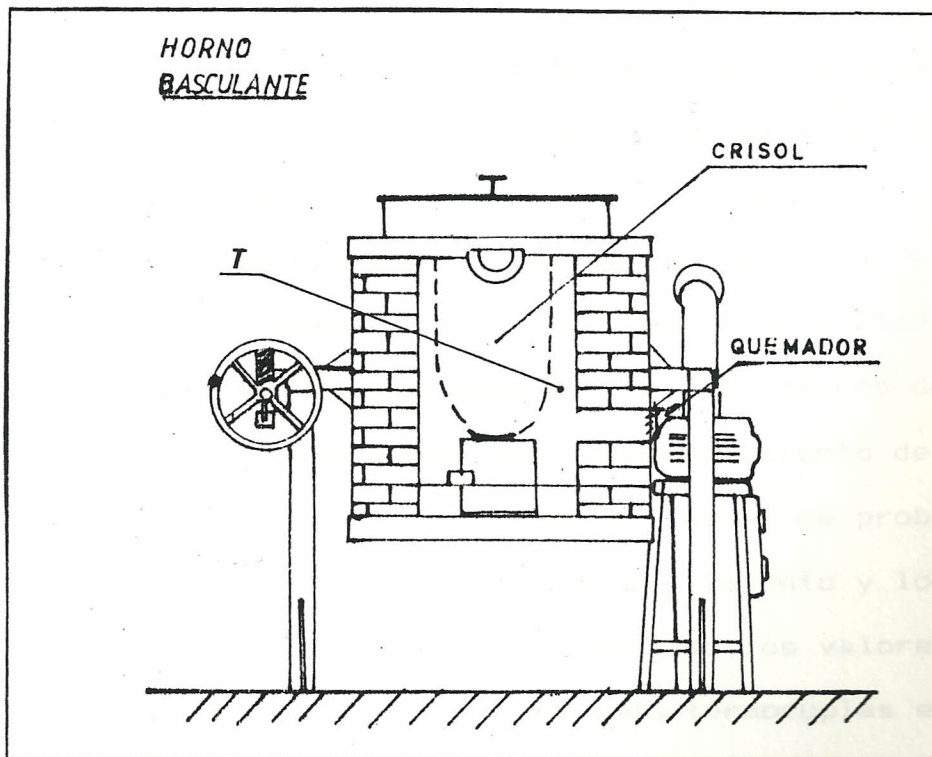


Fig. 5.2.- Horno basculante con valores de temperatura de las llamas a la mitad de la altura de la pared (tomados en el punto indicado).

	H O R A						
T °C	14:30	14:40	14:50	15:00	15:10	15:20	15:30
T	1200	1300	1380	1430	1460	1470	1480

Tabla 13.- Temperatura de la llama en horno basculante sin carga.

#### 5.1.2. CON RECUPERADOR

Una vez construido el recuperador de acuerdo a los planos del apéndice B, fue instalado sobre el horno basculante en forma vertical como se observa en la figura 5.3 y 5.4.

Instalando una termocupla a la entrada del aire al quemador, el sistema fue probado primero sin aislamiento y con 2.5 metros de chimenea, obteniendo un precalentamiento del aire de  $T = 464^{\circ}\text{F}$  ( $240^{\circ}\text{C}$ ), luego se probó con un pequeño espesor de aislamiento y los 2.5 metros de chimenea, logrando los valores de la tabla 14 y 15. Colocando termocuplas en los puntos T1 a T5 como se observa en la figura 5.5.

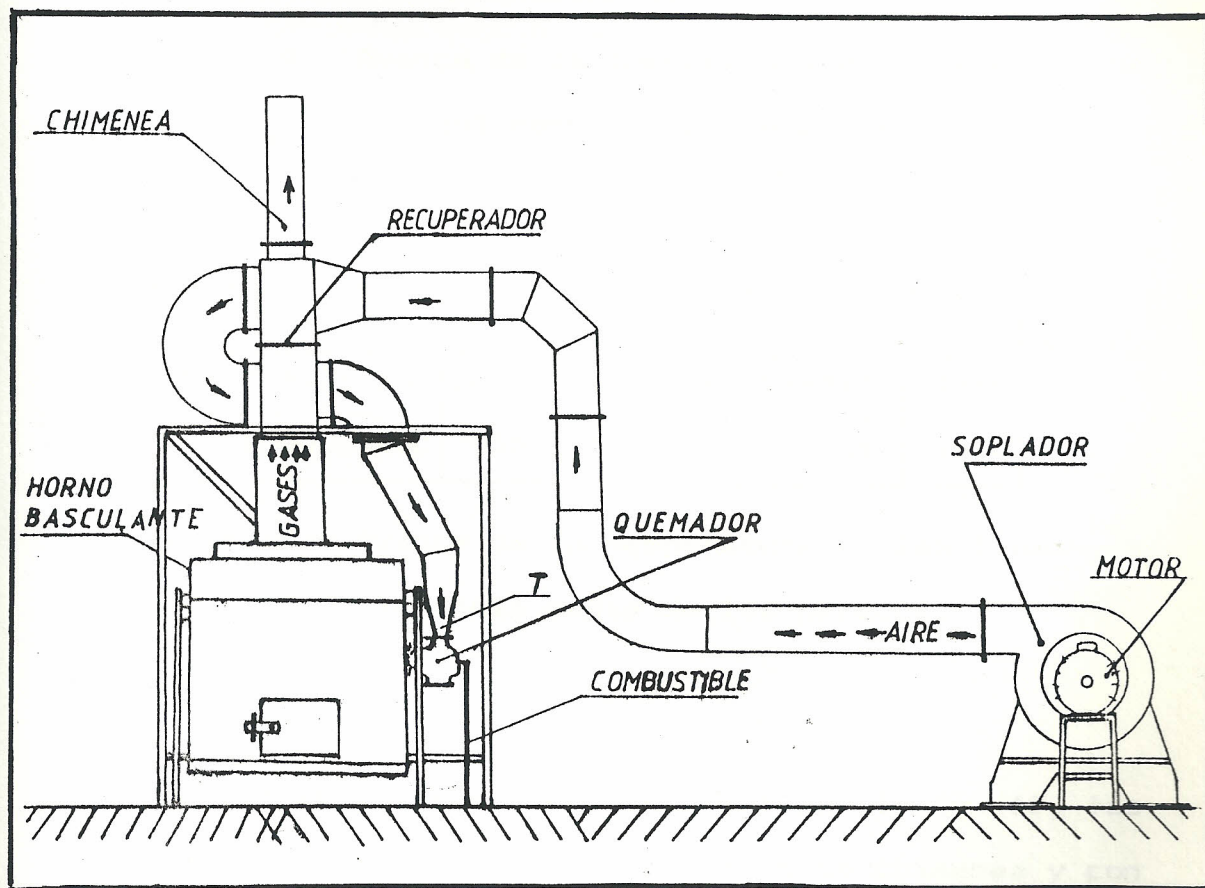


Figura 5.3.- Horno basculante con recuperador

T	H O R A								
	°C	13:40	13:50	14:05	14:15	14:20	14:30	14:40	15:00
T1	28.0	28.0	28.0	28.0	28.0	28.0	28.0	28.0	28.0
T2	90.0	198	275	312	336	341	341	332	345
T3	715	850	990	1045	1100	-----	-----	-----	-----
T4	275	385	463	495	512	528	528	528	558
T5	121	171	198	211	216	218	219	219	222

Tabla 14.- Avance de la temperatura en varios puntos del recuperador de calor.

T	H O R A							
	°C	13:40	13:50	16:00	14:10	14:20	14:30	14:40
T1	1300	1400	1550	1600	1620	1640	1640	1650

Tabla 15.- Avance de la temperatura en las llamas, a distancia media de las paredes.

Por último mostramos en las tablas 16 y 17, los valores obtenidos con diez metros de chimenea y con mejor aislamiento, observamos en la figura 5.6 las termocuplas T1 a T5.

Tambiente = 27°C (80°F)

T °C	H O R A						
	14:30	14:40	14:50	15:00	15:10	15:20	15:30
T1	111	136	160	168	171	183	182
T2	209	295	359	406	428	449	452
T3	756	954	1066	1158	1186	1123	1188
T4	330	525	580	601	617	649	638
T5	205	246	272	273	275	271	279

Tabla 16.- Avance de la temperatura en varios puntos del recuperador de calor.

T °C	H O R A						
	14:30	14:40	14:50	15:00	15:10	15:20	15:30
T1	1340	1480	1610	1680	1700	1730	1750

Tabla 17.- Temperatura de llamas a media altura de las paredes.

Fig. 1.4.- Evolución y funcionamiento del sistema



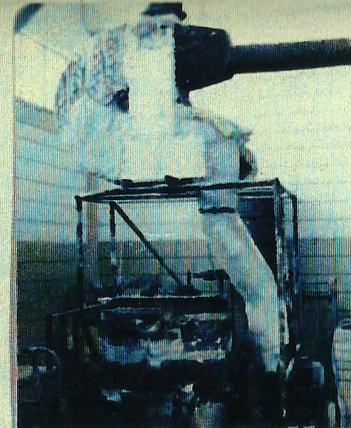
a) RECUPERADOR INSTALADO SOBRE EL HORNO BASCULANTE.



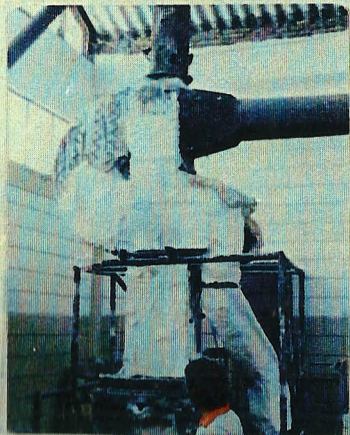
b) RECUPERADOR CON UN PEQUEÑO ESPESOR DE AISLAMIENTO TERMICO.



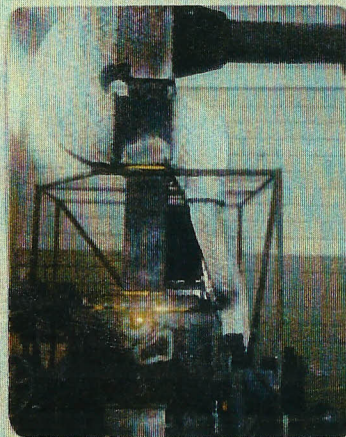
c) DUCTO O CAMPANA PARA DIRIGIR EL FLUJO DE LOS GASES DEL BASCULANTE AL RECUPERADOR.



d) RECUPERADOR CON MEJOR AISLAMIENTO.



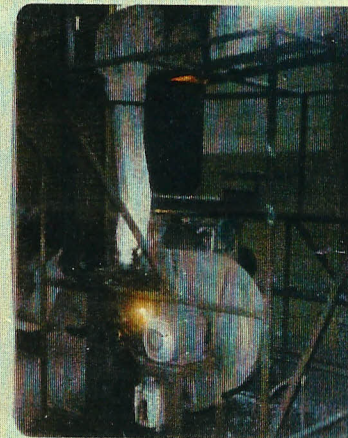
e) RECUPERADOR MOSTRANDO LA POSICION DE LA CAMPANA.



f) OBSERVAMOS EL RECUPERADOR EN FUNCIONAMIENTO.



g) EL SISTEMA EN FUNCIONAMIENTO OBSERVAMOS DOS TERMOCUPLAS.



h) OTRA VISTA DEL SISTEMA EN FUNCIONAMIENTO.

Fig. 5.4.- Posición del recuperador, secuencia del aislamiento, ubicación de la campana y funcionamiento del sistema.

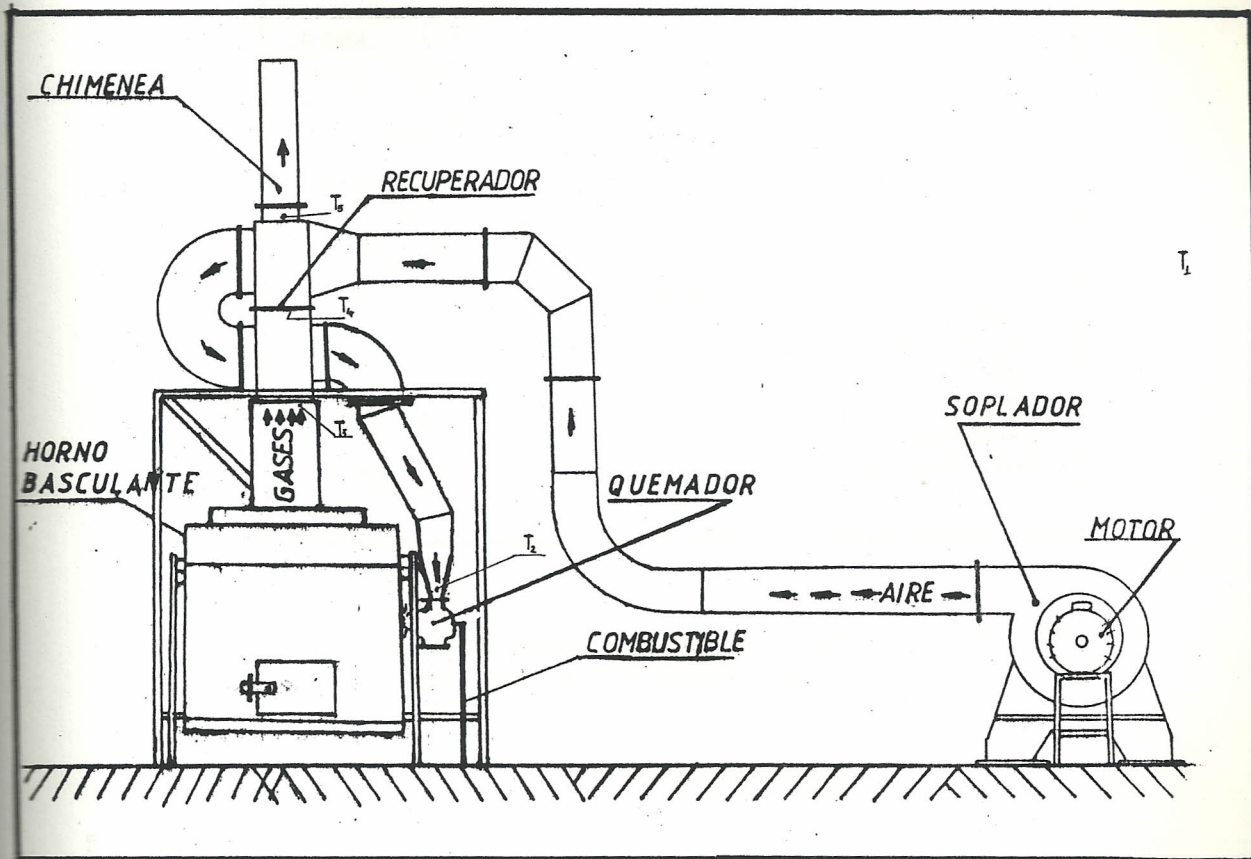


Fig. 5.5.- Horno basculante con recuperador en donde se indica la posición de las termocuplas T1 a T5.

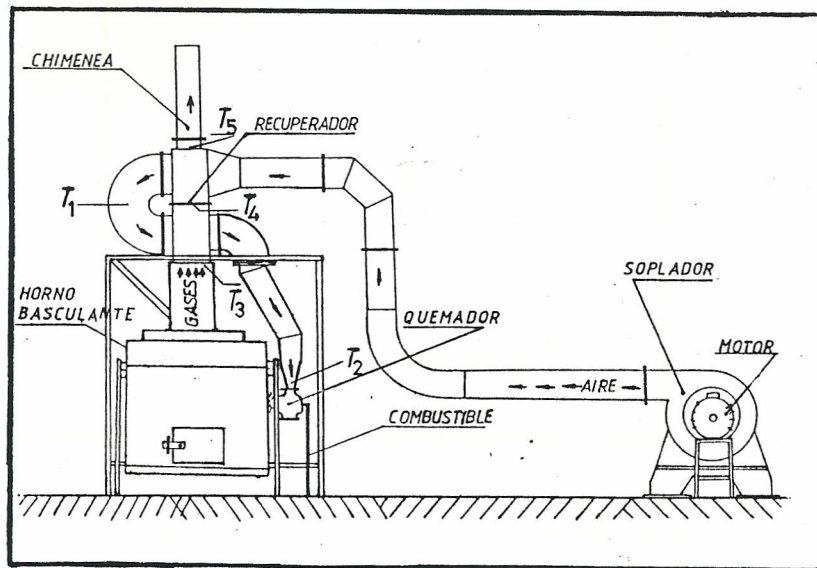


Fig. 5.6.- Horno basculante con recuperador que nos muestra la posición de las termocuplas T1 a T5.

## 5.2. DIAGRAMA DE SANKEY

Para poder hacer un análisis global desde el punto de vista energético de una instalación de combustión, se utiliza el llamado Diagrama de Sankey (ver figura 5.7). A continuación haremos su aplicación para el horno basculante.

Consumo de combustible =  $V = 8 \text{ gal/hr}$

Exceso de aire =  $EA = 10\%$

Poder calorífico inf. =  $PCI_c = 18500 \text{ BTU/lb}$

Densidad específica =  $SG = 0.85$

Masa de combustible =  $m_c$  = 60.0 lb<sub>m</sub>/hr

Masa de aire =  $m_a$  = 990 lb<sub>m</sub>/hr

Masa de los gases =  $m_g$  = 1050 lb<sub>m</sub>/hr

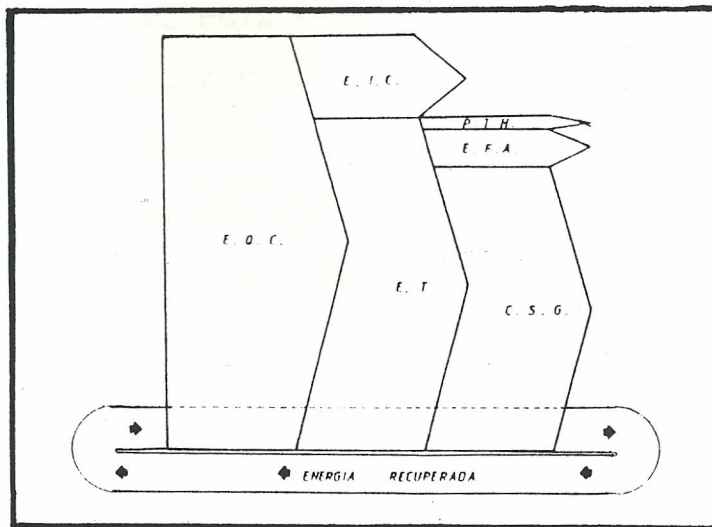


Fig. 5.7.- Diagrama de Sankey

E.O.C. = ENERGIA QUIMICA DEL COMBUSTIBLE

E.T. = ENERGIA TERMICA

E.I.C. = ENERGIA POR INEFICIENCIAS

E.F.A. = ENERGIA PARA FUNDIR EL ACERO

P.T.H. = PERDIDAS TERMICAS DEL HORNO

C.S.G. = CALOR SENSIBLE DE LOS GASES

DATOS:

Eficiencia combustión  $\implies \eta_c = 80\%$

Temperaturas del aire  $\implies T_o = 80^\circ\text{F}$

Presión atmosférica  $\implies p_o = 1 \text{ atm.}$

Temp. de gases hogar  $\implies T = 3090^\circ\text{F} \equiv 1700^\circ\text{C}$

Temp. de fusión acero  $\implies T_f = 2912^\circ\text{F} \equiv 1600^\circ\text{C}$

Calor lat. fusión acero  $\implies L_f = 115 \text{ BTU/lb}_m$

Flujo másico acero  $\implies m_a = 150 \text{ Kg}_m/2\text{hr} =$

$= 75\text{Kg}_m/\text{hr} = 165\text{lb}_m/\text{hr}$

Calor específico aire  $\Rightarrow c_p = 0.24 \text{ BTU/lb}_m\text{-}^\circ\text{F}$

Calor específico acero  $\Rightarrow c_{pa} = 0.16 \text{ BTU/lb}_m\text{-}^\circ\text{F}$

#### CALCULOS DE COMBUSTION

$$E.Q.C. = m_c \text{ PCI}_c = 1'110'000 \text{ BTU/hr}$$

$$E.T. = \eta_c \text{ EOC} = 888'000 \text{ BTU/hr}$$

$$E.I.C. = E.Q.C. - E.T. = 222'000 \text{ BTU/hr}$$

$$E.F.A. = m_a c_{pa} \Delta T_a + m_a L_f = 93'739.8 \text{ BTU/hr}$$

$$C.S.G. = m_g c_{pg} \Delta T_g = 758'520 \text{ BTU/hr}$$

$$P.T.H. = E.T. - C.S.G. - E.F.A. = 35'740.2 \text{ BTU/hr}$$

A continuación se muestra la figura 5.8, en la cual se puede observar el diagrama de Sankey sin recuperador.

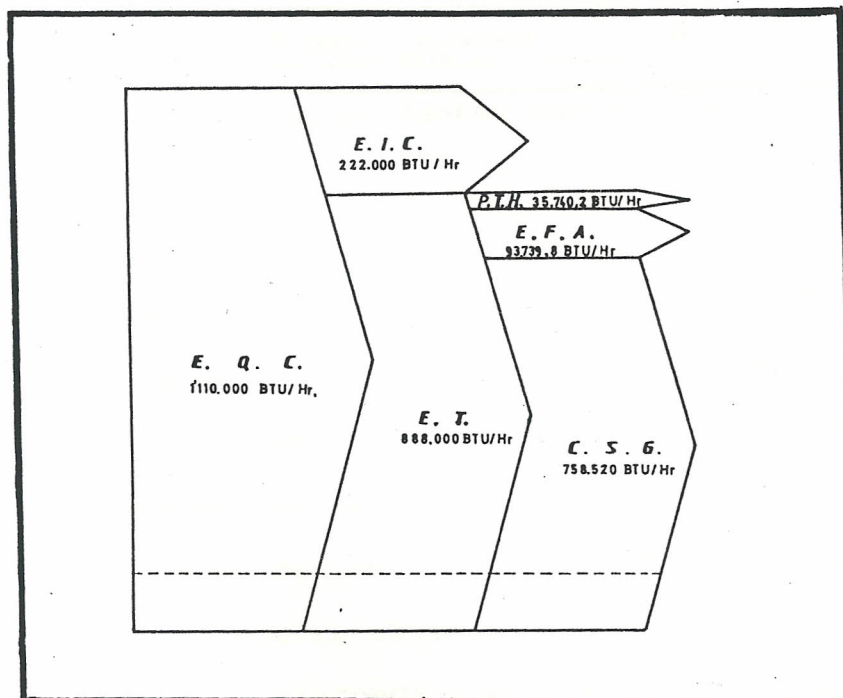


Fig. 5.8.- Diag. de Sankey sin recuperador

La energía ganada por el aire ( $Q_R$ ) aprovechando el calor sensible de los gases es:

$$Q_R = m_a c_p \Delta T_a; \Delta T_a = (600-80)^\circ F = 520^\circ F$$

$$Q_R = 123552 \text{ BTU/hr}$$

$Q_R$  representa el 16.3% del C.S.G.

Estos resultados obtenidos están mostrados en la figura 5.9 (Diagrama de Sankey con recuperador).

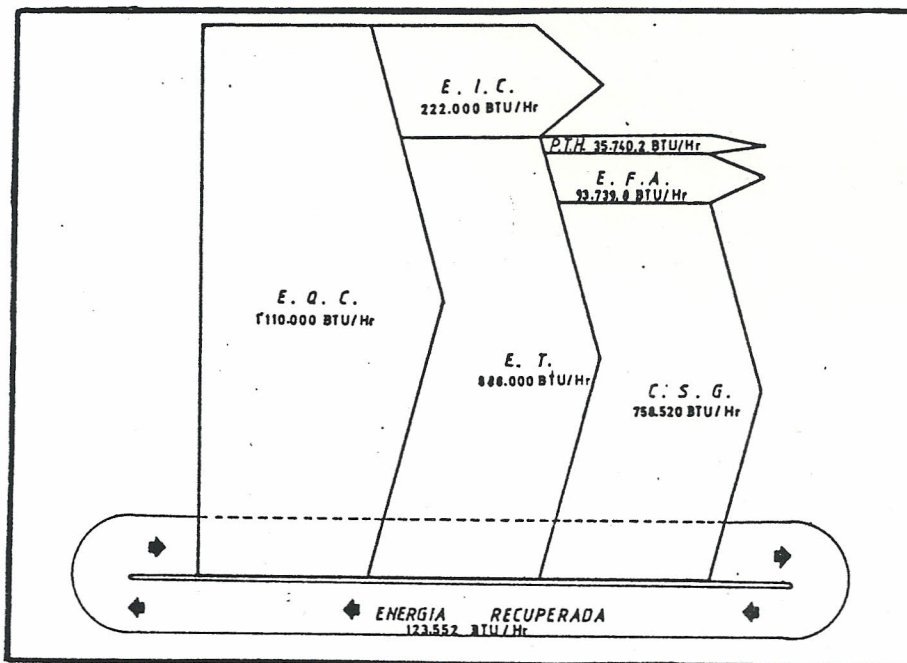


Figura 5.9.- Diag. de Sankey con recuperador.

### 5.3. ANALISIS DE RESULTADOS

De los diagramas de sankey (figuras 5.8 y 5.9), podemos observar el porcentaje de calor que se recupera, esto es, 16.3% que de otra manera sería un calor disipado al medio y que no se aprovecha, cabe destacar que de no ser por esta recuperación de calor, no se podría obtener una temperatura mayor a los 2600°F (1430°C) en el hogar del horno

basculante, lo que nos ha permitido llegar hasta  
2900°F (1590°C) para poder fundir acero.

## CAPITULO VI

### JUSTIFICACION ECONOMICA

Para la construcción de un recuperador se requieren básicamente de planchas de acero de diferentes espesores, pernos de varias medidas y aislamiento térmico.

El equipo fue construido de acuerdo al esquema del basculante ilustrado en la figura 5.1, y a las observaciones de clases de fundición prácticas, donde se tomaron valores de temperatura como los de la tabla 5.1, su construcción fue hecha íntegramente en la ESPOL, y el equipo está compuesto fundamentalmente de acuerdo al plano N° 001 apéndice B, por ductos de entrada y salida del aire, el recuperador propiamente dicho y la chimenea.

#### 6.1. GASTOS DE INVERSION

En esta sección se incluyen tres rubros, el primero se refiere a la lista de materiales usados en la construcción del sistema, comprados en almacenes de la ciudad. El segundo rubro incluye la mano de obra calificada y el tercer rubro lo constituyen la depreciación de los equipos más la energía eléctrica.

MATERIALES

CANT.	DESCRIPCION	C. UNIT.	C.TOTAL
10	Tubos galv. ref. 1/2x16"	4200	42000
2	Tubos galv. ref. 1 1/2x6"	17800	35600
2	Planch.Fe neg. 2.4x1.2mx3mm	25000	50000
5	Planch.Fe neg. 2.4x1.2mx1.6mm	15300	76500
8Kg	Sold. AGA E6011-3/32"	1200	9600
5Kg	Sold. AGA E6011-1/8"	1200	6000
2qq	Polvo de asbesto	25000	50000
100	Pernos acero con tuerca y anillo de presión 1/4x3/4	30	3000
32	Pernos acero con tuerca y anillo de presión 3/8x1 1/2	60	1920
1	Soplador con motor elect. 10HP		650000
TOTAL		S/.	924620

MANO DE OBRA \*

CONTRATO 50000

DEPRECIACION DE EQUIPOS MAS ENERGIA

Soldadora autógena, soldadora  
eléctrica, taladro, torno, sierra  
eléctrica. 50000

\* Por la construcción del equipo de acuerdo a los  
planos del apéndice B.

## RESUMEN

Concepto	Cantidad
Materiales	924620
Mano de obra	50000
Depreciación de equipos, más	
Energía eléctrica	50000
Imprevistos varios	20000
<b>TOTAL</b>	<b>1'044620</b>

### 6.2. MEJORAS OBTENIDAS

En esta parte establecemos un análisis económico comparativo en base al costo de dos opciones más, con las que se puede obtener un incremento de temperatura en el hogar de un horno basculante para poder alcanzar la temperatura de fundición del acero.

Se puede obtener un incremento en la temperatura de 662°F (350°C) en el hogar de un horno enriqueciendo la mezcla aire-combustible con 8% de oxígeno (20), es decir 3.20 m<sup>3</sup>/h a 475 sucres/m<sup>3</sup> de oxígeno, esto implica 1520 sucres/hr para un consumo de diesel de 1.75 gal/hr. Como el quemador del horno basculante consume 8 gal/hr, tenemos un consumo de 14.63 m<sup>3</sup>/hr de oxígeno para mantener el 8% de enriquecimiento con oxígeno, esto equivale a 6949.25 sucres/hr. Asumiendo que el horno basculante trabaja fundiendo

acero un promedio de 12 horas a la semana, es decir 48 horas al mes, tendremos un consumo de 333564.0 sucres/mes en oxígeno mensualmente, la disminución de combustible debido a la rapidez de la combustión al enriquecer la mezcla con oxígeno en llegar a la temperatura de régimen estable es pequeña. Es decir que habremos gastado oxígeno en un mes el equivalente a la tercera parte de lo que cuesta el sistema recuperador de calor con el soplador, destacando que enriqueciendo con oxígeno también utilizo un soplador. Es decir que es más ventajoso utilizar un recuperador de calor a tener que conseguir los mismos resultados utilizando oxígeno. Mediante el uso de electricidad tenemos que la cantidad de energía necesaria para calentar las 990 lbm/hr es de la ecuación 4.3:

$$q_m = 242352 \text{ BTU/hr}$$

$$\text{Siendo } 1\text{BTU} = 0.2930 \text{ Watt-hr}$$

$$q_m = 71009.14 \text{ Watt-hr}$$

Con  $t = 1 \text{ hr}$ , la potencia  $P$  es 71009.14 Watt.

Si utilizamos elementos (resistencias) de 2000 Watt cada una (4) necesitaríamos 36 elementos a razón de 20 dólares c/u. El costo de los elementos sería de 720 dólares, a 500 sucres/dólar son 360000 sucres, solamente es el costo de los elementos.

A esto tenemos que sumarle el costo de la energía eléctrica que a 14 sucres/KW-hr, sería de 994.13

suces/hr, el costo de los controles y cableado, la transformación de alta tensión a baja tensión, este proceso para obtener los mismos resultados que el empleado en esta Tesis utilizando el recuperador es el mas costoso de todos.

Entonces podemos decir que aprovechando el calor sensible de los gases de escape con el uso de un recuperador obtenemos el resultado más económico.

## CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

Al concluir este trabajo podemos decir que al obtener 450°C hemos conseguido un aumento significativo en la velocidad de combustión, ya que los valores obtenidos en el hogar así lo demuestran. Podemos decir también que se ha conseguido por medio de un recuperador de calor de flujo cruzado, un calentamiento del aire de 450°C, el mismo que es aceptable y con el cual se puede fundir acero.

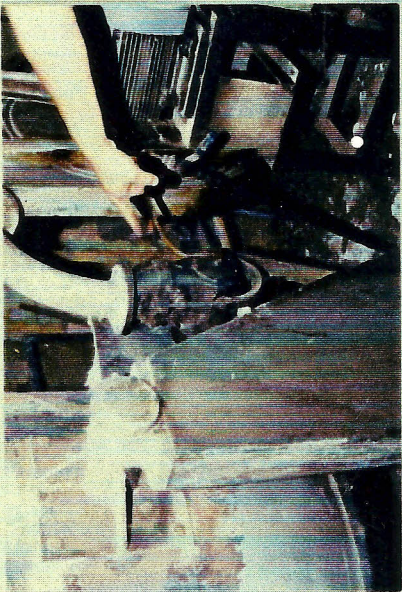
Debemos notar que en dos ocasiones el hogar de este horno se empezó a dañar, debido a que su construcción es apta para fundir hasta hierro.

Entonces si es factible fundir acero aprovechando la temperatura de los gases de escape de un horno basculante, además es económico, hubiéramos podido conseguir mayores temperaturas si el recuperador se hubiera construido con tubos de 3/4" o 1" y con aletas para obtener mayor área de transferencia de calor.

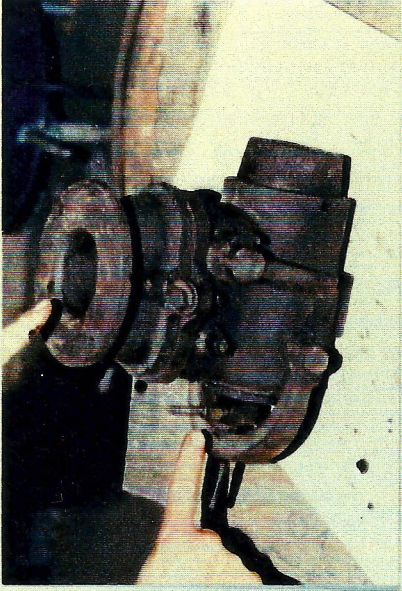
APENDICE A



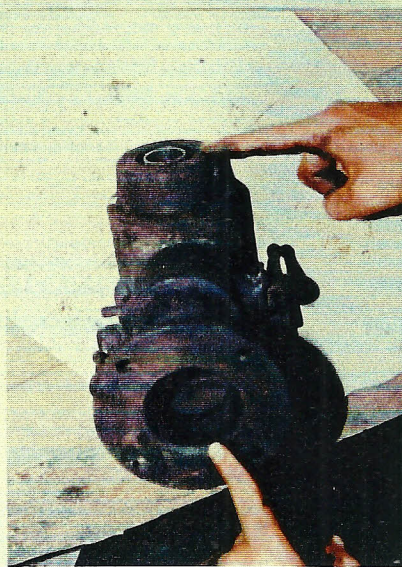
HORNO BASCULANTE SIN RECUPERADOR. OBSERVAMOS LA POSICIÓN DEL QUEMADOR.



SI OBSERVA EL QUEMADOR MAS DE CERCA, EL DUCTO PARA ENTRADA DEL AIRE DEL VENTILADOR Y LA ENTRADA DE COMBUSTIBLE AL QUEMADOR.



EL QUEMADOR FUERA DEL HORNO BASCULANTE EN EL SENTAMIENTOS, LAS ENTRADAS DE AIRE POR LA PARTE SUPERIOR Y DE COMBUSTIBLE. SE PUEDE OBSERVAR TAMBIEN EL MANGUITO A CADA LADO DEL QUEMADOR, LOS QUE SIRVEN PARA REGULAR LA ENTRADA DE AIRE PRIMARIO Y SECUNDARIO.



DESDE OTRO ANGULO VEMOS EL DUCTO POR DONDE ENTRA EL AIRE AL QUEMADOR Y LA SALIDA DE LA MEZCLA AIRE COMBUSTIBLE.



DESARMANDO EL QUEMADOR, OBSERVAMOS LAS CONEXIONES QUE CONTROLAN EL FLUJO DE AIRE PRIMARIO Y SECUNDARIO, VEMOS TAMBIEN LA ENTRADA DE COMBUSTIBLE.



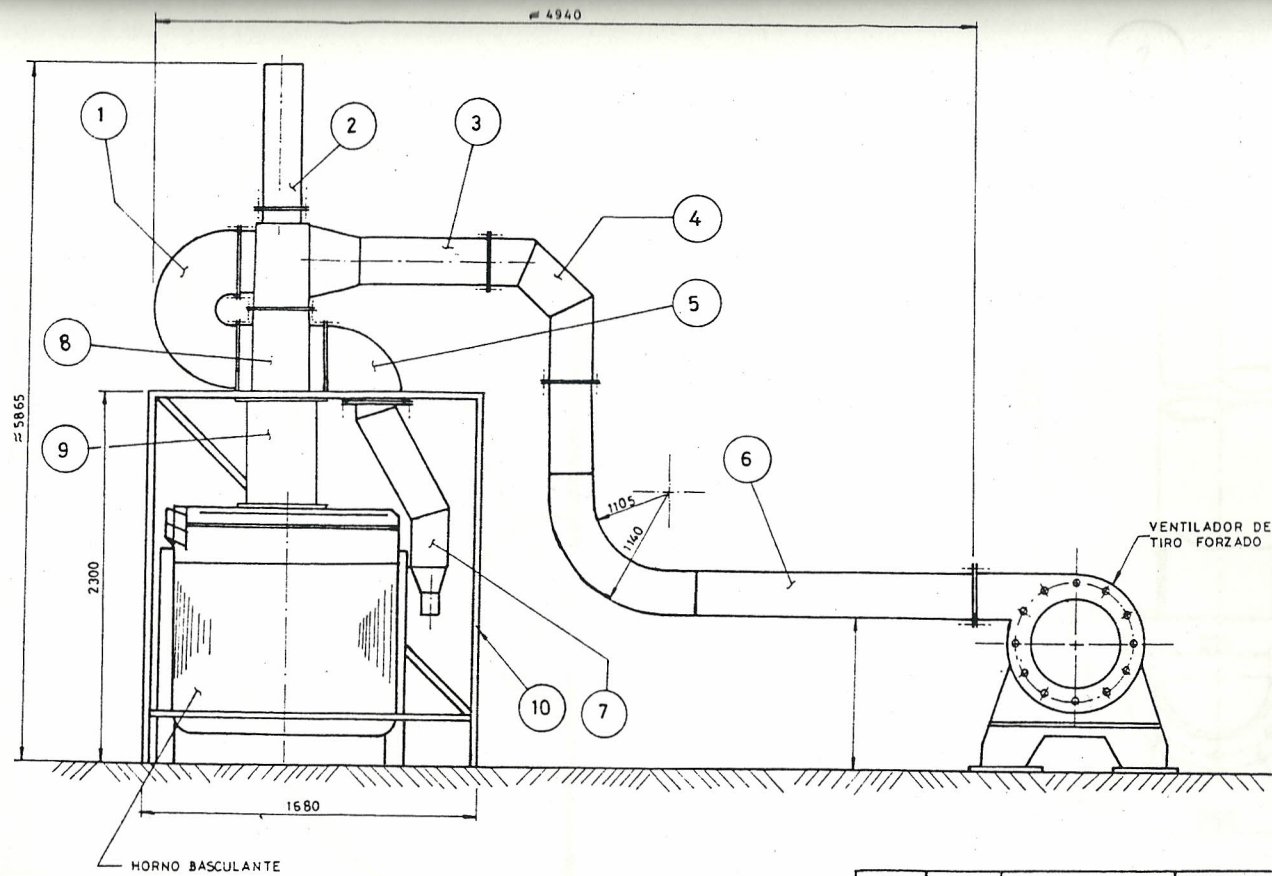
EL QUEMADOR Y LAS PARTES QUE LO INTEGRAN

Fig. A.1.- Nos indica el horno basculante, la posición del quemador y sus partes.

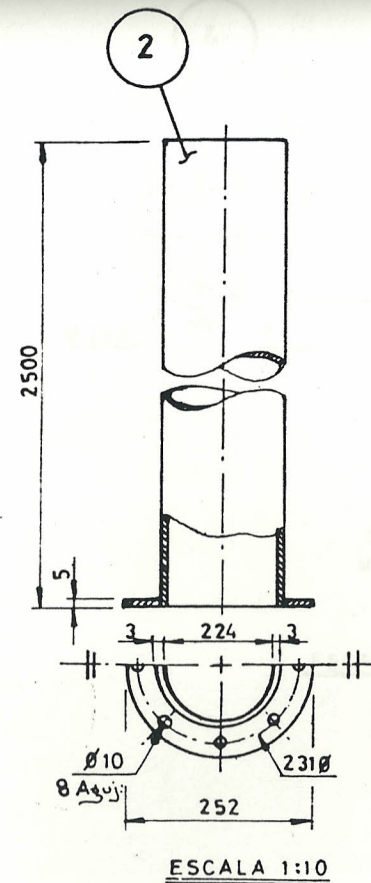
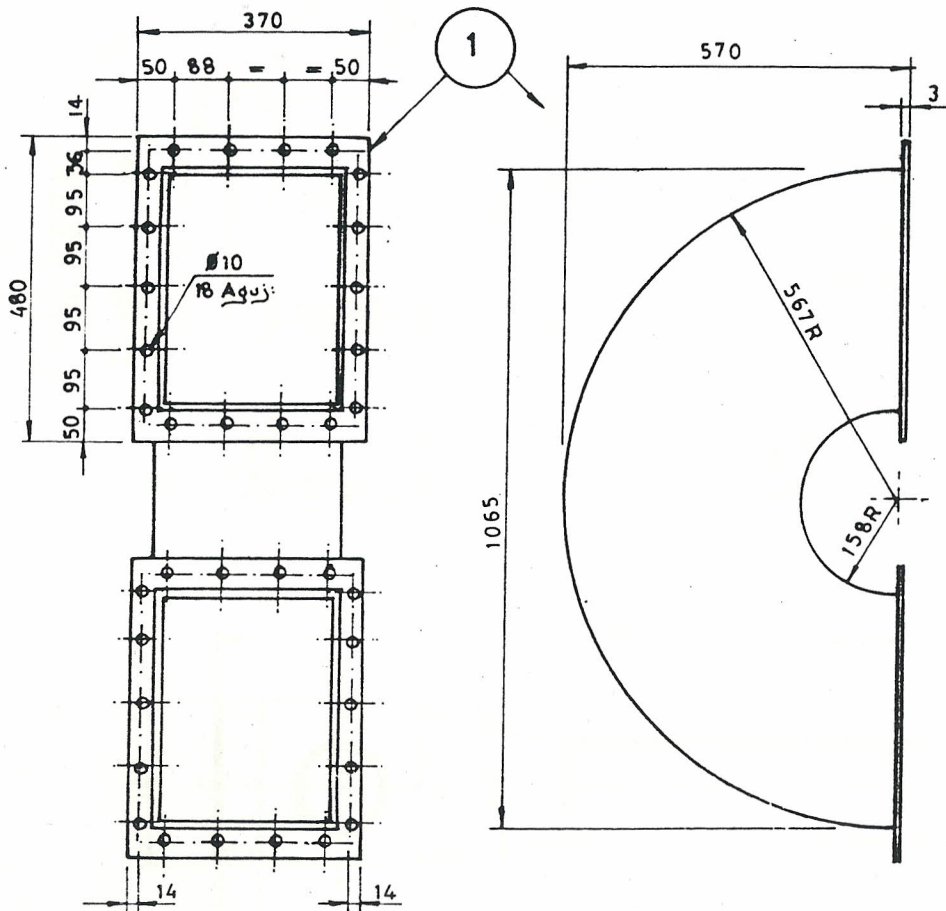
APENDICE B



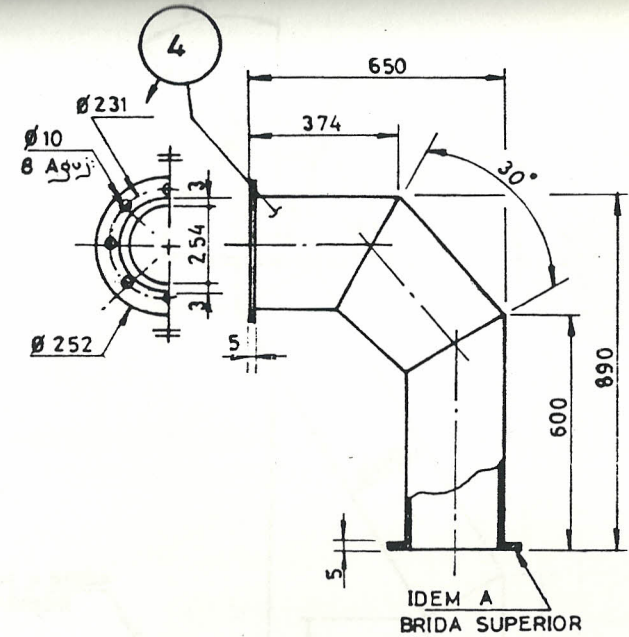
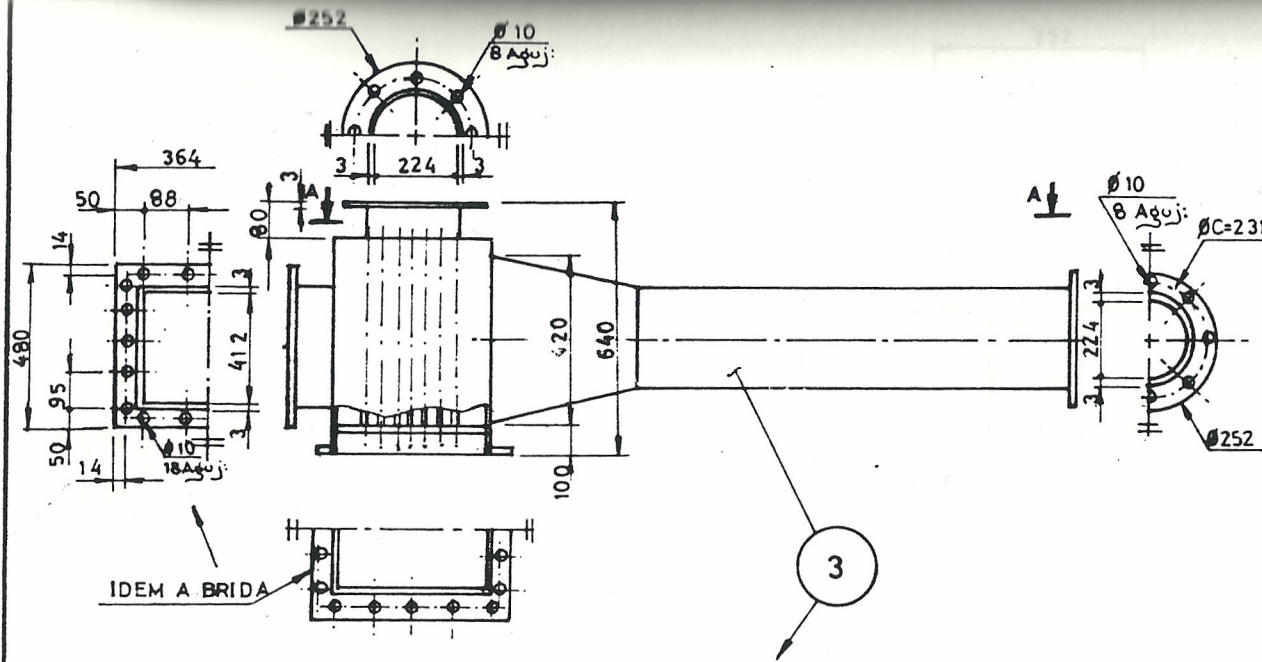
№	Изм.	Исполн.	Провер.	Дата
1	1.0	С.С.С.	С.С.С.	19.05.68
2	1.1	С.С.С.	С.С.С.	20.05.68
3	1.2	С.С.С.	С.С.С.	21.05.68
4	1.3	С.С.С.	С.С.С.	22.05.68
5	1.4	С.С.С.	С.С.С.	23.05.68
6	1.5	С.С.С.	С.С.С.	24.05.68
7	1.6	С.С.С.	С.С.С.	25.05.68
8	1.7	С.С.С.	С.С.С.	26.05.68
9	1.8	С.С.С.	С.С.С.	27.05.68
10	1.9	С.С.С.	С.С.С.	28.05.68
11	1.10	С.С.С.	С.С.С.	29.05.68
12	1.11	С.С.С.	С.С.С.	30.05.68
13	1.12	С.С.С.	С.С.С.	31.05.68
14	1.13	С.С.С.	С.С.С.	01.06.68
15	1.14	С.С.С.	С.С.С.	02.06.68
16	1.15	С.С.С.	С.С.С.	03.06.68
17	1.16	С.С.С.	С.С.С.	04.06.68
18	1.17	С.С.С.	С.С.С.	05.06.68
19	1.18	С.С.С.	С.С.С.	06.06.68
20	1.19	С.С.С.	С.С.С.	07.06.68
21	1.20	С.С.С.	С.С.С.	08.06.68
22	1.21	С.С.С.	С.С.С.	09.06.68
23	1.22	С.С.С.	С.С.С.	10.06.68
24	1.23	С.С.С.	С.С.С.	11.06.68
25	1.24	С.С.С.	С.С.С.	12.06.68
26	1.25	С.С.С.	С.С.С.	13.06.68
27	1.26	С.С.С.	С.С.С.	14.06.68
28	1.27	С.С.С.	С.С.С.	15.06.68
29	1.28	С.С.С.	С.С.С.	16.06.68
30	1.29	С.С.С.	С.С.С.	17.06.68
31	1.30	С.С.С.	С.С.С.	18.06.68
32	1.31	С.С.С.	С.С.С.	19.06.68
33	1.32	С.С.С.	С.С.С.	20.06.68
34	1.33	С.С.С.	С.С.С.	21.06.68
35	1.34	С.С.С.	С.С.С.	22.06.68
36	1.35	С.С.С.	С.С.С.	23.06.68
37	1.36	С.С.С.	С.С.С.	24.06.68
38	1.37	С.С.С.	С.С.С.	25.06.68
39	1.38	С.С.С.	С.С.С.	26.06.68
40	1.39	С.С.С.	С.С.С.	27.06.68
41	1.40	С.С.С.	С.С.С.	28.06.68
42	1.41	С.С.С.	С.С.С.	29.06.68
43	1.42	С.С.С.	С.С.С.	30.06.68
44	1.43	С.С.С.	С.С.С.	01.07.68
45	1.44	С.С.С.	С.С.С.	02.07.68
46	1.45	С.С.С.	С.С.С.	03.07.68
47	1.46	С.С.С.	С.С.С.	04.07.68
48	1.47	С.С.С.	С.С.С.	05.07.68
49	1.48	С.С.С.	С.С.С.	06.07.68
50	1.49	С.С.С.	С.С.С.	07.07.68
51	1.50	С.С.С.	С.С.С.	08.07.68
52	1.51	С.С.С.	С.С.С.	09.07.68
53	1.52	С.С.С.	С.С.С.	10.07.68
54	1.53	С.С.С.	С.С.С.	11.07.68
55	1.54	С.С.С.	С.С.С.	12.07.68
56	1.55	С.С.С.	С.С.С.	13.07.68
57	1.56	С.С.С.	С.С.С.	14.07.68
58	1.57	С.С.С.	С.С.С.	15.07.68
59	1.58	С.С.С.	С.С.С.	16.07.68
60	1.59	С.С.С.	С.С.С.	17.07.68
61	1.60	С.С.С.	С.С.С.	18.07.68
62	1.61	С.С.С.	С.С.С.	19.07.68
63	1.62	С.С.С.	С.С.С.	20.07.68
64	1.63	С.С.С.	С.С.С.	21.07.68
65	1.64	С.С.С.	С.С.С.	22.07.68
66	1.65	С.С.С.	С.С.С.	23.07.68
67	1.66	С.С.С.	С.С.С.	24.07.68
68	1.67	С.С.С.	С.С.С.	25.07.68
69	1.68	С.С.С.	С.С.С.	26.07.68
70	1.69	С.С.С.	С.С.С.	27.07.68
71	1.70	С.С.С.	С.С.С.	28.07.68
72	1.71	С.С.С.	С.С.С.	29.07.68
73	1.72	С.С.С.	С.С.С.	30.07.68
74	1.73	С.С.С.	С.С.С.	31.07.68
75	1.74	С.С.С.	С.С.С.	01.08.68
76	1.75	С.С.С.	С.С.С.	02.08.68
77	1.76	С.С.С.	С.С.С.	03.08.68
78	1.77	С.С.С.	С.С.С.	04.08.68
79	1.78	С.С.С.	С.С.С.	05.08.68
80	1.79	С.С.С.	С.С.С.	06.08.68
81	1.80	С.С.С.	С.С.С.	07.08.68
82	1.81	С.С.С.	С.С.С.	08.08.68
83	1.82	С.С.С.	С.С.С.	09.08.68
84	1.83	С.С.С.	С.С.С.	10.08.68
85	1.84	С.С.С.	С.С.С.	11.08.68
86	1.85	С.С.С.	С.С.С.	12.08.68
87	1.86	С.С.С.	С.С.С.	13.08.68
88	1.87	С.С.С.	С.С.С.	14.08.68
89	1.88	С.С.С.	С.С.С.	15.08.68
90	1.89	С.С.С.	С.С.С.	16.08.68
91	1.90	С.С.С.	С.С.С.	17.08.68
92	1.91	С.С.С.	С.С.С.	18.08.68
93	1.92	С.С.С.	С.С.С.	19.08.68
94	1.93	С.С.С.	С.С.С.	20.08.68
95	1.94	С.С.С.	С.С.С.	21.08.68
96	1.95	С.С.С.	С.С.С.	22.08.68
97	1.96	С.С.С.	С.С.С.	23.08.68
98	1.97	С.С.С.	С.С.С.	24.08.68
99	1.98	С.С.С.	С.С.С.	25.08.68
100	1.99	С.С.С.	С.С.С.	26.08.68
101	2.00	С.С.С.	С.С.С.	27.08.68
102	2.01	С.С.С.	С.С.С.	28.08.68
103	2.02	С.С.С.	С.С.С.	29.08.68
104	2.03	С.С.С.	С.С.С.	30.08.68
105	2.04	С.С.С.	С.С.С.	31.08.68
106	2.05	С.С.С.	С.С.С.	01.09.68
107	2.06	С.С.С.	С.С.С.	02.09.68
108	2.07	С.С.С.	С.С.С.	03.09.68
109	2.08	С.С.С.	С.С.С.	04.09.68
110	2.09	С.С.С.	С.С.С.	05.09.68
111	2.10	С.С.С.	С.С.С.	06.09.68
112	2.11	С.С.С.	С.С.С.	07.09.68
113	2.12	С.С.С.	С.С.С.	08.09.68
114	2.13	С.С.С.	С.С.С.	09.09.68
115	2.14	С.С.С.	С.С.С.	10.09.68
116	2.15	С.С.С.	С.С.С.	11.09.68
117	2.16	С.С.С.	С.С.С.	12.09.68
118	2.17	С.С.С.	С.С.С.	13.09.68
119	2.18	С.С.С.	С.С.С.	14.09.68
120	2.19	С.С.С.	С.С.С.	15.09.68
121	2.20	С.С.С.	С.С.С.	16.09.68
122	2.21	С.С.С.	С.С.С.	17.09.68
123	2.22	С.С.С.	С.С.С.	18.09.68
124	2.23	С.С.С.	С.С.С.	19.09.68
125	2.24	С.С.С.	С.С.С.	20.09.68
126	2.25	С.С.С.	С.С.С.	21.09.68
127	2.26	С.С.С.	С.С.С.	22.09.68
128	2.27	С.С.С.	С.С.С.	23.09.68
129	2.28	С.С.С.	С.С.С.	24.09.68
130	2.29	С.С.С.	С.С.С.	25.09.68
131	2.30	С.С.С.	С.С.С.	26.09.68
132	2.31	С.С.С.	С.С.С.	27.09.68
133	2.32	С.С.С.	С.С.С.	28.09.68
134	2.33	С.С.С.	С.С.С.	29.09.68
135	2.34	С.С.С.	С.С.С.	30.09.68
136	2.35	С.С.С.	С.С.С.	01.10.68
137	2.36	С.С.С.	С.С.С.	02.10.68
138	2.37	С.С.С.	С.С.С.	03.10.68
139	2.38	С.С.С.	С.С.С.	04.10.68
140	2.39	С.С.С.	С.С.С.	05.10.68
141	2.40	С.С.С.	С.С.С.	06.10.68
142	2.41	С.С.С.	С.С.С.	07.10.68
143	2.42	С.С.С.	С.С.С.	08.10.68
144	2.43	С.С.С.	С.С.С.	09.10.68
145	2.44	С.С.С.	С.С.С.	10.10.68
146	2.45	С.С.С.	С.С.С.	11.10.68
147	2.46	С.С.С.	С.С.С.	12.10.68
148	2.47	С.С.С.	С.С.С.	13.10.68
149	2.48	С.С.С.	С.С.С.	14.10.68
150	2.49	С.С.С.	С.С.С.	15.10.68
151	2.50	С.С.С.	С.С.С.	16.10.68
152	2.51	С.С.С.	С.С.С.	17.10.68
153	2.52	С.С.С.	С.С.С.	18.10.68
154	2.53	С.С.С.	С.С.С.	19.10.68
155	2.54	С.С.С.	С.С.С.	20.10.68
156	2.55	С.С.С.	С.С.С.	21.10.68
157	2.56	С.С.С.	С.С.С.	22.10.68
158	2.57	С.С.С.	С.С.С.	23.10.68
159	2.58	С.С.С.	С.С.С.	24.10.68
160	2.59	С.С.С.	С.С.С.	25.10.68
161	2.60	С.С.С.	С.С.С.	26.10.68
162	2.61	С.С.С.	С.С.С.	27.10.68
163	2.62	С.С.С.	С.С.С.	28.10.68
164	2.63	С.С.С.	С.С.С.	29.10.68
165	2.64	С.С.С.	С.С.С.	30.10.68
166	2.65	С.С.С.	С.С.С.	31.10.68
167	2.66	С.С.С.	С.С.С.	01.11.68
168	2.67	С.С.С.	С.С.С.	02.11.68
169	2.68	С.С.С.	С.С.С.	03.11.68
170	2.69	С.С.С.	С.С.С.	04.11.68
171	2.70	С.С.С.	С.С.С.	05.11.68
172	2.71	С.С.С.	С.С.С.	06.11.68
173	2.72	С.С.С.	С.С.С.	07.11.68
174	2.73	С.С.С.	С.С.С.	08.11.68
175	2.74	С.С.С.	С.С.С.	09.11.68
176	2.75	С.С.С.	С.С.С.	10.11.68
177	2.76	С.С.С.	С.С.С.	11.11.68
178	2.77	С.С.С.	С.С.С.	12.11.68
179	2.78	С.С.С.	С.С.С.	13.11.68
180	2.79	С.С.С.	С.С.С.	14.11.68
181	2.80	С.С.С.	С.С.С.	15.11.68
182	2.81	С.С.С.	С.С.С.	16.11.68
183	2.82	С.С.С.	С.С.С.	17.11.68
184	2.83	С.С.С.	С.С.С.	18.11.68
185	2.84	С.С.С.	С.С.С.	19.11.68
186	2.85	С.С.С.	С.С.С.	20.11.68
187	2.86	С.С.С.	С.С.С.	21.11.68
188	2.87	С.С.С.	С.С.С.	22.11.68
189	2.88	С.С.С.	С.С.С.	23.11.68
190	2.89	С.С.С.	С.С.С.	24.11.68
191	2.90	С.С.С.	С.С.С.	25.11.68
192	2.91	С.С.С.	С.С.С.	26.11.68
193	2.92	С.С.С.	С.С.С.	27.11.68
194	2.93	С.С.С.	С.С.С.	28.11.68
195	2.94	С.С.С.	С.С.С.	29.11.68
196	2.95	С.С.С.	С.С.С.	30.11.68
197	2.96	С.С.С.	С.С.С.	01.12.68
198	2.97	С.С.С.	С.С.С.	02.12.68



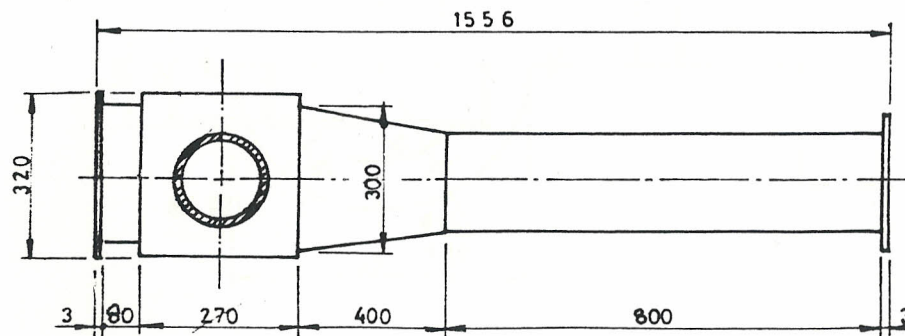
10	1 X 1	BASE	2300 X 1700 X 1680 mm	TUBO Ø 6 ; ASTM A53	
9	1 X 1	CAMPANA	750 X 375 X 315 mm	PL. ASTM 283 C	
8	1 X 1	INTERCAMBIADOR	480 X 550 X 436 mm	PL. ASTM 283 C	
7	1 X 1	DUCTO/ AIRE CALIENTE	1100 X Ø 140	PL. ASTM 283 C	
6	1 X 1	DUCTO/SALIDA VENT.	1406 X 2300 X Ø 135	PL. ASTM 283 C	
5	1 X 1	DUCTO/SALIDA AIRE C.	356 X 356 mm	PL. ASTM 283 C	
4	1 X 1	CODO 90/ ENT. AIRE	890 X 650 X 3 mm	PL. ASTM 283 C	
3	1 X 1	DUCTO/INTERC.	1556 X 550 X 320 mm	PL. ASTM 283 C	
2	1 X 1	CHIMENEA	2500 X Ø 252	PL. ASTM 283 C	
1	1 X 1	CODO/DIRECTOR FLUJO	1120 X 370 mm	PL. ASTM 283 C	
PIEZA	CANT.	DENOMINACION	DIMENSIONES	MATERIAL	OBSERV.
		NOMBRE	FECHA	FACULTAD DE ING MECANICA	
DIBUJO		W. MUÑOZ	19/11/67		
REVISO		V. MENOSCAL			
APROBO		ING. J. DUQUE			
ESCALA					PLANO Nº 001
1:15		PLANO DE CONJUNTO Y ARMADO			



	NOMBRE	FECHA	FACULTAD DE ING. MECANICA	ESPOL
DIBUJO	W. MUÑOZ	16/11/87		
REVISO	V. MENOSCAL			
APROBO	ING. J. DUQUE			
ESCALA	DESIGNACION:			
▽	Nº1 CODO DIRECTOR DE FLUJO Nº2 CHIMENEA			PLANO Nº002



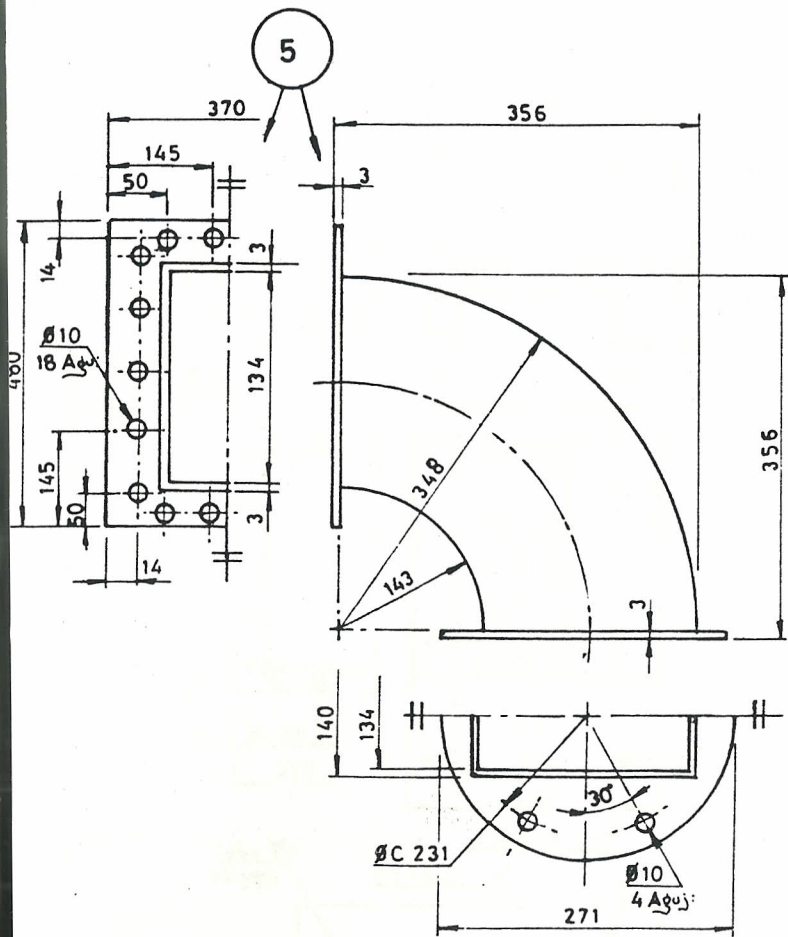
ESCALA 1:20



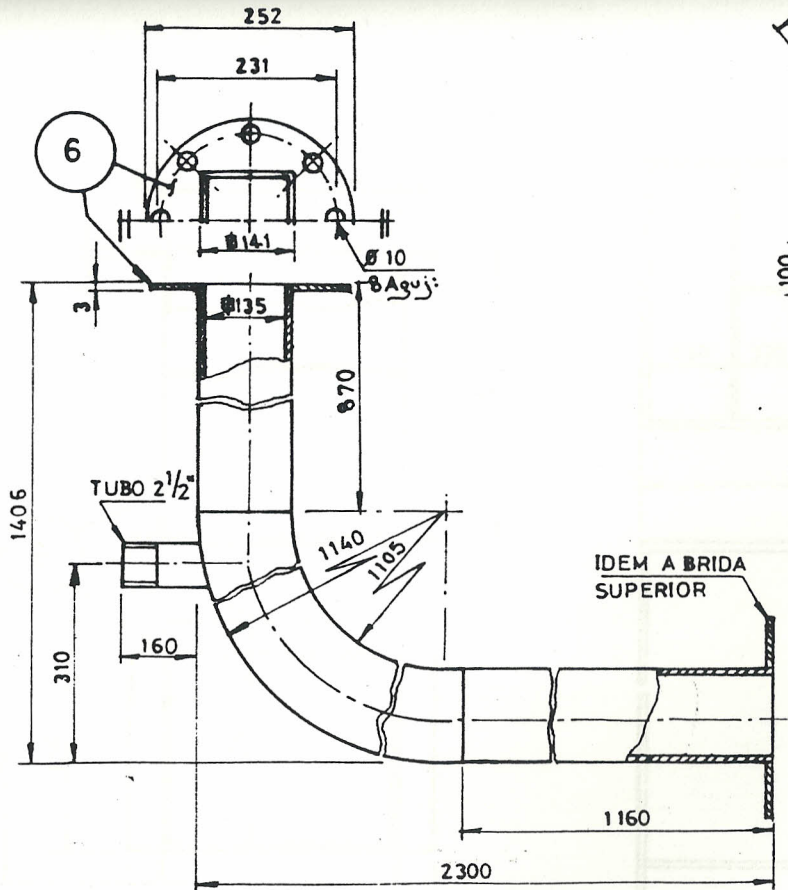
VISTA A-A

ESCALA 1:15

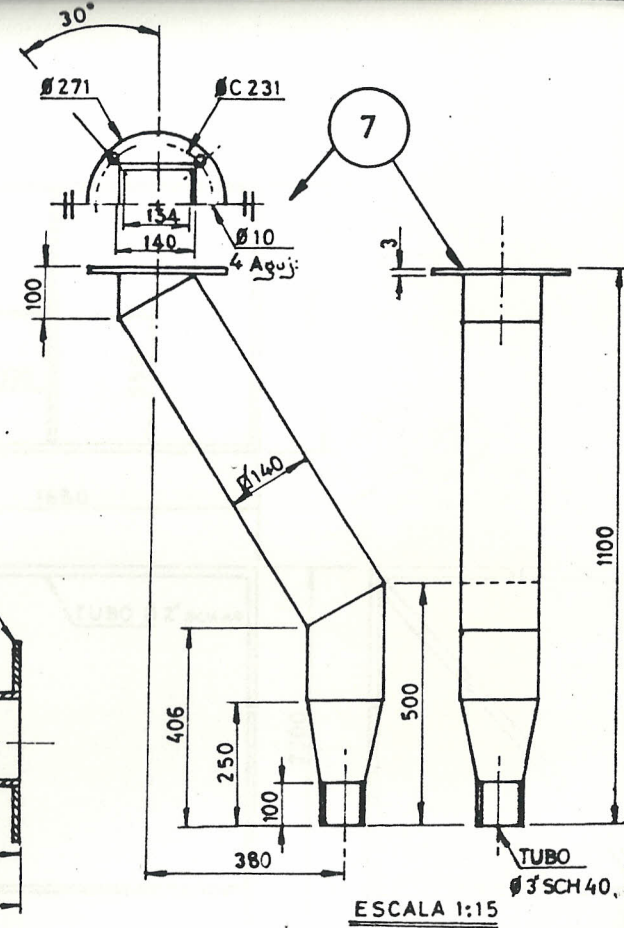
	NOMBRE	FECHA	FACULTAD DE ING. MECANICA	ESPOL
DIBUJO	W. MUÑOZ	16/11/87		
REVISO	V. MENOSCAL			
APROBO	ING. J. DUQUE			
ESCALA	DESIGNACION:			PLANO Nº003
	Nº3 DUCTO DEL INTERCAMBIADOR			
∇	Nº4 CODO 90° PARA ENTRADA DE AIRE			



ESCALA 1:7.5

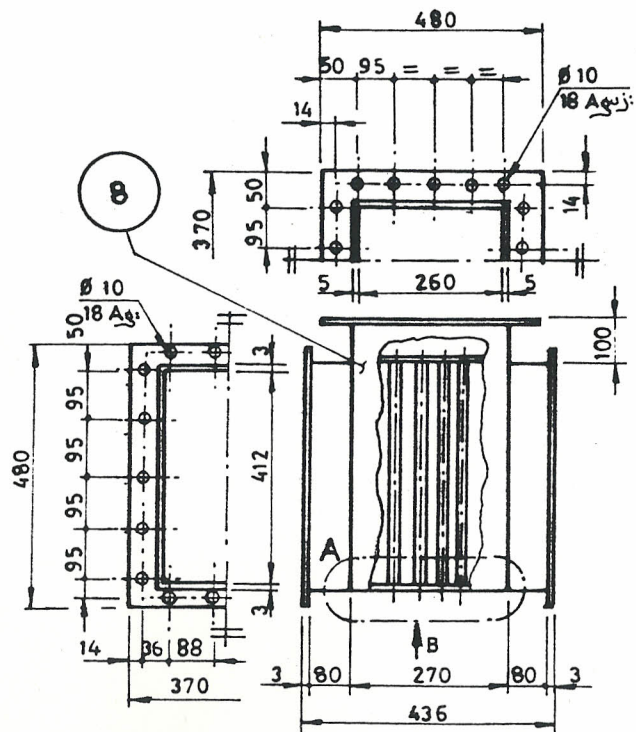


ESCALA 1:10



ESCALA 1:15

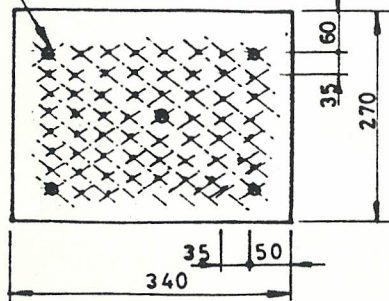
	NOMBRE	FECHA	FACULTAD DE ING MECANICA	ESPOL
DIBUJO	W. MUÑOZ	16/11/87		
REVISO	V. MENOSCAL			
APROBO	ING J. DUQUE			
ESCALA	DESIGNACION: N°5 DUCTO PARA SALIDA DE AIRE CALIENTE			PLANO N°004
	N°6 DUCTO PARA SALIDA DE AIRE DEL VENTILADOR			
	N°7 DUCTO PARA SALIDA DE AIRE CALIENTE			



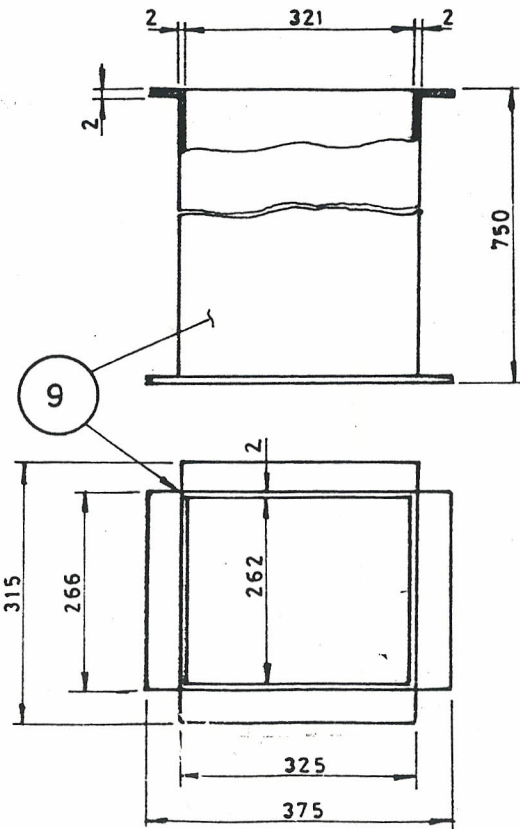
ESCALA 1:12

Tubo 7/8"  
65 Aguj:

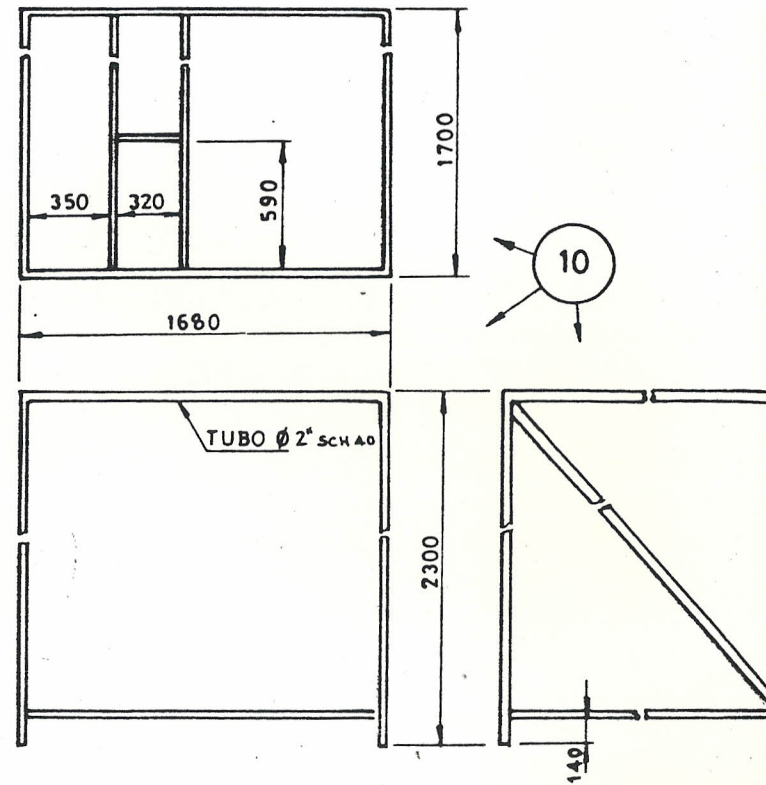
DETALLE "A"



VISTA B



ESCALA 1:10



ESCALA 1:35

	NOMBRE	FECHA	FACULTAD DE ING. MECANICA	ESPO
DIBUJO	W. MUÑOZ	16/11/87		
REVISO	V. MENOSCAL			
APROBO	ING. J. DUQUE			
ESCALA	DESIGNACION: N°8 INTERCAMBIADOR			
	N°9 CAMPANA			
	N°10 BASE			PLANO N°
∇ / W				

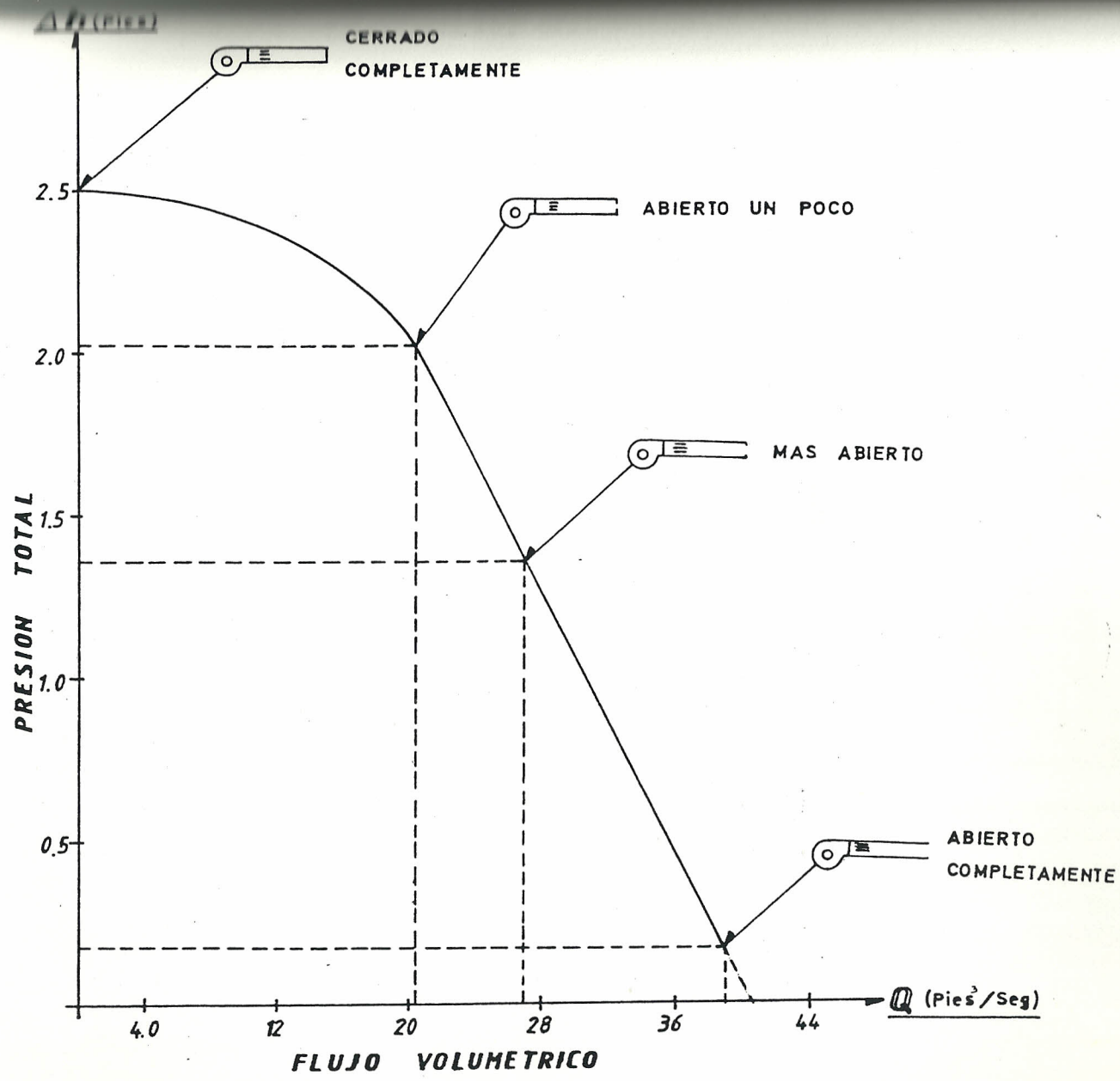
APENDICE C

CELRADO  
COMPLEYAMFUTE



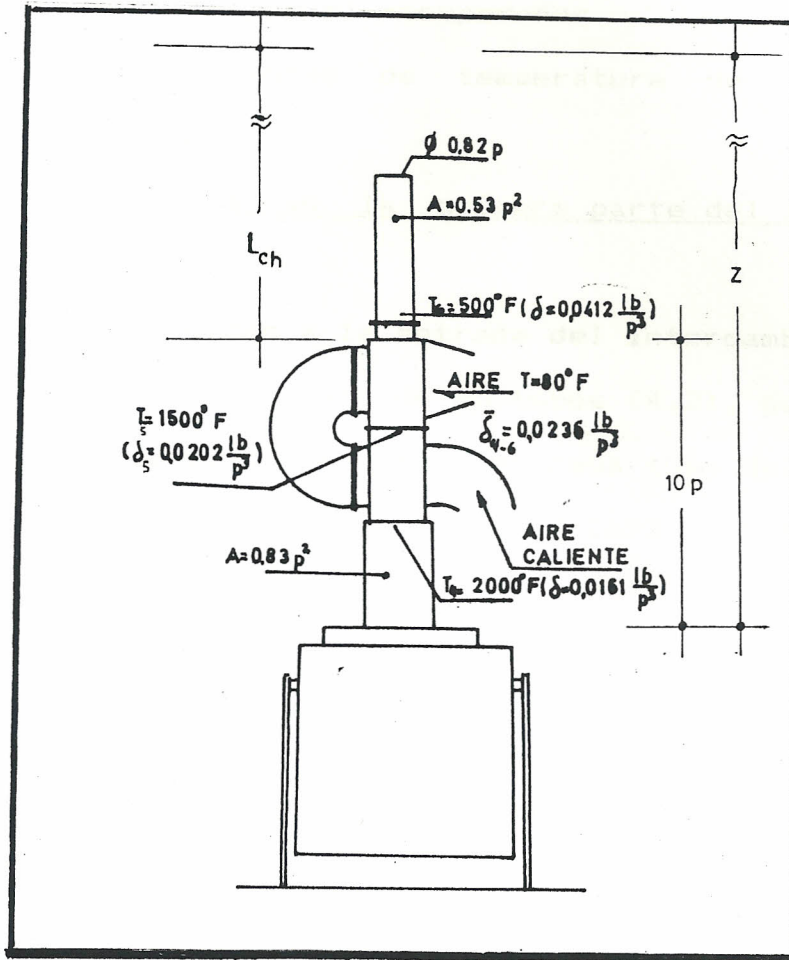
CELRADO COMPLEYAMFUTE

CELRADO





APENDICE D



$$\delta_{\text{diesel}} = 53.04 \frac{lb}{p^3}$$

Fig.- D.1- Valores de temperatura y densidad para el cálculo de la chimenea.

## LONGITUD DE LA CHIMENEA

Una vez construido el recuperador de acuerdo a los planos del apéndice B, nos falta encontrar la longitud de la chimenea que ayudará a salir a los gases luego de que estos pasen por el recuperador.

Con los valores de temperatura de la figura C-1, encontramos:

### 1. Perdidas en la primera parte del intercambiador de calor

#### a. Perdidas a la entrada del intercambiador

Como se trata de 65 tubos (4.2), del intercambiador se tendrá un flujo en cada tubo de:

$$m_{gvc} = [0.3 \text{ lbm/seg}] / [65] = 4.62 \times 10^{-3} \text{ lbm/seg a } 80^{\circ}\text{F}$$



Fig. D2.- Volumen de control en la entrada a cada tubo.

$$A_{vc} = A/65; A_{vc} = 0.83/65 = 0.013 \text{ pie}^2$$

Por continuidad:

$$v_{vc} = m_{gvc} / \delta_{vc} A_{vc}$$

Donde:

$V_{vc}$  = Velocidad en el volumen de control

$m_{gvc}$  = Masa de gas para el volumen de control

$\delta_{vc}$  = Densidad del gas en el volumen de control

$A_{vc}$  = Area de la sección transversal del volumen de control.

Entonces:

$$v_{vc} = 22.07 \text{ pie/seg}$$

De la ecuación 3.2.2:

$$h_{re} = 0.278" \text{ de agua [con } k = \text{ coeficiente de expansión brusca } (\delta) = 0.34]$$

b. Pérdidas en los tubos del primer intercambiador

Siendo el diámetro de cada tubo  $d = 0.053 \text{ ft}$ ; y la longitud  $L = 1.50 \text{ ft}$ ; con  $T_{4-5} = 1750^\circ\text{F}$ , tenemos  $\delta_{4-5} = 0.0174 \text{ lb}_m/\text{ft}^3$ ;  $\dot{m}_{4-5} = 1.805 \times 10^{-3} \text{ ft}^2/\text{seg}$ .

Por continuidad encontramos la  $v_{4-5}$ :

$$m'_{g_{80^\circ\text{F}}} = [(m_g)_{80^\circ\text{F}}]/65 \text{ tubos} = 4.62 \times 10^{-3} \text{ lb/seg}$$

$$v_{4-5} = (m'_{g_{80^\circ\text{F}}})/[\delta_{4-5} A_{c/T}]$$

$A_{c/T}$  = Area de la sección transversal de cada tubo del intercambiador =  $2.2 \times 10^{-3} \text{ ft}^2$

$$v_{4-5} = 120.7 \text{ ft/seg}$$

$$Re = vd/\mu \quad ; \quad Re = 3544.1$$

$f$  = factor de fricción = 0.04

Entonces;

$$H_{rP} = (1/5.2) f(L/D)(v^2/2g_c)$$

Substituyendo valores tenemos:

$$H_{rP} = 0.845" \text{ de agua}$$

c. Regenerancia por expansión a la salida del primer intercambiador

$$V_B = m_{BVC} / \delta_B A_T; V_B = 104 \text{ pies/seg}$$

$$A_{\Delta BT} / A_B = 0.143 / 0.83 = 0.2;$$

con  $A_{\Delta BT} / A_B = 0.2$  en (6) leemos  $k = 0.64$ , entonces:

$$h_{rB} = [k/5/2][v^2\delta/2g_c]$$

$$h_{rB} = 0.42" \text{ H}_2\text{O}$$

## 2. Perdidas en el segundo intercambiador

a. Perdidas a la entrada

$$V_B = 104 \text{ pie/seg}, T_B = 1500 \text{ }^\circ\text{F}, \delta_B = 0.0202 \text{ lbm/pie}$$

$A_T$  = Area de la sección transversal

$$A_T = 2.2 \times 10^{-3} \text{ pie}^2$$

Con  $A_{\Delta BT} / A = 0.2$  en (6) leemos  $k = 0.32$

con lo que obtenemos:

$$h_{rB} = 0.209" \text{ H}_2\text{O}$$

b. Pérdidas en los tubos del segundo intercambiador

$$T_{B-\Delta} = 1000^\circ\text{F}; \delta_{B-\Delta} = 0.0271 \text{ lb}_m/\text{ft}^3; \frac{v}{\delta-\Delta} =$$

$$0.917 \times 10^{-3} \text{ ft}^2/\text{seg}$$

$$v_{B-\Delta} = 77.49 \text{ ft/seg}$$

$$Re = 4478.7$$

$$f = 0.04$$

$$H_{rP} = 0.540" \text{ de agua}$$

c. Regenerancia por expansión brusca

$$\text{Con } T_\Delta = 500^\circ\text{F}, \delta_\Delta = 0.0412 \text{ lbm/pie}, A_T = 2.16 \times 10^{-3}$$

$\text{pie}^2$ , obtengo  $v_\Delta = 51 \text{ pie/seg}$ .

Con  $A_T / A_\Delta = 0.2$  en (6) leemos  $k = 0.32$

con lo que obtenemos:

$$h_{res} = 0.102 \text{ " H}_2\text{O}$$

d. Pérdidas en el ducto (chimenea)

Con un diámetro  $D = 0.82 \text{ ft}$ , por continuidad y con

$$\delta_{a-z} = 0.0489 \text{ lb}_m/\text{ft}^3 \text{ y de } m = \delta_{a-z} V_{a-z} A_{ch}$$

$$V_{a-z} = 11.58 \text{ ft/seg}$$

$$Re = 30630.9$$

$$f = 0.025$$

$$h_o = 0.0006 L_{ch} \text{ " de agua}$$

La suma de las pérdidas es:

$$h_{r1} = h_{res} + h_{rps} + h_{res} + h_{rps} + h_o$$

$$h_{r1} = 1.872 + 0.0006 L_{ch}$$

La suma de la reganancia es:

$$h_{r2} = h_{res} + h_{res}$$

$$h_{r2} = 0.522 \text{ " H}_2\text{O}$$

Las pérdidas  $h_f$  son:

$$h_f = h_{r1} - h_{r2}$$

$$h_f = 1.35 + 0.0006 L_{ch}$$

$L_{ch}$ , según figura C1.

Ahora encontraremos  $d_{est}$  de la ecuación:

$$d_{est.} = (z/5.2)(\sigma_a - \sigma_g)$$

$$\text{con } Z = 10 + L_{ch}$$

$$\text{para } T_g = 1700^\circ\text{F}; \sigma_g = 0.0184 \text{ lb}_m/\text{ft}^3$$

$$= (10 + L_{ch}/5.2)(0.0735 - 0.0184)$$

$$d_{est} = 0.0106 (10 + L_{ch})$$

Para tiro equilibrado:

$$d_{est} = h_f, \text{ es decir}$$

$$0.011(10 + h_f) = 1.35 - 0.0006 L_{ch}$$

nos da  $L_{cr} = 119.23 \text{ ft (36.12 m)}$

$L$  es la longitud necesaria para ayudar a salir a los gases de la combustión sobre el recuperador.

1.36. *Chapman J. L., Thermal Energy Recovery*

*McGraw-Hill, New York 1980.*

1.37. *Chapman J. L., Tests de Grado de Recuperación Experimental*

*del Recuperador de Nivelación No Isotérmica*

*de la Planta de Combustión de Gases' 25*

McGraw-Hill, New York, 1980.

McGraw-Hill, New York, 1980.

## BIBLIOGRAFIA

- 1.- Aguirre H., Tesis de Grado "Caracterización de los aceros producidos en convertidor LD" ESPOL 1986.
- 2.- Boyen J. L., Thermal Energy Recovery, John Wiley & Sons, New York 1980.
- 3.- Duque, J., Tesis de Grado "Evaluación Experimental de un Quemador de Movimiento Helicoidal variable para Pruebas de Combustión de Gases" ESPOL, 1982.
- 4.- Electric Heaters Manual HOTWATT, New York, 1980.
- 5.- Fernandez N., Tesis de Grado "Determinación de Eficiencia Térmica de un Horno Experimental Usando Diesel como Combustible" ESPOL, 1985.
- 6.- Fox & McDonald, Introduction to Fluid Mechanics, John Wiley & Sons, New York, 1973.
- 7.- Ganapathy V., Applied Heat Transfer, Penn Well Publishing Company, Tulsa, Oklahoma 1982.
- 8.- Gilchrist J. D., Fuel Furnaces and Refractories, Pergamon Internacional Library, New York 1977.
- 9.- Incropera , De Witt, Fundamentals of Heat Transfer, John Wiley & Sons, New York 1981.
10. INE, Conservación Energética en el Sector Industrial, Seminario Junio 1984.
11. Kays & London, Compact Heat Exchanger, McGraw Hill, New York, 1964.

12. Kreith Black, La Transmisión de Calor, principios Fundamentales, Editorial Alhambra, México S.A., 1983.
13. Kreith F., Principios de Transferencia de Calor, Herrera Hermanos, Sucesores S.A., México 1970.
14. Patiño Romay, Combustión y Contaminación Industrial, Seminario ESPOL, Febrero 1988.
15. Reiter S., Industrial and Commercial Heat Recovery Systems, Van Nostrand Reinhold Company, New York 1983.
16. Salvy G., La combustión: Teoría y Aplicaciones, Editorial Dossat S.A., Madrid 1975.
17. Selmsc, Equipos Industriales, S.A., México 1978.
18. Sonntag Wylem, Introducción a la Termodinámica Clásica y Estadística, Limusa México 1985.
19. Trinks Mawhinney, Hornos Industriales, Urmo S.A. de Ediciones, tomos I y II, España 1975.
20. J. Velez, "Incremento de la Eficiencia en Hornos de Calentamiento a Través del Enriquecimiento de la Mezcla Combustible con Oxígeno" (Tesis, Facultad de Ingeniería Mecánica, Escuela Superior Politécnica del Litoral, 1989).
21. Welty J.R., Engineering Heat Transfer, John Wiley & Sons, New York, 1974.