

300617



UNIVERSIDAD LA SALLE

24

ESCUELA DE INGENIERIA  
INGENIERIA MECANICA

2ej

DISEÑO DE UN CALENTADOR PARA PETROLEO  
CRUDO CON EQUIPO DE RECUPERACION DE  
ENERGIA, PARA LA REFINERIA DE  
SALINA CRUZ, OAX. (MEXICO).

**T E S I S**

QUE PARA OBTENER EL TITULO DE  
**INGENIERO MECANICO-ELECTRICISTA**

P R E S E N T A :

**LUIS EDUARDO VERA GALLARDO**

ASESOR DE TESIS:

INGENIERO EDUARDO BUENDIA DOMINGUEZ

MEXICO, D. F.

1995



## **UNAM – Dirección General de Bibliotecas Tesis Digitales Restricciones de uso**

### **DERECHOS RESERVADOS © PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL**

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

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



RECIBO  
21/11/94  
15:30  
11

Al Presente Señor: Luis Eduardo Vera Gallardo

En atención a su solicitud relativa, me es grato transcribir a Ud. a continuación, el tema que aprobado por esta Dirección, propuso como Asesor de Tesis el Ing. Eduardo Buendía Domínguez, para que lo desarrolle como tesis en su Examen Profesional de Ingeniero Mecánico Electricista con área principal en Ingeniería Mecánica.

"DISEÑO DE UN CALENTADOR PARA PETROLEO CRUDO CON EQUIPO DE RECUPERACION DE ENERGIA, PARA LA REFINERIA DE SALINA CRUZ, OAX. (MEXICO)"

con el siguiente índice:

	INTRODUCCION
CAPITULO I	ANTECEDENTES
CAPITULO II	CALENTADORES A FUEGO EN LOS PROCESOS DE LA REFINERIA
CAPITULO III	PLANTEAMIENTO DEL CASO EN ESTUDIO
CAPITULO IV	DISEÑO TERMICO
CAPITULO V	DISEÑO MECANICO
CAPITULO VI	EQUIPO PARA LA RECUPERACION
CAPITULO VII	ANALISIS ECONOMICO
	CONCLUSIONES
	BIBLIOGRAFIA
	ANEXOS

Ruego a Ud., tomar debida nota de que en cumplimiento de lo especificado en la Ley de Profesiones, deberá prestar Servicio Social como requisito indispensable para sustentar Examen Profesional, así como de la disposición de la Dirección General de Servicios Escolares, en el sentido de que se imprima en lugar visible de los ejemplares de la tesis, el rubro del trabajo realizado.

ATENTAMENTE  
"INDIVISA MANENT"  
ESCUELA DE INGENIERIA  
México, D.F., a 24 de Noviembre de 1994

  
ING. EDUARDO BUENDIA DOMINGUEZ  
ASESOR DE TESIS

  
ING. EDMUNDO BARRERA MONSIVAIS  
DIRECTOR

**UNIVERSIDAD LA SALLE**

BENJAMIN FRANKLIN 47, TEL. 518-99-60 MEXICO 06140 D.F.

**A MI PADRE :** POR HABERME BRINDADO EDUCACIÓN, APOYO Y UN GRAN EJEMPLO COMO PROFESIONISTA DURANTE TODO MI VIDA, ASÍ COMO SU APOYO EN LA ELABORACIÓN DE ESTA TESIS.

**A MI MADRE Y HERMANOS:** POR SU APOYO Y CARIÑO.

**A LILIANA MONTUFAR M.:** POR SU CARIÑO, COMPRENSIÓN Y APOYO DURANTE ESTOS AÑOS, ASÍ COMO SU AYUDA PARA LA REALIZACIÓN DE ESTA TESIS.

**A MIS AMIGOS:** POR SU AMISTAD INCONDICIONAL.

**A MI ESCUELA Y MIS MAESTROS:** POR LA OPORTUNIDAD DE REALIZAR MIS ESTUDIOS EN ELLA Y BRINDAR SU MAYOR INTERÉS EN MI APRENDIZAJE.



# INDICE

## INDICE

<b>INTRODUCCION</b> .....	<b>i</b>
---------------------------	----------

### CAPITULO I

#### ANTECEDENTES

I.1. Generalidades.....	1
I.2. Objetivo .....	4
I.3. Descripción.....	4

### CAPITULO II

#### CALENTADORES A FUEGO EN LOS PROCESOS DE LA REFINERIA

##### II.1. Procesos del Petróleo crudo.

II.1.a. Descripción .....	7
II.1.b. Planta de destilación atmosférica.....	9
II.1.c. Planta de destilación al vacío .....	12
II.1.d. Planta de desintegración catalítica .....	14
II.1.e. Planta hidrodesulfuradora de naftas .....	16
II.1.f. Planta reformadora de naftas .....	19
II.1.g. Planta hidrodesulfuradora de destilados intermedios ..	21
II.1.h. Planta fraccionadora, estabilizadora y tratadora de hidrocarburos .....	24

##### II.2. Calentadores a fuego.

II.2.a. Introducción .....	27
II.2.b. Clasificación .....	27

## CAPITULO III

### PLANTEAMIENTO DEL CASO EN ESTUDIO

#### III.1. Localización.

III.1.a. Generalidades .....	31
III.1.b. Descripción del área .....	33
III.1.c. Instalaciones .....	35

#### III.2. Carga del calentador.

III.2.a. Generalidades.....	38
III.2.b. Características del crudo de carga.....	38
III.2.c. Destilación.....	41
III.2.d. Características físicas de las fracciones .....	43
III.2.e. cálculo de la cantidad de calor .....	45

## CAPITULO IV

### DISEÑO TERMICO

IV.1. Generalidades .....	57
IV.2. Procedimiento de cálculo .....	58
IV.3. Condiciones de proceso .....	59
IV.4. Dimensionamiento del equipo.....	70

## CAPITULO V

### DISEÑO MECANICO

V.1. Generalidades.....	132
V.2. Diseño de la estructura secundaria .....	137
V.3. Diseño de la estructura principal.....	153
V.4. Chimenea .....	178

## CAPITULO VI

### EQUIPO PARA LA RECUPERACION

VI.1. Generalidades.....	190
VI.2. Precalentadores.....	196
VI.3. Selección del precalentador de aire .....	206
VI.4. Ventiladores .....	209
VI.5. Selección de los ventiladores .....	211

## CAPITULO VII

### ANALISIS ECONOMICO

VII.1. Generalidades .....	230
VII.2. Aspectos económicos .....	230
VII.3. Presupuesto .....	239
VII.4. Estimado de costos .....	239
VII.5. Estudio del ahorro de energía.....	244
VII.6. Conclusiones del capítulo.....	250

CONCLUSIONES GENERALES .....252

BIBLIOGRAFIA.....257

ANEXOS:

a) Nomenclatura.....260

b) Gráficas.....262

c) Relación de absorción tubos desnudos Vs. tubos birlados...268

d) Cálculos.....270

e) Características de los diversos tipos de precalentadores.  
(Ventajas y desventajas de su uso).....272

f) Configuración de calentador en estudio.....279

g) Cálculos para ventiladores.....283

CONCLUSIONES GENERALES ..... 252

BIBLIOGRAFIA..... 257

ANEXOS:

a) Nomenclatura..... 260

b) Gráficas..... 262

c) Relación de absorción tubos desnudos Vs. tubos birlados... 268

d) Cálculos..... 270

e) Características de los diversos tipos de precalentadores.  
(Ventajas y desventajas de su uso)..... 272

f) Configuración de calentador en estudio..... 279

g) Cálculos para ventiladores..... 283

# INTRODUCCIÓN.

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

Debido a la actual y creciente demanda de hidrocarburos, Petróleos mexicanos conciente de esta problemática proyectó la primera ampliación de la refinería en Salina Cruz, Oaxaca (México), la cual tendrá como objetivo cubrir la demanda de energéticos en el litoral del pacífico. Además implementando sistemas de recuperación de energía, fomentará el ahorro de estos energéticos.

Cabe mencionar que estos equipos (calentador a fuego) consumen el 75 % de la energía que se suministra a una planta, por lo que son equipos a los que se les debe prestar primordial interés. Así también el ahorro de energía de los hidrocarburos es de gran importancia, ya que el porcentaje de energía consumida en el país es bastante alto. Alrededor del 88 % de la energía consumida en el país la constituyen estos derivados del petróleo.

En el primer capítulo de este trabajo desarrollaremos con mayor amplitud lo anteriormente citado. Así también desarrollaremos de manera general y sintetizada las partes que constituyen el presente trabajo, el cual tiene por objetivo aportar una manera básica de diseño de estos equipos (calentadores), así como el cálculo y selección de los sistemas de recuperación de energía.



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

Cabe mencionar que de no utilizarse sistemas de recuperación de energía, estaríamos desechando a la atmósfera grandes cantidades de energía calorífica contenida en los gases de combustión, y por ende grandes cantidades de hidrocarburos (energéticos), así como de dinero.

# CAPÍTULO I

## ANTECEDENTES

## **CAPITULO I**

### **ANTECEDENTES**

#### **I.1. Generalidades**

De acuerdo al desarrollo acelerado del país en el proceso de industrialización así como en el transporte carretero y urbano, Petróleos Mexicanos ha previsto un programa general de expansión de sus instalaciones acorde a la demanda de energéticos derivados del petróleo que constituyen hoy en día alrededor del 88% de la energía total consumida.

Para satisfacer la demanda actual de estos energéticos en el litoral de Pacífico cuyo volumen asciende a 139,000 barriles por día de destilados y unos 100,000 barriles por día de combustóleo, se cuenta con las instalaciones de la refinería de Minatitlán, Ver., y con la Primera etapa de la refinería de Salina Cruz, Oax., para posteriormente ser enviados por buques tanques de la flota petrolera a los puertos marítimos de distribución de producto de PEMEX.

Conforme a los estudios estadísticos de consumo energético para el litoral del pacífico y zonas de influencia, se ha determinado

que estas instalaciones serán insuficientes en un futuro cercano y por consiguiente deberá tenerse en operación a más tardar al término del presente sexenio (1989-1994), la primera ampliación de la refinería de Salina Cruz, Oax., llamada segunda etapa, con una capacidad nominal de 150,000 barriles por día.

A la fecha se ha estimado una tercera etapa de ampliación para finales de 1999 del orden de 300,000 barriles por día.

Debe hacerse la aclaración que la capacidad de proceso de una refinería corresponde al volumen diario de petróleo crudo que es capaz de fraccionarse en una planta de destilación primaria.

Oportunamente haremos una descripción detallada de la trayectoria que sigue el aceite crudo en los procesos de refinación para soportar así el tema del presente trabajo.

Ahora bien, teniendo en cuenta que un punto de gran importancia en el proceso de destilación del petróleo crudo es el suministro de la energía como calor, el cual se puede dar a través de:

- a) Un intercambiador de calor obteniendo dicha energía de otra corriente que lo ceda (calentador a fuego indirecto).
- b) Un calentador de vapor de agua.
- c) Un calentador a fuego directo.

Nosotros nos enfocaremos a la tercera alternativa ya que en el proceso de refinación del petróleo crudo el 75% de la energía suministrada a una planta, es consumida por calentadores a fuego directo y por calentadores de vapor, convirtiéndolos en equipos a los cuales se les debe prestar mayor atención, ya que debido a la escasez cada vez mayor de los combustibles derivados del petróleo, el aumento en el costo de estos mismos ha provocado que se ponga atención especial al ahorro de energía a través del máximo aprovechamiento de la energía producida por éstos. Todo esto a través del aumento en la eficiencia térmica, al utilizar recuperadores de energía.

El sistema de recuperación de energía o de precalentamiento de aire para la combustión se ha utilizado desde hace tiempo en calderas, actualmente se empiezan a utilizar en calentadores a fuego directo. Este sistema requiere de un ventilador de tiro forzado y de ductos para llevar el aire a través del precalentador hasta los quemadores. Dependiendo de su localización se requerirá o no ductos para los gases de combustión. Si la caída de presión a través del precalentador y del horno es mayor de la que es proporcionada por el ventilador de tiro forzado se requerirá también un ventilador de tiro inducido.

## **I.2. Objetivo de la Tesis.**

Dada la importancia que en la industria del petróleo constituye este equipo mencionado, la finalidad del presente trabajo es mostrar en forma básica la metodología en el diseño de un calentador de crudo para la planta de destilación atmosférica de la refinería de Salina Cruz, Oax., con equipo de recuperación de energía, para cumplir con la demanda actual de energéticos en el litoral del Pacífico y que satisfaga la filosofía de máxima eficiencia y ahorro de combustible. Estas premisas se plantearán en los capítulos subsecuentes.

## **I.3. Descripción.**

A continuación describimos brevemente los capítulos de nuestro presente trabajo.

Como primer paso en este trabajo describiremos los diferentes procesos del petróleo crudo, el funcionamiento básico de las diferentes plantas de proceso que pueden conformar una refinería, así también mencionaremos los diversos derivados del crudo que se obtienen de estas mismas. Así también describiremos que es un calentador, como está configurado de forma global, los tipos y sus clasificaciones.

En el capítulo tres "PLANTEAMIENTO DEL CASO EN ESTUDIO" describiremos la localización de la refinería, así como de las instalaciones que la conforman, para después pasar a describir las características de la carga y de las fracciones en que se destila el crudo y en base a estas determinar la cantidad de calor que deberá ser suministrada a nuestro calentador.

Una vez determinados los datos básicos de diseño, procederemos a efectuar los cálculos concernientes tanto al diseño térmico, así como al diseño mecánico.

En el capítulo cuatro "DISEÑO TERMICO" pretendemos determinar entre otros conceptos:

- 1) Aire para la combustión.
- 2) Eficiencia del equipo.
- 3) Calor suministrado.
- 4) Dimensionamiento de las secciones del calentador, para así poder determinar sus áreas de transferencia y el arreglo de los tubos. (serpentes).
- 5) El cálculo de la caída de presión y en base a esta determinar las presiones de entrada y salida. Además de determinar el espesor de la tubería.

Algunos otros punto serían 1) piso: determinación del material y arreglo. 2) quemadores: selección, arreglo y justificación.

Lo concerniente al diseño mecánico, estudiaremos los marcos que conforman la estructura del calentador bajo diferentes condiciones de trabajo, para poder determinar los componentes (perfiles estructurales) de la estructura de nuestro calentador.

Además añadiremos un cálculo de chimenea, ya que la chimenea al ser el conducto por el cual escaparán los gases de combustión a la atmósfera, será importante su dimensionamiento, composición, etc.

Finalizaremos el presente trabajo con una selección del equipo de recuperación de energía (capítulo seis), precalentadores, ventilador de tiro forzado y ventilador de tiro inducido, y con un análisis de nuestra inversión, el cual se conformará principalmente 1) de un desglose de precios, el cual utilizaremos para determinar un estimado de costos del calentador, y 2) de un estudio que muestre si es o no conveniente invertir en equipos de recuperación de energía.



# CAPÍTULO II

CALENTADORES A FUEGO  
EN LOS PROCESOS DE LA  
REFINERÍA.

## CAPITULO II

### CALENTADORES A FUEGO EN LOS PROCESOS DE LA REFINERIA.

#### II.1. Procesos del Petróleo Crudo; Generalidades.

##### II.1.a. Descripción.

El efecto de una destilación cualquiera del petróleo crudo está basado en las diferentes temperaturas de ebullición de los productos que lo componen; estas destilaciones se consiguen alcanzando las temperaturas de vaporización de las fracciones y logrando su separación por medio del arrastre de partículas efectuado por el vapor de proceso que entra a las torres fraccionadoras.

La refinería "Ing. Antonio Dovali Jaime" de Salina Cruz, Oax., está constituida por una serie de plantas de destilación y refinación que hacen posible el aprovechamiento de los diferentes derivados del crudo proveniente de los campos petroleros de área del cretácico (Chiapas y Tabasco) y del Golfo de Campeche (Fig. No. 2.1) el cual es recibido a través de oleoductos en los tanques almacenamiento cuya capacidad es de 500,000 barriles cada uno. Cuanto mayor sea el tiempo de almacenamiento del crudo, más fácil será la eliminación, por purga automática,

(B)

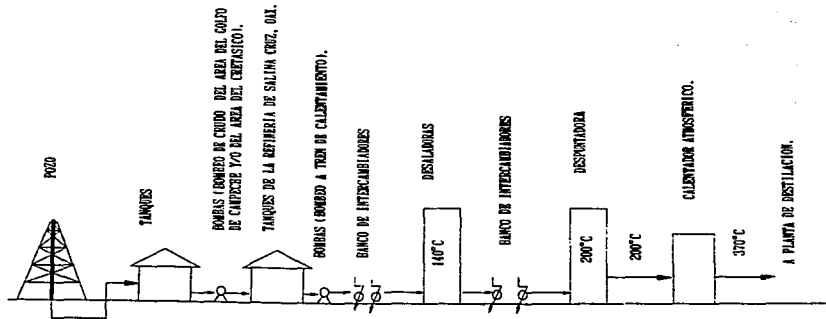


Fig. No. 2.1. TRAYECTORIA DEL CRUDO POR PROCESAR.

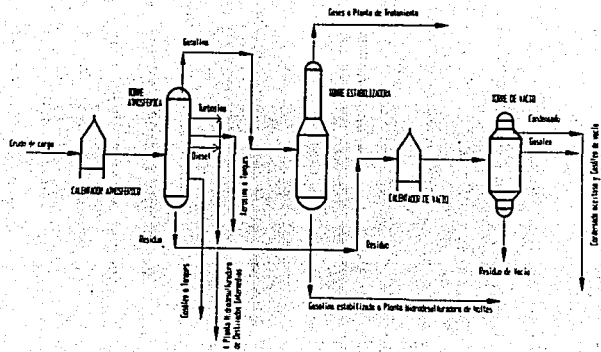
de agua asociada y de parte de los sedimentos arenosos presentes (Ver fig. No. 2.1).

#### II.1.a. Planta de Destilación Primaria.

Ahora bien, de los tanques de almacenamiento de la planta, el crudo es succionado por las bombas de carga de la planta de destilación primaria (Ver Fig. No. 2.2) las cuales lo impulsan a pasar por el tren de precalentamiento para que alcance una temperatura de 140 °C y luego ser llevado a las desaladoras en las cuales se eliminan las sales, sedimentos y el exceso de agua residual.

Una vez desalado el crudo continúa calentándose hasta alcanzar una temperatura del orden de 200 °C para entrar a la torre des-puntadora, la cual tiene la función de separar del crudo precalentado los productos ligeros, tales como hidrocarburos gaseosos y gasolinas ligeras. Dichos gases son procesados en otras plantas para ser recuperados de forma líquida en hidrocarburos valiosos, tales como propano, butano, pentano y algunos hexanos, los cuales se juntan con la corriente de gasolina ligera que va como carga a la torre estabilizadora, en donde a la gasolina se le separa el gas licuado de petróleo (LPG). La gasolina estabilizada que se obtiene se envía, para endulzamiento, al sistema de tratamiento cáustico.

Fig. No. 2.2 Planta de destilación combinada  
(Planta atmosférica y de Vacío).



El crudo despuntado es enviado a los calentadores de fuego directo en donde se eleva la temperatura de 200-210°C hasta 360-385°C, y a esta temperatura entra a la torre de destilación atmosférica en donde nace la obtención de los siguientes productos:

Gasolina (Nafta), Kerosina, Turbosina, Diesel, Gasóleo Primario y Residuo Primario.

Estos productos de la destilación primaria o atmosférica son enviados a otras plantas para su refinación y tratamiento adecuado a fin de cumplir con las especificaciones técnicas que dicta tanto el mercado nacional, como el internacional.

- a) Gasolina.- Se envía a la planta hidrodesulfuradora de naftas para de esta pasar posteriormente a la planta reformadora.
- b) Turbosina.- Se obtiene en la planta hidrodesulfuradora de destilados intermedios y después se envía a almacenamiento.
- c) Kerosina.- Si se pretende usar en mezclas de diesel, se envía a la planta de destilados intermedios, si no es así, se envía entonces a tanques de almacenamiento para emplearse en diluyentes de asfaltos y residuos.
- d) Diesel.- Se obtiene en la planta hidrodesulfuradora de destilados intermedios a partir del gasóleo.

e) Gasóleo Primario.- Se envía a la planta hidrodesulfuradora, para la obtención de diesel nacional ó se envía a mezclar con gasóleos de la planta de destilación al vacío y enviarse como carga a la planta de desintegración catalítica.

f) Residuo Primario.- Es enviado como carga a la planta de destilación al vacío.

### II.1.b. Planta de Destilación al Vacío.

Como segunda etapa de los procesos de refinación del crudo se encuentra la destilación al vacío. Estas plantas reciben como carga al residuo de la destilación primaria, ya sea directamente de la esta planta o bién de los tanques de almacenamiento.

Esta carga es precalentada en un tren de intercambiadores que cambian calor utilizando la corriente de los gasóleos de vacío y del residuo de vacío y pasando posteriormente al calentador correspondiente en donde es llevado hasta una temperatura del orden de los 400 °C, condición en la que entra a la torre de destilación, la que se encuentra con una presión del orden de los 30 mm Hg abs., lo cual favorece la extracción de los productos que en presiones atmosféricas no podrían destilarse.

Los productos que se obtienen de esta destilación son:

Condensado Aceitoso, Gasóleo Ligero de Vacío, Gasóleo Pesado y Residuo de Vacío. (Fig. No. 2.2).

a) Condensado Aceitoso.- Esta corriente se obtiene por el domo de la torre y es una mezcla de hidrocarburos ligeros y vapor de proceso que se utiliza en el sistema de eyección para efectuar el vacío. Este producto es condensado y enviado a mezclas con gasolina primaria.

b) Gasóleo Ligero de Vacío.- Esta corriente se obtiene en el primer plato de extracción y es enviado, ya sea a mezclas de diesel o como carga a la planta de desintegración catalítica. Esta última alternativa es la más empleada.

c) Gasóleo Pesado de Vacío.- Es la corriente que se obtiene del segundo plato de extracción y en su totalidad se envía como carga a la planta de desintegración catalítica.

d) Residuo de Vacío.- Este producto se obtiene por el fondo de la torre y se utiliza como carga a la planta reductora de viscosidad o a tanques de mezclas para la obtención en ambos casos de combustible, los cuales son aceites combustibles pesados empleados para consumo interno en calderas y calentadores de proceso, como es el caso que nos ocupa.



### II.1.c. Planta de Desintegración Catalítica.

Siendo la finalidad básica, en los procesos de refinación del petróleo crudo, la obtención de los productos más valiosos, tanto comercial, como industrialmente hablando, se pretende literalmente "exprimir" al máximo ésta materia prima; para lo cual después de los procesos básicos de destilación, los productos obtenidos de la misma son llevados a otros procesos de desintegración y de reformación, siendo el primero efectuado en una planta más compleja que las inicialmente descritas y que es denominada planta de desintegración catalítica, ya que el proceso se realiza en la presencia de un catalizador que favorece la ruptura de las cadenas de hidrocarburos para la obtención de gasolinas y gases a partir de los gasóleos obtenidos de la destilación al vacío. (Ver Fig. No. 2.3).

La carga de gasóleo es calentada hasta la temperatura requerida de reacción la cual es del orden de 480 °C. En esta condiciones se mezcla en el reactor con el catalizador (que es un compuesto de aluminio y aleaciones patentadas de metales) en cuyo contacto se realiza la desintegración molecular de los hidrocarburos que como carga son enviados a una torre fraccionadora para obtener principalmente gasolinas de alto octano, aceite cíclico y gases licuables, los cuales son enviados a distintos procesos de purificación y aprovechamiento en la industria petroquímica.



El catalizador agotado, o sea aquel que ha participado en la reacción, es separado por la parte inferior del reactor y enviado a un sistema de regeneración para ser utilizado nuevamente en forma continua.

#### II.1.d. Planta Hidrodesulfuradora de Naftas.

El objetivo de esta planta es la preparación de la carga, gasolinas provenientes de la destilación primaria y de la planta de desintegración catalítica, a las plantas reformadoras de gasolina, mediante la eliminación de azufre, oxígeno y nitrógeno. (Ver fig. No. 2.4).

La carga se lleva al precalentador, considerando que previamente se le inyecta hidrógeno. En estas condiciones se pasa al calentador de carga con el objeto de suministrarle la energía térmica necesaria para alcanzar la temperatura del proceso en el reactor, a través del cuál se efectúan las reacciones de hidrodesulfuración.

El efluente del reactor intercambia calor con la carga y después se le une a la corriente de hidrógeno de reposición, proveniente de la planta reformadora. La mezcla líquido-vapor formada, se lleva al tanque separador del producto desulfurado.



La fase gaseosa se envía al compresor de recirculación de hidrógeno y posteriormente a la descarga de la bomba de alimentación de carga de la planta.

La fase líquida se envía a la torre desbutanizadora. Del domo de dicha torre salen los hidrocarburos ligeros y butano los cuales se condensan, al pasar a través de la torre, para separarlos del gas amargo, llamado así por su alto contenido de ácido sulfhídrico ( $H_2S$ ). Dicho gas amargo es enviado a la planta recuperadora de azufre. Los hidrocarburos condensados se envían, una parte a la planta de tratamiento con DEA (Dietanolamina) para eliminar el ácido sulfhídrico residual, la otra parte se envía a la torre como reflujo.

Los fondos de la torre desbutanizadora, conteniendo principalmente pentanos, hexanos e hidrocarburos pesados, se divide en dos corrientes: Una se envía al calentador de fondos de la torre, donde se suministra el calor necesario para la operación de la torre y posteriormente regresa al fondo de la misma. La otra parte se envía a la torre desisohexanadora; por los domos de ésta torre salen pentanos e isohexanos que son condensados totalmente, parte se recircula hacia la torre y la restante se envía como carga a la planta fraccionadora.

La corriente que sale por los fondos de la torre, está constituida principalmente por una mezcla de hexanos e hidrocarburos pesados los cuales constituyen la nafta (gasolina) la cual será enviada a la planta reformadora.

#### II.1.e. Planta Reformadora de Naftas.

Su objetivo es incrementar el octano de la gasolina mediante reacciones químicas de reformación catalítica (Ver Fig. No. 2.5).

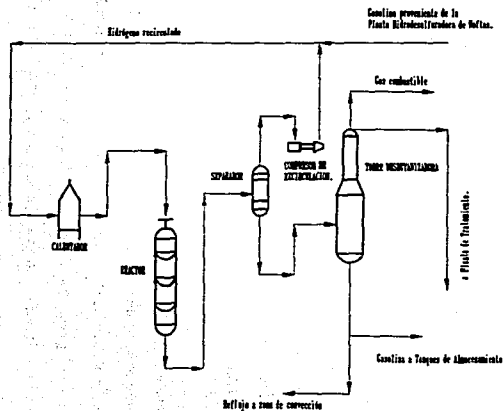
La nafta entra en el precalentador de carga, previa inyección de la corriente de hidrógeno de recirculación. La mezcla en estas condiciones se pasa al calentador de reformación, con el objetivo de alcanzar la temperatura requerida para que se efectúe la reacción.

La mezcla vaporizada se envía al reactor, donde se lleva a cabo la reacción de reformación. El efluente de reactor se enfría al intercambiar calor con la carga, y se manda al tanque separador de baja presión. La corriente se divide: La fase gaseosa se recircula hacia la carga de la planta y la fase líquida se envía a la torre desbutanizadora.

Por los domos de la torre se obtiene gas combustible el cual se divide en dos corrientes: una como producto terminado y la otra se envía a la planta tratadora y fraccionadora.

Fig. No. 2.5 Planta Reformadora de Naftas.

(20)



Los fondos de la torre desbutanizadora se dividen en una parte que se manda a la zona de convección del calentador de reformación, donde se suministra el calor necesario para la operación de la torre y la otra corriente se envía como reformado a almacenamiento.

#### II.1.f. Plantas Hidrodesulfuradoras de Destilados Intermedios.

Son denominados productos destilados intermedios el gasóleo y la Kerosina, los cuales son tratados en este tipo de plantas con la finalidad de eliminarles el contenido de azufre, que arrastran desde la destilación primaria, por medio de una hidrogenación catalítica (Ver Fig. No. 2.6)

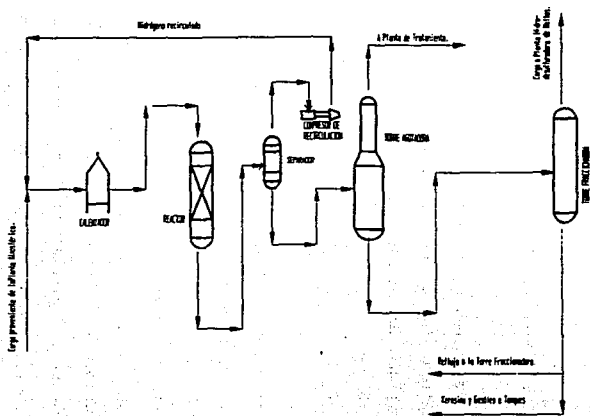
Ahora bien, las corrientes de proceso se reciben en el tanque de carga que posteriormente serán enviados al precalentador de carga, previa inyección de la corriente de hidrógeno de recirculación. La mezcla en éstas condiciones, se pasa al calentador de carga con objeto de alcanzar la temperatura requerida para que la reacción se efectúe. La mezcla totalmente vaporizada ( caso Kerosina ) o parcialmente vaporizada ( caso Gasóleo ) se envía al reactor, donde se efectúan las reacciones de hidrogenación correspondientes.

El efluente del reactor se enfría parcialmente al intercambiar calor con la carga y se envía al tanque separador.



Fig. No. 2.6 Planta Hidrodesulfuradora de Destilados Intermedios.

( 22 )



La fase gaseosa se envía como recirculación por medio del compresor correspondiente y se une con el hidrógeno de reposición. La fase líquida separada, constituida por hidrocarburos pesados, se envía como carga a la torre agotadora; los hidrocarburos ligeros y gases incondensables salen por el domo de la torre y se condensan parcialmente al pasar a través del condensador, la separación se realiza en el acumulador de la torre agotadora. La fase gaseosa constituida por gas amargo se envía a la planta de tratamiento. Los fondos de la torre agotadora pasan a la torre fraccionadora, en la cuál se separan los hidrocarburos ligeros de los más pesados que salen como productos.

Los ligeros los cuales salen por el domo de la torre fraccionadora se condensan y se envían al tanque acumulador de reflujo, de donde se bombean a la planta hidrosulfuradora de naftas.

Los fondos de la torre fraccionadora, se dividen en dos corrientes: una pasa a través del calentador de la torre fraccionadora, donde se le suministra el calor necesario para la operación de la torre y la otra corriente, previo enfriamiento al intercambiar calor con los fondos de la torre agotadora, constituye los productos finales:

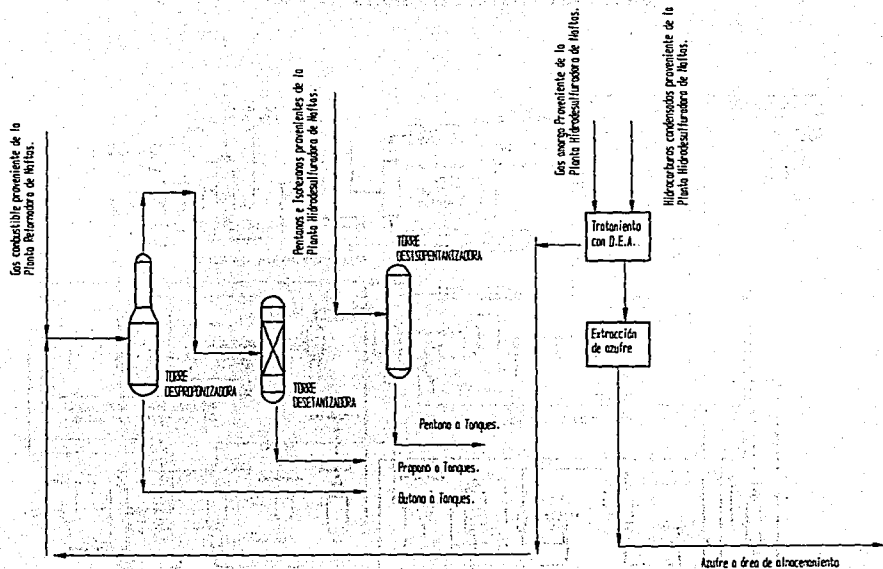
1) Turbosina en el caso de Kerosina y 2) Diesel nacional en el caso de Gasóleo, enviándose finalmente a tanques de almacenamiento.

**II.1.g. Plantas Fraccionadoras, Estabilizadoras y Tratadoras de Hidrocarburos.**

Estas plantas tienen la función de eliminar el ácido sulfhídrico de los hidrocarburos amargos líquidos y gaseosos provenientes de las plantas hidrodesulfuradoras de naftas y para fraccionar tanto a la corriente líquida purificada de las plantas reformadoras como los de hidrodesulfuradoras de naftas. (Ver Fig. No. 2.7).

Fig. No. 2.7 Planta Tratadora y Fraccionadora

(25)



( 26 )

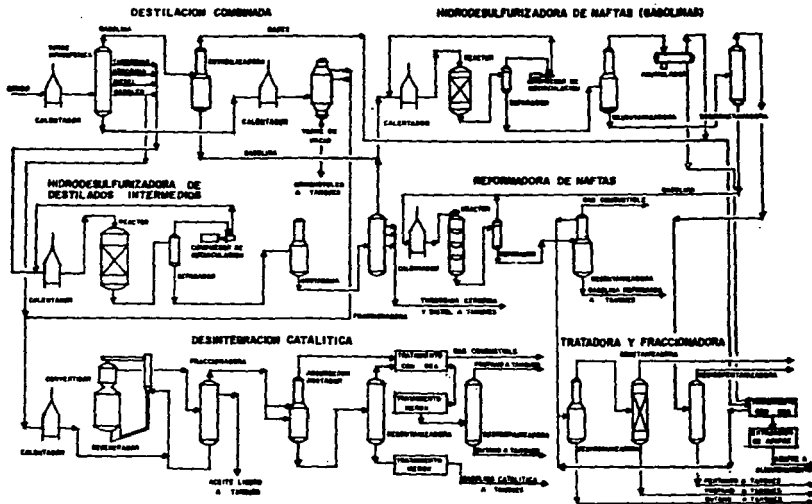


Fig. No.2.8. ARREGLO GENERAL, PLANTAS DE PROCESO.

## **II.2. Calentadores con Fuego.**

### **II.2.a. Introducción.**

Como se mencionó en el capítulo anterior nosotros nos enfocaremos al suministro de energía como calor, a nuestro fluido de proceso, por medio de un calentador con fuego.

Así mismo se definió a los calentadores con fuego como dispositivos que calentarán un fluido de proceso, el cual es transportado a través de una red de tubería llamada serpentín.

### **II.2.b. Clasificación.**

Los calentadores con fuego se pueden clasificar en:

a) Calentador a fuego directo: Es aquel que transmite directamente, de la flama de sus quemadores, el calor necesario para elevar la temperatura del fluido de proceso que se encuentra en el interior de los tubos del serpentín.

b) Calentador a fuego indirecto: Es aquel en el que no se tiene contacto directo con la combustión de los quemadores, sino que

previamente se ha calentado un fluido para intercambiar calor con el fluido de proceso que se quiera calentar. Ejemplo: Precalentador aire-vapor, intercambiadores de calor, etc.

Por su construcción se pueden clasificar en:

a) Calentadores de bóveda: Se le designa así aquellos calentadores en que el espacio para la combustión es considerablemente grande y además se fabrican en vario módulos o secciones.

b) Calentadores compactos: Se le designa así a los calentadores cuyo espacio de combustión es mínimo, además de que estos calentadores se fabrican de una sola pieza.

Por la forma geométrica de su bóveda o cámara de combustión se pueden clasificar en:

a) Calentadores cilíndricos.

b) Calentadores rectangulares.

Por la disposición del serpentín en la sección de radiación, se clasificarán en:

- a) Calentadores de tubos verticales.
- b) Calentadores de tubos horizontales.

En la Figura No. 2.9, se muestran algunos tipo de calentadores a fuego directo (1).

En el proceso de refinación los calentadores a fuego directo son parte fundamental en el proceso, ya que al ser utilizados para el intercambio de calor con la carga, obtenemos ya sea por destilación o por reacción química, productos energéticos de alta utilización en el desarrollo tanto industrial, como de la vida cotidiana.

En el caso en particular se puede apreciar, que gracias a los calentadores, se obtienen derivados combustibles de petróleo por medio de la destilación, los cuales a su vez son utilizados, entre otras cosas como medio de propulsión para los medios de transportación, y además pueden ser transformados en un sin número de bienes de consumo.



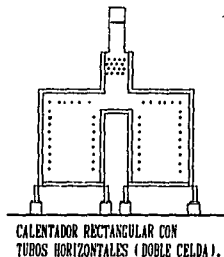
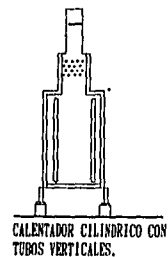
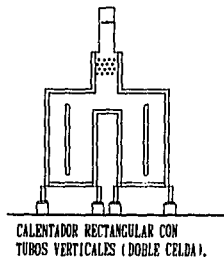
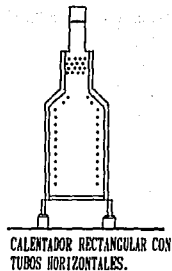
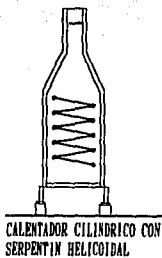
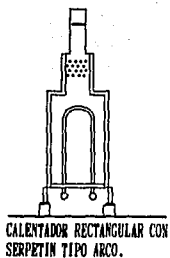


Fig. No. 2.9. TIPOS DE CALENTADORES A FUEGO DIRECTO MAS COMUNES.  
(API 560, Fired heaters for general refinery service).

# CAPÍTULO III

## PLANTEAMIENTO DEL CASO EN ESTUDIO

## CAPITULO III

### PLANTEAMIENTO DEL CASO EN ESTUDIO

#### III.1. Localización.

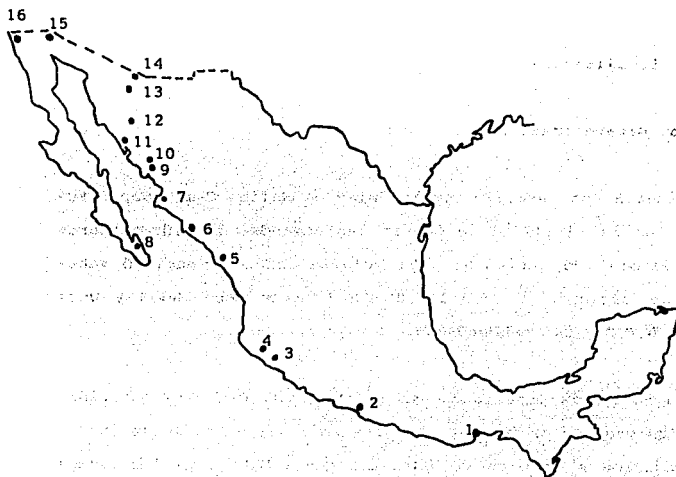
##### III.1.a. Generalidades.

La Refinería Ing. Antonio Dovali Jaime de Salina Cruz, Oax., fue creada con la finalidad de cubrir las demandas de hidrocarburos en el litoral de Pacífico, cuyo volumen como se mencionó anteriormente asciende a unos 139,000 B.P.D. de destilados y unos 100,000 B.P.D. de combustibles.

Son las refinerías localizadas en Salina Cruz, Oax. y Minatitlán, Ver., los centros productores de esta zona del país. Ambas envían los productos a la terminal marítima que PEMEX tiene localizada en Salina Cruz, Oax., de la cual se distribuyen los productos a todo el litoral del pacífico (Ver Fig. No. 3.1).

La refinería de Salina Cruz, Oax. conjuntamente con la de Minatitlán, Ver., constituyen un gran polo de desarrollo industrial en México. Estas pueden suministrar entre otros, los siguientes hidrocarburos: Gasolinas, Kerosina, Turbosina, Diesel, Gasóleos atmosféricos y de vacío, Residuos atmosféricos y de vacío, gas

**Fig. No. 3.1. ZONA DE CONSUMO EN EL LITORAL DE PACÍFICO.**



- 1.- SALINA CRUZ.
- 2.- ACAPULCO.
- 3.- COLIMA.
- 4.- MANZANILLO.
- 5.- NAZATLÁN.
- 6.- CULIACÁN.
- 7.- LOS MOCHIS.
- 8.- LA PAZ.
- 9.- NAVOJOA.
- 10.- CD. OBREGÓN.
- 11.- GUAYMAS.
- 12.- HERMOSILLO.
- 13.- SANTA ANA.
- 14.- NOGALES.
- 15.- MEXICALI.
- 16.- ROSARITO.

combustible, etc. Tales productos representan un gran porcentaje de los energéticos producidos y consumidos en nuestro país.

La refinería consta de una serie de unidades de proceso y otras tantas áreas las cuales se mencionan a continuación. Procedemos a describir la localización de la refinería.

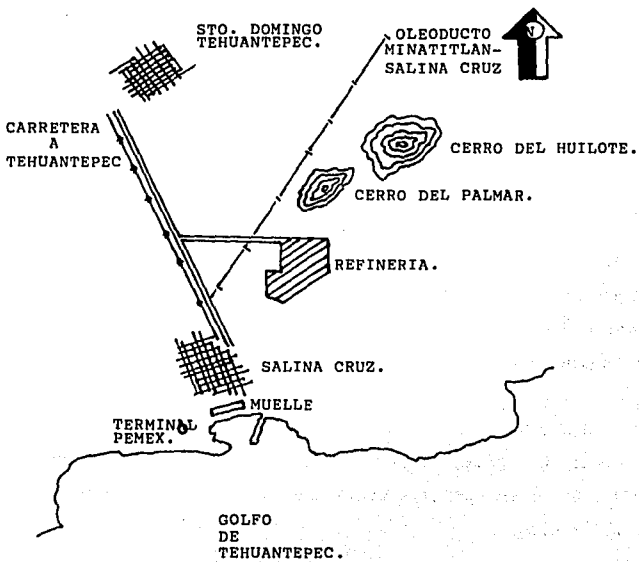
#### **III.1.b. Descripción del Area.**

**CLIMA:** El área de la refinería es de clima tropical.

**LOCALIZACION:** Los terrenos de la refinería Ing. Antonio Dovali Jaime se encuentran comprendidos dentro de los ejidos de Boca del río, Salina Cruz, San José del Palmar y San Pedro Huilotepec ( sobre un total de 625 Hectáreas ). Estos terrenos se encuentran localizados entre la ciudad de Salina Cruz, Oax. y Santo Domingo Tehuantepec. (Ver Fig. No. 3.2).

**VIAS DE COMUNICACION:** La refinería está comunicada con la carretera Tehuantepec - Salina Cruz en el Km. 11 y con el ferrocarril Transísmico en el km. 297 ( a través de un camino de aproximadamente 3 kilómetros).

FIGURA No.3.2.LOCALIZACION DE LA REFINERIA.



**III.1.c. Instalaciones en la Refinería. (Ver Fig. No. 3.3).**

- UNIDADES DE PROCESO.
- SERVICIOS AUXILIARES.
- TRATAMIENTO DE EFLUENTE Y QUEMADORES.
- ACUEDUCTO Y BOCATOMA.
- AREA DE TANQUES DE ALMACENAMIENTO.
- TALLERES Y ALMACENES.
- EDIFICIO TECNICO - ADMINISTRATIVO.
- EDIFICIO PARA EL IMP.
- ZONA HABITACIONAL.

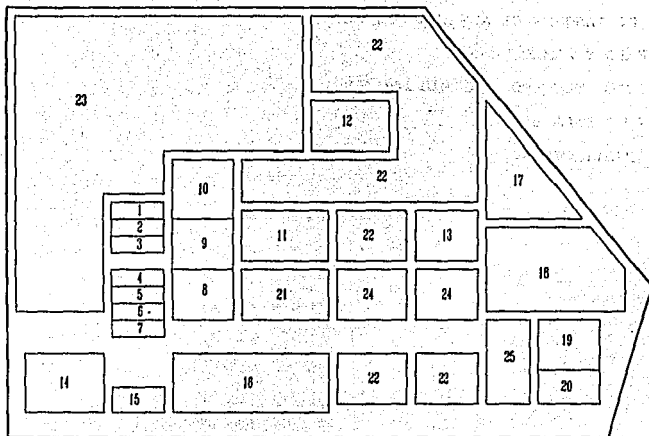


Fig. No. 3.3. INSTALACIONES EN LA REFINERIA.



- 1.- Planta tratadora y fraccionadora.
- 2.- Planta reformadora de naftas.
- 3.- Planta hidrosulfuradora de naftas.
- 4.- Planta hidrosulfuradora de destilados intermedios.
- 5.- Planta de tratamiento merox.
- 6.- Planta estabilizadora.
- 7.- Planta atmosférica y de alto vacío.
- 8.- Planta de desintegración catalítica.
- \*9.- Planta de desintegración catalítica No.2.
- \*10.- Planta reductora de viscosidad.
- \*11.- Planta atmosférica y de alto vacío No.2.
- 12.- Planta recuperadora de azufre No.1 y No.2.
- \*13.- Plantas hidrosulfuradoras y reformadoras No.2.
- 14.- Almacén central.
- 15.- Area de oficinas.
- 16.- Area de talleres y almacenes.
- 17.- Area de quemadores de emergencia.\*
- 18.- Area de tratamiento de aguas.
- 19.- Laguna de oxidación.
- 20.- Laguna de estabilización.
- 21.- Servicios auxiliares.
- 22.- Area para instalaciones futuras.
- 23.- Tanques de almacenamiento.
- 24.- Area de pre-tratamiento de aguas.
- 25.- Casas de bombas.

\* Plantas en construcción (1995).

### **III.2. Carga del Calentador.**

#### **III.2.a. Generalidades.**

Los productos del petróleo son derivados de un aceite crudo recuperado del subsuelo a través de la perforación de pozos. El petróleo es un material orgánico formado con el paso de los siglos por la temperatura y presión de las capas geológicas, está compuesto de una gran cantidad de hidrocarburos cuyas características específicas varían considerablemente, existiendo así crudos de base aromática, de base parafínica, de base asfáltica y de base nafténica, siendo este último tipo el de mejor grado o calidad, aunque suelen presentarse bases intermedias, es decir, que el 85% aproximadamente del petróleo crudo en el mundo presenta una consideración de las cuatro bases mencionadas.

#### **III.2.b. Características del crudo de carga.**

En general la composición del petróleo crudo está constituida, en su mayor parte, por sustancias de hidrógeno y carbono, además de estas sustancias conocidas como hidrocarburos, existen otros compuestos que contienen pequeñas cantidades de azufre, oxígeno nitrógeno y metales.

Un análisis elemental del petróleo exento de agua dulce y/o de agua salada podría ser (20):

Carbono	83.0 a 87.0%	Hidrógeno	11.0 a 15.0%
Azufre	0.1 a 6.0%	Oxígeno	0.0 a 0.5%
Nitrógeno	0.0 a 0.7%	Metales	0.0 a 0.1%

La gravedad específica del aceite crudo es generalmente de entre 0.80 y 0.97, la gravedad API va de 45 a 15 grados. El punto de inflamación es usualmente abajo de 90 °F.

El Azufre es a menudo menor de 1 % pero en nuestro país puede ser tan alto como 4 a 5 % , tal es el caso del crudo denominado Maya, proveniente del Golfo de Campeche.

El aceite crudo en muy raras ocasiones es usado como combustible ya que es más valioso cuando es refinado para formar otros productos como se vió con anterioridad.

Los componentes del petróleo (hidrocarburos) están formados de hidrógeno y carbono, en adición a éstos encontramos pequeñas cantidades de azufre, oxígeno y nitrógeno.

Las operaciones físicas, tales como vaporización, fraccionamiento y enfriamiento, se gobiernan en gran parte por las propiedades de

los hidrocarburos, puesto que éstos constituyen el grueso del petróleo.

Las operaciones químicas, tales como tratamiento y filtración, se gobiernan por los compuestos de azufre, nitrógeno y oxígeno, y en alguna proporción por las pequeñas cantidades de hidrocarburos reactivos que pueden estar presentes.

Para nuestro cálculo de cantidad de calor, necesitamos tomar como base las características de las propiedades físicas de cada una de las fracciones en que se destila el crudo (Tabla No. 3.1), y determinando la cantidad de calor necesario para cada una de las fracciones en las que se destila el crudo, sumamos y obtenemos el calor total a suministrarle al calentador.

## CARACTERISTICAS DEL CRUDO DE CARGA

(TABLA No.3.1)

Peso específico a 20°C/4°C .....	843 Kg/m <sup>3</sup>
Gravedad específica .....	0.843
Gravedad A.P.I. ....	35.6
Factor de caracterización .....	10.95
Agua y Sedimento † .....	1.40
Agua X destilación † .....	0.40
Azufre † .....	1.00
Carbón † .....	7.60
Sal .....	0.257 Kg/m <sup>3</sup>
Temperatura inicial de ebullición .....	32 °C

### III.2.c. Destilación.

Podemos definir el término destilación, como el extraer los productos más volátiles de una mezcla, transformandolos en vapores y liquidando luego estos por refrigeración. En las tablas No. 3.2 y 3.3 se muestran datos para la destilación del crudo, las cuales han sido obtenidas en laboratorio apartir de las pruebas ASTM D-2 (D86-38 Y D216-39).

**\* TABLA DE DESTILACION**

**(TABLA No.3.2)**

Temperatura	Destilado %
94°C	10
140°C	20
185°C	30
239°C	40
279°C	50

**\* DATOS DE DESTILACION**

**(TABLA No.3.3)**

FRACCION	T.F.E. °C	TEMP. DE CORTE °C	RENDIMIENTO%
Gasolina	188.0	138.0	22.0
Turbosina	248.0	179.0	12.0
Kerosina	300.0	230.0	12.0
Diesel	363.0	271.0	15.0
Gasóleo	539.0	482.0	20.0
Residuo	-----	-----	17.6
Gas	-----	-----	1.4

\* ASTM-D2 (D86-38 y D216-39).

II.2.d. Características físicas de las fracciones.

CARACTERISTICAS FISICAS DE LAS FRACCIONES

(TABLA No.3.4)

PRUEBAS	GASOL.	TURBOS.	KEROS.	DIESEL	GASOLEO	RESIDUO
Pe 20/4°C	711.00	780.00	818.00	866.00	917.00	1021.0
GRAV. API	66.40	49.00	40.60	31.10	23.00	10.0
FAC.CARAC.	12.35	11.95	11.75	11.65	11.75	11.3
T.I.E. °C	42.00	134.00	195.00	268.00	282.00	----
10 % °C	67.00	150.00	212.00	285.00	388.00	----
30 % °C	88.00	164.00	224.00	298.00	421.00	----
50 % °C	105.00	177.00	236.00	309.00	461.00	----
70 % °C	125.00	191.00	248.00	322.00	477.00	----
90 % °C	152.00	215.00	270.00	345.00	506.00	----
95 % °C	167.00	232.00	287.00	360.00	523.00	----
T.F.E. °C	188.0	248.0	300.0	363.0	539.0	----

El calentador debe tener una capacidad de operación de 150,000 B.P.D. (Barriles por día) por lo que para su diseño tendrá que aumentarse en un X % su capacidad de operación. Para nuestro caso, añadiremos en un 20% su capacidad de operación (1), dándonos una capacidad de 180,000 B.P.D. (para cubrir en un momento futuro alguna demanda de combustible).

El calentador se diseñará para una carga de 180,000 B.P.D, por lo que la cantidad a procesar de las fracciones será la que se muestra en la tabla siguiente, la cual esta basada en los datos de rendimiento para cada fracción, mostrados en la tabla No. 3.3 "DATOS DE DESTILACION", obtenemos la tabla 3.5.

**CANTIDADES POR PROCESAR DE LAS FRACCIONES.**

**TABLA No. 3.5**

FRACCION	B.P.D.	°API	m <sup>3</sup> /HR	Kg/m <sup>3</sup>	Kg/HR
Gasolina	39,600	66.40	262.30	711.00	186,495
Turbosina	21,600	49.00	143.07	780.00	111,597
Kerosina	21,600	40.60	143.07	818.00	117,031
Diesel	27,000	31.10	178.84	866.00	154,875
Gasóleo	36,000	23.00	238.45	917.00	218,659
Residuo	31,680	10.00	209.84	1,021.00	214,247
Pérdidas	-----	-----	-----	-----	2,184
<b>TOTAL</b>					<b>1'005,088</b>



### III.2.e. Cálculo de la Cantidad de Calor.

En el proceso de destilación del petróleo crudo (Capítulo 2), antes de pasar por el calentador de la planta primaria, se hace pasar por un banco de cambiadores de calor donde permuta calor con los destilados calientes que salen de la torre fraccionadora. De este banco de cambiadores, el crudo sale con una temperatura de 200°C, misma con la que entra al calentador de la planta primaria y saliendo éste a 370°C, que es la temperatura deseada.

Con las temperaturas indicadas, calculamos la cantidad de calor que necesitan adquirir las diferentes fracciones en el calentador para obtener la cantidad total que suministrará el mismo.

#### III.2.e.1. Gasolina.

La gasolina a 370°C se encuentra toda en estado de vapor por lo tanto de la gráfica No.1 del anexo B, encontramos el contenido de calor a esta temperatura y para una gravedad específica de 0.711.

$$Q_v (370) = 1260 \text{ KJ/Kg}$$

Ya que este valor se considera para un factor de caracterización de 12 y una presión de 1 atm (1.0197 bar), se necesita hacer la

corrección para el factor de caracterización de la gasolina en proceso, que es de 12.35, ya que el valor tomado de la gráfica No.2 del anexo B, es de 0 KJ/Kg. Puesto que nuestro petróleo se estima con una presión de 2.94 bar a la salida del calentador, encontramos de la gráfica No.3 del anexo B, que el valor de la corrección será de 5 KJ/Kg. Por lo que la cantidad de calor a 370 °C es de :

$$Q (370) = ( 1260 - 0 - 5 ) \text{ KJ/Kg} = 1255 \text{ KJ/Kg.}$$

La gasolina a 200°C se encuentra toda en estado de vapor, de la gráfica No.1 del anexo B, encontramos el contenido de calor a esta temperatura.

$$Q_v (200) = 825 \text{ KJ/Kg}$$

Para un factor de caracterización de 12.35 y una presión del crudo a la entrada del calentador de 14.90 bar, encontramos que los valores de corrección son de 0 y 34 KJ/Kg respectivamente.

Por lo tanto, la cantidad de calor a 200°C será de :

$$Q (200) = ( 825 - 0 - 34 ) \text{ KJ/Kg} = 791 \text{ KJ/Kg}$$

Entonces la cantidad de calor que debe suministrar el calentador a la gasolina es de :

$$Q_{\text{gasol}} = Q(370) - Q(200) = (1255 - 791) \text{ KJ/Kg} = 464 \text{ KJ/Kg}$$

### III.2.e.ii. Turbosina.

La turbosina a 370°C se encuentra toda en estado de vapor por lo tanto, la cantidad de calor para esta temperatura y una gravedad específica de 0.780 encontrada de la gráfica No.1 del anexo B, es:

$$Q_v(370) = 1220 \text{ KJ/Kg}$$

Para un factor de caracterización de la turbosina de 11.95 y una presión a la salida del calentador de 2.94 bar, encontramos los valores de corrección de las gráficas No.2 y 3 del anexo B, que son de 6 y 4 KJ/Kg respectivamente por lo tanto, la cantidad de calor a 370°C será de :

$$Q(370) = (1220 + 6 + 4) \text{ KJ/Kg} = 1230 \text{ KJ/Kg}$$

La turbosina a 200°C se encuentra en un 80.3 % en estado de vapor y 19.7 % en estado líquido.

Para encontrar la cantidad de calor a esta temperatura será necesario encontrar las cantidades de este combustible en los diferentes estados.

Para la parte de vapor tenemos:

$$Q_v (200) = 775 \text{ KJ/Kg}$$

Los factores de corrección por factor de caracterización y por presión (14.90 bar) los encontramos de las gráficas 2 y 3 del anexo B, que son 0 y 45 KJ/Kg respectivamente.

La cantidad de calor a 200°C es de :

$$Q_v (200) = (775 - 0 - 45) \text{ KJ/Kg} = 730 \text{ KJ/Kg}$$

Puesto que se encuentra en un 80.3 % en estado de vapor el valor será de :

$$Q_v (200) = 730 \text{ KJ/Kg} \times 0.803 = 586.19 \text{ KJ/Kg}$$

Para la parte líquida tenemos de la gráfica No.1 del anexo B :

$$Q_l (200) = 525 \text{ KJ/Kg}$$

Se multiplica por el factor de corrección que se obtiene de la gráfica No.4 del anexo B, para un factor de caracterización de 11.95.

$$Q_1 (200) = 525 \text{ KJ/Kg} \times 0.99 = 519.75 \text{ KJ/Kg}$$

La parte líquida se encuentra en un 19.7 % por lo que multiplicamos la cantidad por el porcentaje, obteniéndose:

$$Q_1 (200) = 519.75 \text{ KJ/Kg} \times 0.197 = 102.39 \text{ KJ/Kg}$$

La cantidad de calor para la turbosina a 200°C será la suma de los calores a esta temperatura para los diferentes estados, entonces :

$$Q (200) = Q_v (200) + Q_1 (200) = (586.19 + 102.39) = 688.6 \text{ KJ/Kg}$$

La cantidad total de calor que debe suministrar el calentador a la turbosina será de :

$$Q_{\text{turb}} = Q (370) - Q (200) = (1210 - 688.6) = 521.42 \text{ KJ/Kg}$$

### III.2.e.iii. Kerosina.

La Kerosina a 370°C se encuentra 100% en estado de vapor. De la gráfica No.1 del anexo B, encontramos el contenido total de calor para esta temperatura y una gravedad específica de 0.818 :

$$Q_v (370) = 1200 \text{ KJ/Kg}$$

Los valores de corrección para un factor de caracterización de 11.75 y una presión de crudo de 2.94 bar son de 10 y 4 KJ/Kg respectivamente, por lo tanto:

$$Q_v (370) = (1200 - 10 - 4) \text{ KJ/Kg} = 1186 \text{ KJ/Kg}$$

A la temperatura de 200°C la Kerosina se encuentra en estado líquido, tenemos que de la gráfica No.1 del anexo B, la cantidad de calor para la kerosina a esta temperatura es :

$$Q_l (200) = 500 \text{ KJ/Kg}$$

Utilizando el factor de corrección para la parte líquida debida a un factor de caracterización de 11.75 que es de 0.985 tenemos :

$$Q (200) = 500 \text{ KJ/Kg} \times 0.985 = 492.5 \text{ KJ/Kg}$$

La cantidad total de calor que debe proporcionar el calentador a la Kerosina es de :

$$Q_{Ker} = Q(370) - Q(200) = (1186 - 492.5) = 693.5 \text{ KJ/Kg}$$

### III.2.e.iv. Diesel.

El diesel a 370°C se encuentra todo en estado de vapor, de la gráfica No.1 del anexo B, para una gravedad específica de 0.866 tenemos :

$$Q_v(370) = 1170 \text{ KJ/Kg}$$

Para un factor de caracterización del diesel de 11.65 y para una presión del crudo de 2.94 bar, los valores de corrección son de 17 y 6 KJ/Kg respectivamente, tenemos :

$$Q_v(370) = (1170 - 17 - 6) \text{ KJ/Kg} = 1147 \text{ KJ/Kg}$$

El diesel a 200°C se encuentra casi todo en estado líquido, para nuestros cálculos tomaremos que a 200°C se encuentra en un 100% en estado de líquido, entonces de la gráfica No.1 del anexo B, tenemos que para la parte líquida, la cantidad de calor será de :

$$Q_l(200) = 480 \text{ KJ/Kg}$$

Para un factor de caracterización de 11.65, de la gráfica No.4 del anexo B, tenemos que el valor de corrección será de 0.98, por lo que la cantidad de calor será de :

$$Q_1 (200) = 480 \text{ KJ/Kg} \times 0.98 = 470.4 \text{ KJ/Kg}$$

La cantidad de calor que debe suministrar el calentador al diesel será de :  
 $Q_{\text{Die}} = Q (370) - Q (200) = (1147 - 470.4) \text{ KJ/Kg} = 676.6 \text{ KJ/Kg}$

### III.2.e.v. Gasóleo.

El gasóleo a 370°C se encuentra en un 8.3% en estado de vapor y un 91.7% en estado líquido.

Para calcular la cantidad de calor a esa temperatura será necesario calcular la cantidad de calor para cada estado y sumarlos.

Para la parte de vapor tenemos de la gráfica No.1 del anexo B, para una gravedad específica de 0.917 :

$$Q_v (370) = 1170 \text{ KJ/Kg}$$



Los valores de corrección para un factor de caracterización de 11.75 y una presión de 2.94 bar, son de 10 y 8 KJ/Kg respectivamente. Para la parte de vapor tenemos entonces :

$$Q_v (370) = (1170 - 10 - 8) \text{ KJ/Kg} = 1152 \text{ KJ/Kg}$$

Debido a que el vapor forma un 8.3% a esta temperatura, multiplicamos la cantidad de calor por el porcentaje y obtenemos:

$$Q_v (370) = 1152 \times 0.083 = 95.616 \text{ KJ/Kg}$$

Para la parte líquida tenemos, de la gráfica No.1 del anexo B:

$$Q_l (370) = 1000 \text{ KJ/Kg}$$

El valor de corrección, para un factor de caracterización de 11.75 y de acuerdo con la gráfica No.4 del anexo B, será de 0.985, por lo que la cantidad de calor será:

$$Q_l (370) = 1000 \text{ KJ/Kg} \times 0.985 = 985 \text{ KJ/Kg}$$

Multiplicando por su porcentaje la cantidad de calor para la parte líquida obtenemos :

$$Q_l (370) = 985 \text{ KJ/Kg} \times 0.917 = 903.245 \text{ KJ/Kg}$$

La cantidad de calor a 370°C será de :

$$Q(370) = Q_l(370) + Q_v(370) = (903.245 + 95.616) = 998.86 \text{ KJ/Kg}$$

A 200°C el gasóleo se encuentra todo en estado líquido, por lo que de la gráfica No.1 del anexo B, obtenemos :

$$Q_l(200) = 460 \text{ KJ/Kg}$$

Para un factor de caracterización de 11.75, se obtiene un factor de corrección de 0.985, y calculando tenemos :

$$Q(200) = 460 \text{ KJ/Kg} \times 0.985 = 453.1 \text{ KJ/Kg}$$

La cantidad de calor que deberá suministrar el calentador al gasóleo será de :

$$Q_{\text{gasóleo}} = Q(370) - Q(200) = (998.86 - 453.1) = 545.76 \text{ KJ/Kg}$$

### III.2.e.vi. Residuo.

El residuo a 370°C se encuentra todo en estado líquido, de la gráfica No.1 del anexo B y para una gravedad específica de 1.021 tenemos :  $Q_l(370) = 920 \text{ KJ/Kg}$

Para un factor de caracterización de 11.3, corresponde un factor de corrección de 0.96 obteniendo :

$$Q (370) = 920 \text{ KJ/Kg} \times 0.96 = 883.2 \text{ KJ/Kg}$$

El residuo a 200°C se encuentra en estado líquido, por lo que de la gráfica No.1 del anexo B, tenemos :

$$Q_1 (200) = 440 \text{ KJ/Kg}$$

Multiplicando por el factor de corrección tenemos :

$$Q (200) = 440 \text{ KJ/Kg} \times 0.96 = 422 \text{ KJ/Kg}$$

La cantidad de calor que debe suministrar el calentador al residuo será :

$$Q_{\text{Res}} = Q (370) - Q (200) = (883.2 - 422) = 461.2 \text{ KJ/Kg}$$

De acuerdo con los datos que se tienen de la carga del calentador, la cantidad de calor que se debe suministrar al crudo se determina de la tabla No. 3.6, la cual se muestra a continuación.

**CALOR POR SUMINISTRAR**

**(TABLA No. 3.6)**

MATERIAL	Kg/Hr	KJ/Kg 370°C	KJ/Kg 200°C	KJ/Kg (370-200)°C	KJ/Hr 10 <sup>6</sup>
Gasolina	186,495	1,255.0	791.0	464.0	86.30
Turbosina	111,597	1,210.0	688.6	521.4	58.18
Kerosina	117,031	1,186.0	492.5	693.5	81.16
Diesel	154,875	1,147.0	472.0	675.0	104.54
Gasóleo	218,659	998.8	453.1	545.76	119.33
Residuo	214,247	883.2	422.0	462.0	98.98
Pérdidas	2,184	-----	-----	-----	-----
<b>TOTAL</b>	<b>1'005,088</b>				<b>548.60</b>

**Calor total a suministrar = 548.60 MM KJ/Hr.**

Obtenida la cantidad de calor que se debe suministrar al crudo, para la obtención de las diversas fracciones de que se compone, procedemos a diseñar el equipo que debemos fabricar para cubrir la capacidad de operación de 180,000 barriles por día de destilados. Este cálculo de diseño se desarrolla en el capítulo siguiente.

# CAPÍTULO IV

## DISEÑO TÉRMICO

## CAPITULO IV

### DISEÑO TERMODINAMICO.

#### IV.1. Generalidades.

El diseño de un calentador a fuego directo requiere de la combinación de varias relaciones de intercambio de calor y contenido calorífico de los gases de combustión para los flujos especificados. En la mayoría de los casos se involucran factores que permiten la solución simultánea de las ecuaciones. El método propuesto para calcular el funcionamiento de las secciones del calentador a fuego directo se basa en correlaciones ajustadas en experiencias en calentadores industriales y se presenta para poder efectuar cálculos a mano obteniendo resultados válidos.

Hoy en día los cálculos referentes al diseño de estos equipos se realiza por medio de computadoras, lo cual resulta en un ahorro considerable de tiempo y un mayor exactitud en los cálculos.

## IV.2. Procedimiento de evaluación térmica.

A continuación se muestra el procedimiento de evaluación térmica de nuestro caso, el cual dividiremos en IV.3. Condiciones de Proceso y IV.4. Dimensionamiento del equipo:

### Diseño Termodinámico

#### Condiciones de Proceso.

- a) Establecer las condiciones de proceso primarias.
- b) Obtención de las características del combustible.
- c) Determinación del aire para la combustión y productos de la combustión.
- d) Determinación de la eficiencia del calentador.
- e) Determinación del calor suministrado.
- f) Selección del flujo térmico y distribución de calor.

#### Dimensionamiento del Equipo.

- a) Cálculo de la sección de radiación.
- b) Cálculo de la sección de convección (sección de convección y sección escudo).
- c) Cálculo de la caída de presión.
- d) Determinación del espesor de la tubería.
- e) Diseño termodinámico de la chimenea.

- f) Determinación de las pérdidas de calor, por conducción, a través de los muros del calentador.
- g) Configuración del piso del calentador.
- h) Selección de los quemadores.

#### IV.3. Condiciones de Proceso.

##### IV.3.a. Condiciones de Proceso primarias.

Fluido de Proceso:	Petróleo Crudo de 35.6° A.P.I.
Calor absorbido:	548.60 MM KJ/Hr.
Gasto másico:	180,000 B.P.D. (1'005,088 Kg/Hr).
Masa-Velocidad (7):	856 - 1223 Kg/s-m <sup>2</sup>
Flujo Térmico (7):	113,566 - 158,980 KJ/Hr-m <sup>2</sup>
Temperatura a la entrada:	200°C
Temperatura a la salida:	370°C
Presión de salida:	2.94 Bar ( 3.00 Kg/cm <sup>2</sup> )
Presión de diseño:	14.90 Bar (15.18 Kg/cm <sup>2</sup> )
Exceso de aire (1):	20%
Tipo de calentador:	Rectangular de doble celda. (Ver Figura No. 4.1).





#### IV.3.b. Características del combustible.

##### i) Introducción.

Combustión: es la oxidación de un combustible, considerando como tal, todo aquel material que al combinarse con el oxígeno del aire produzca calor.

Los combustibles más usados son:

Líquidos: Diesel, combustóleo, etc.

Gaseosos: Gas natural, gas cracking, gas de residuo, gas de desecho, hidrógeno, etc.

Sólidos: Carbón de hulla, coque, carbón orgánico, etc.

##### ii) Características del combustible.

En las refinerías se usan como combustibles los residuos de destilación, los residuos desintegrados y el gas de las plantas de desintegración.

El gas tiene un alto poder calorífico, pero produce flamas muy cortas, por lo que su poder radiante baja un poco con respecto al poder radiante de las flamas producidas con residuos. Además el uso de este combustible (gas) esta limitado a su baja producción, por lo que se usan residuos en la mayoría de los casos.

En nuestro caso empleamos los residuos de destilación como combustible, éste tiene las siguientes características:

Poder calorífico: 42,790 KJ/Kg.  
Peso específico: 960 Kg/m<sup>3</sup>.  
Peso molecular: 28.5 Kg/Kg mol.  
Viscosidad cinemática:  $0.424 \times 10^{-4}$  m<sup>2</sup> /seg.

Teniendo una composición aproximada similar a lo siguiente:

Carbono: 83.62%  
Hidrógeno: 12.05%  
Oxígeno: 1.01%  
Azufre: 2.98%  
Nitrógeno: 0.34%

#### IV.3.c. Determinación del aire para la combustión y productos de la combustión.

i) Aire teórico: es el aire estequiométrico, es decir la proporción de aire con la cual reaccionará el combustible, para llevar a cabo la combustión del combustible en cuestión y la relación en peso aire/combustible se conoce con la fórmula de Dulong (2).

$$At = 0.115 (\%C) + 0.345 (\%H_2) + 0.0432 (\%S - \%O_2)$$

Donde:  $A_t$  = Relación peso de aire teórico, Kg aire/Kg combustible.

$\%C$  = % peso de carbono en el combustible.

$\%H_2$  = % peso de hidrógeno en el combustible.

$\%S$  = % peso de azufre en el combustible.

$\%O_2$  = % peso de oxígeno en el combustible.

Sustituyendo tendremos:

$$A_t = 0.115 (83.62) + 0.345 (12.05) + 0.0432 (2.98 \cdot 8) - 1.01$$

$$A_t = 13.8 \text{ Kg de aire/Kg combustible.}$$

Es decir, tenemos una relación de 1 parte de combustible por 13.8 partes de aire.

Los elementos de la composición del combustible reaccionan con el oxígeno del aire, dando lugar a los gases de combustión.

Estas reacciones no pueden realizarse completamente a menos que exista un exceso de aire (1), con lo cual se da como resultado el bióxido de carbono y el vapor de agua, lo cual es lo que se desea en toda combustión para que sea perfecta.

ii) Aire práctico: es el aire usado realmente para la combustión, el cual es superior al teórico para asegurar una combustión completa.

Se encuentra con el exceso de aire suministrado y es:

$$A_p = A_t (1.0 + (\% \text{ exceso de aire}/100))$$

Donde:  $A_p$  = aire práctico; Kg aire/Kg combustible.

El porcentaje de exceso de aire comúnmente utilizado en calentadores de este tipo, es decir con equipo para la recuperación de energía, es de 20% (1) ya que el aire precalentado hace más fácil la ignición de la mezcla comburente, además de ayudar a obtener una temperatura de flama mayor y por ende la transferencia de calor es mejor.

Sustituyendo obtenemos:

$$A_p = 13.8 \times (1.0 + (20/100)) = 16.56 \text{ Kg aire/Kg combustible.}$$

iii) Productos de la combustión.

El peso de los gases de combustión se determina de la siguiente manera (7):

$$W_g = 16.56 + 1 = 17.56 \text{ Kg gas/Kg combustible.}$$

#### IV.3.d. Determinación de la Eficiencia del calentador.

Para el cálculo de la eficiencia del calentador debemos conocer el poder calorífico del combustible a utilizar.

Para nuestro caso utilizaremos como combustible los residuos de destilación, cuyo poder calorífico es de 42,790 KJ/Kg aproximadamente.

La temperatura de los gases de combustión al dejar la zona de convección, es decir después de haber cedido o intercambiado su energía, puede calcularse de la siguiente manera:  $T_g = T_f + 200^{\circ}\text{C}$

donde:  $T_f$  - es la temperatura del fluido, que como al principio de este trabajo se especificó en  $200^{\circ}\text{C}$ .

Entonces la temperatura de los gases al dejar la zona de convección es del orden de los  $400^{\circ}\text{C}$ .

Ahora bien con esta temperatura y tomando un 20% de exceso de aire (1) obtenemos que de la gráfica No. 5 del anexo B, el calor que contienen los gases será de 34,400 KJ/Kg aproximadamente, por lo que la eficiencia teórica será:

$$R_t = (34,400 \text{ KJ/Kg} / 42,790 \text{ KJ/Kg}) \times 100 = 80.40\%$$

Debido a que existen pérdidas tanto en la zona de radiación como en la zona de convección (estas pérdidas también llamadas pérdidas radiantes), la eficiencia real, tomando una pérdida de 2.5% total la cual es un valor tomado para este tipo de calentadores (1) (7), será:

$$Rr = Rt - \text{pérdidas en radiación} - \text{pérdidas en convección}$$

$$Rr = 80.40\% - 2.5\% = 77.90$$

Por consiguiente si la eficiencia es de 77.90% y 2.5% son pérdidas en las secciones de radiación y convección del calentador, tenemos que el restante 19.6% será liberado a la atmósfera.

Cabe mencionar que para el 19.6% liberado a la atmósfera y considerando el 20% de exceso de aire, corresponde de la gráfica No. 6, una temperatura de los gases de 400 °C.

#### IV.3.e. Calor Suministrado.

i) De acuerdo al cálculo de la eficiencia la cantidad de calor que se debe suministrar a cada calentador será:  $Qs = (Q \text{ cal.} / Rr)$

donde:  $Q \text{ cal.}$  = es igual al calor mínimo requerido para nuestro calentador; 548'600,000 KJ/Hr

$$Qs = 548'600,000 \text{ KJ/Hr} / (2 \times 0.7790) = 352.1 \times 10^6 \text{ KJ/Hr.}$$

#### IV.3.f. Selección del flujo térmico y distribución de calor.

i) Zona de radiación.- Para esta zona tenemos que el flujo térmico (FLUX) que se recomienda varía de 10,000 a 14,000 BTU/Hr Ft<sup>2</sup>, equivalentes a  $1.1356 \times 10^5$  a  $1.58980 \times 10^5$  KJ/Hr m<sup>2</sup>. (Ver tabla 4-1). Así también tenemos que se recomienda que la zona de radiación absorba de un 60 a un 65% (11) del calor suministrado.

Para nuestro cálculos propondremos un flujo térmico de 12,850 BTU/Hr Ft<sup>2</sup>, equivalentes a  $1.46 \times 10^5$  KJ/Hr m<sup>2</sup>, y una absorción del 60% del calor suministrado.

Ahora bien, para calcular el área que se somete a radiación tenemos:  $Q_r = 0.6 Q_s$

donde  $Q_r$  = calor absorbido en radiación; KJ/Hr.

$$Q_r = 0.6 (352.1 \times 10^6 \text{ KJ/Hr}) = 211.26 \times 10^6 \text{ KJ/Hr}$$

ii) Zona de convección.- En la sección de convección existe un problema debido a que existe una combinación de calentamiento por radiación y por convección. Para solucionar este problema, se determina que las hileras del primer banco de tubos serán conocidos como tubos radiantes o sección escudo del calentador, siendo estos tubo lisos o desnudos, debido a que al recibir directamente el flujo de calor no es necesario utilizar áreas extendidas.



TABLA No. 4-1

Valores típicos recomendados del flux sección de radiación (7).

SERVICIO	VALOR DE FLUX PROMEDIO	
	BTU/Hr Ft <sup>2</sup> (KJ/Hr-m <sup>2</sup> )	
Calentador atmosférico de crudo.	10,000 - 14,000	(113,560 - 158,983)
Calentador al vacío de crudo.	8,000 - 10,000	(90,848 - 113,560)
Rehervidores (En general).	10,000 - 12,000	(113,560 - 136,271)
Calentadores de aceite térmico en circuito cerrado.	8,000 - 10,000	(90,848 - 113,560)
Calentador de carga al reformador catalítico y servicio de recalentamiento.	7,500 - 12,000	(85,170 - 136,271)
Calentadores de coquización.	10,000 - 11,000	(113,560 - 124,915)
Rompedores de viscosidad-sección de calentamiento.	9,000 - 10,000	(102,203 - 113,560)
Rompedores de viscosidad-sección de reacción.	6,000 - 7,000	(68,135 - 79,491)
Calentadores de la planta Desasfaltadora de propano.	8,000 - 9,000	(90,847 - 102,203)
Calentadores de la planta reductora de aceites lubricantes.	7,500 - 8,500	(85,170 - 96,525)
Calentadores de la planta tratadora de hidrocarburos.	10,000	(113,560)
Sobrecalentadores de vapor.	9,000 - 13,000	(102,203 - 147,627)
Calentadores de carga al reactor de la planta catalítica.	10,000 - 11,000	(113,560 - 124,915)

El número mínimo existente de hileras (1) en esta sección (sección escudo) deberá ser de tres, para nuestro caso tomaremos cuatro hileras, debido a que de acuerdo a la experiencia de los fabricantes de este tipo de calentadores, cuatro es el número ideal para lograr la mayor absorción de calor y permitir la suficiente caída de presión para no tener problemas con el flujo de los gases.

Ahora bien los tubos de la zona de convección si deberán ser tubos pernados ó aletados según sea lo más apropiado. En nuestro caso serán pernados debido a que manejamos un combustible sucio. Cabe mencionar que además, utilizaremos sopladores de hollín para la limpieza. En el caso de los combustibles limpios se utilizan anillos o aletas y normalmente no se usan sopladores.

Para estas dos secciones del calentador el máximo calor absorbido será el 40% restante, de los cuales el calor absorbido en la sección escudo la determinamos:

$$Q_{rc} = 8 \times 4 \times 22.7 \text{ m} \times 0.52 \text{ m}^2/\text{m} \times 1.13 \times 10^5 \text{ KJ}/\text{Hr}\cdot\text{m}^2$$

$$Q_{rc} = 42.25 \times 10^6 \text{ KJ}/\text{Hr}$$

Lo que representa un 12% del calor suministrado, por lo que el restante 28% será absorbido en convección.

#### IV.4. Dimensionamiento del calentador.

El dimensionamiento busca encontrar los valores de las dimensiones generales del calentador como son largo, ancho, altura, diámetro en el caso de los calentadores cilíndricos, diámetro de los tubos, número de pasos, número de tubos totales y número de tubos por paso. Estos datos se encuentran en general a partir de la siguiente información:

Calor intercambiado en el calentador en KJ/Hr.

Gasto del fluido que se va a manejar; en Kg/Hr.

Tipo de servicio del calentador.

Condiciones de operación ( P y T ).

Tipo de calentador.

Exceso de aire, %

Número de calentadores en paralelo ó de celdas.

Flux promedio de radiación; KJ/Hr-m<sup>2</sup>

Número de pasos.

Masa velocidad, Kg/s-m<sup>2</sup>

Rendimiento.

Arreglo de los tubos en la sección de convección.

#### IV.4.a. Sección de radiación.

i) Cálculo del área de la sección de radiación.

$$Ar = Q_{ri} / FLUX$$

donde:  $Q_{ri}$  = Calor absorbido inicial en la sección de radiación por celda, BTU/Hr ó KJ/Hr.

$$Ar = (211.26 \times 10^6 \text{ KJ/Hr}) / (1.46 \times 10^6 \text{ KJ/Hr-m}^2)$$

$$Ar = 1,446.98 \text{ m}^2$$

ii) Cálculo del número de tubos.

Para poder continuar nuestro cálculo, es necesario proponer un diámetro de tubo y un número de pasos.

De acuerdo en la experiencia en este tipo de calentadores, para una cantidad por procesar de esta magnitud (1'005,088 Kg/Hr) deberán ser dos calentadores en la planta (7) (11), cada uno de los cuales tendrá un flujo másico de 502,544 Kg/Hr y ocho pasos o serpentines para el proceso de calefacción.

El diámetro de la tubería propuesta deberá resultar en una masa velocidad del fluido circundante que se encuentre entre los valores especificados para este tipo de calentadores (calentador

atmosférico de crudo) la cual se muestra en la tabla No. 4-2 (flujos masa-velocidad típicos recomendados).

Se propone tubos de 6" de diámetro nominal que tienen un diámetro interior de 6.065" equivalentes a 0.154 m.

Tenemos entonces que:

$$G = W/A = 502,544 \text{ Kg/Hr} / 3600 \text{ seg} \times 8 \times 0.0186 \text{ m}^2$$

$$G = 938.2 \text{ Kg/s-m}^2 \quad (191.75 \text{ lb/s-ft}^2)$$

donde:

G = masa-velocidad del fluido, en Kg/s-m<sup>2</sup>

W = gasto másico por calentador, en Kg/Hr.

A = área interior de corte circunferencial de los 8 pasos del calentador.

Estando dentro del rango de valores típicos recomendados en la Tabla No. 4-2, por lo que nuestro arreglo propuesto es adecuado.

Debido a que la carga térmica es de 548'600,000 KJ/Hr, deberán ser calentadores de doble celda en la planta ya que cuando se tienen cargas térmicas arriba de 65 MMBTU/Hr (68.575 MMKJ/Hr) se presentan problemas de distribución de calor (11), de efectividad

**TABLA No. 4-2**

**Flujos Masa-Velocidad típicos recomendados (7).**

SERVICIO	FLUJO MASA-VELOCIDAD Lb/S Ft <sup>2</sup> (Kg/s-m <sup>2</sup> )
Calentador atmosférico de crudo.	175 - 250 ( 856 - 1,223)
Calentador al vacío de crudo.	60 - 100 ( 294 - 490)
Rehervidores (En general).	150 - 250 ( 734 - 1,223)
Calentadores de aceite térmico en circuito cerrado.	350 - 450 (1,712 - 2,200)
Calentador de carga al reformador catalítico y servicio de recalenta- miento.	45 - 70 ( 220 - 343)
Calentador de coquización.	350 - 450 (1,712 - 2,200)
Calentadores de la planta tratada- ra de hidrocarburos.	150 - 200 ( 734 - 978)
Sobrecalentadores de vapor.	30 - 75 ( 147 - 367)
Secciones para generación de vapor.	100 - 150 ( 490 - 734)
Calentador de carga al reactor de la planta catalítica.	300 - 400 (1,468 - 1,957)

de la transferencia de calor radiante, de manejo de materiales de construcción, de inspección, reparación, etc.

Tenemos:

metros de tubería =  $A_r / A(1t)$

$$A(1t) = \pi \times D_e \times L = 3.1416 \times 0.16827 \text{ m} \times 1 \text{ m}^2/\text{m}$$

$$A(1t) = 0.5287 \text{ m}^2/\text{m}$$

donde:

$A_r$  = Es el área de la sección de radiación.

$A(1t)$  = Es el área por metro de tubo de 6" de diámetro ced. 40.

Se necesitarán:

$$\text{metros de tubería} = (1,446.98 \text{ m}^2) / (0.5287 \text{ m}^2/\text{m}) = 2,736.86 \text{ m}$$

Ahora bien, proponiendo una longitud de tubería de 22.7 m expuestos a radiación, se necesitarán para cada paso de un calentador. (Se propone 22.7 m de esta manera obtenemos un número redondo de tubos por paso):

$$\text{No. Tubos/Paso} = 2,736.86 \text{ m} / (8 \times 22.7 \text{ m})$$

$$\text{No. Tubos/Paso} = 15.06$$

Tomaremos = 15 Tubos por paso en la zona de radiación.

iii) Cálculo del ancho y alto de la zona de radiación.

En cuanto al ancho de la zona de radiación tenemos que debemos cumplir con ciertos lineamientos del diseño de calentadores y estos marcan que el ancho de la sección de radiación debe guardar la relación de  $Lr/ANCHO = 3$  a  $4.5$  (11). Para nuestro caso tomaremos el punto medio, por lo que:

$$ANCHO = 22.70 \text{ m} / 3.75 = 6.05 \text{ m}$$

Tomaremos un ancho de 6 m.

Para poder determinar la altura de la zona de radiación, tenemos que la altura debe ser aproximadamente 2 veces el ancho de esta zona (11), por lo que tendremos una altura aproximada de 12 m.

#### IV.4.b. Sección de convección.

i) Cálculo del calor absorbido en la sección de convección.

$$Q_{tc} = 0.4 Q_s = 140'840,000 \text{ KJ/Hr.}$$

Anteriormente se había determinado que:

$$Q_c = 0.28 Q_s = 98'590,000 \text{ KJ/Hr.}$$

$$Q_e = 0.12 Q_s = 42'250,000 \text{ KJ/Hr.}$$



donde:

$Q_c$ .- calor absorbido por la sección de convección.

$Q_e$ .- calor absorbido por la sección escudo.

ii) Área de la sección de convección.

Para poder determinar el área expuesta de convección, requerimos calcular la media logarítmica de la diferencia de temperaturas, por lo que procedemos a efectuar dicho cálculo.

Tenemos que a medida que los gases entran en la zona de convección contienen:

$(100\% - 60\% - 12\%) = 28\%$  de su energía total (Fig. No. 4.2), lo que corresponde a una temperatura de  $600\text{ }^\circ\text{C}$ , tomando un 20% de exceso de aire (1) (7). Y auxiliandonos de la gráfica No. 6 del anexo B.

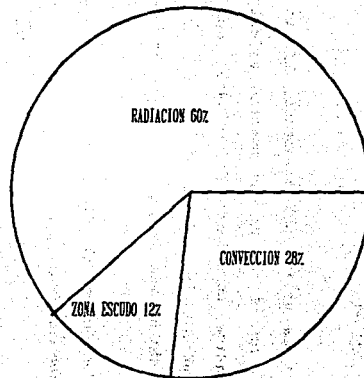
La temperatura del petróleo que deja la sección de convección será (4):

$$T_2 = (Q_c / W C_p) + T_1$$

donde:  $T_2$  = temperatura del petróleo;  $^\circ\text{C}$

$Q_c$  = calor absorbido en convección;  $98.588 \times 10^6$  KJ/Hr.

Fig. No. 4.2. Distribución porcentual del calor liberado sobre el 100% de la eficiencia del calentador.



W = carga térmica (1'005,088 Kg/Hr / 2) por ser dos calentadores; 502,544 Kg/Hr.

Cp = calor específico presión constante (4); 2.72 KJ/°C/Kg

T1 = temperatura del petróleo a la entrada de la sección.  
igual a 200 °C.

Sustituyendo:

$$T2 = 271 \text{ °C}$$

Los gases a la salida del calentador llevan un 19.6% del calor total (Fig. No. 4.3), ya que nuestro calentador tiene una eficiencia teórica aproximada del 80.40%, con este porcentaje y auxiliandonos de la gráfica No. 6 del anexo B, obtenemos la temperatura de salida de los gases, la cual será de 400 °C.

Procedemos entonces, al cálculo de la media logarítmica de la diferencia de temperatura:

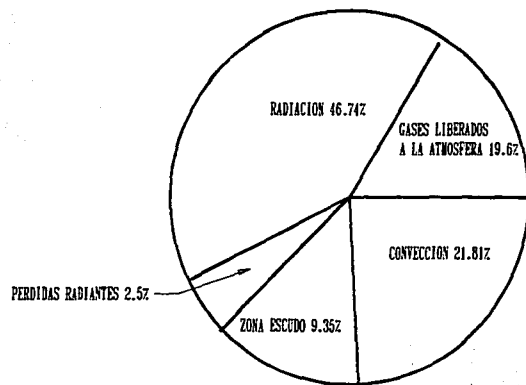
$$DT_m = \frac{(DT1 - DT2)}{\ln(DT1/DT2)}$$

$$\ln(DT1/DT2)$$

$$DT1 = (600 - 271) \text{ °C} = 329 \text{ °C}$$

donde: DT1 es la diferencia de temperatura entre los gases que entran a convección y el fluido de proceso que sale de convección.

Fig. No. 4.3. Distribución porcentual del calor liberado sobre el 77.91% de la eficiencia del calentador.



(79)

ESTA TESIS NO DEBE  
SALIR DE LA BIBLIOTECA

$$DT2 = (400 - 200) \text{ } ^\circ\text{C} = 200 \text{ } ^\circ\text{C}$$

donde: DT2 es la diferencia de temperatura entre los gases que salen de la zona de convección y el fluido de proceso que entra en la zona de convección.

$$\text{Sustituyendo, tendremos que: } DTm = 259 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Procedemos ahora a calcular la superficie de convección.

$$Ac = Qc / (U \times DTm)$$

donde: Ac = área de convección.

Qc = calor absorbido en convección; 98'588,000 KJ/Hr.

U = Coeficiente total de transferencia de calor;  
146.5 KJ/m<sup>2</sup>Hr °C

DTm = media logarítmica de la diferencia de temperaturas.

$$Ac = 98'588,000 \text{ KJ/Hr} / (146.5 \text{ KJ/m}^2\text{/Hr/}^\circ\text{C} \times 259 \text{ } ^\circ\text{C})$$

$$Ac = 2,598.284 \text{ m}^2$$

ESTRUCTURA DE LA OBRA  
21227 AT23  
NO DE LA OBRA

iii) Tubería de la zona de convección.

Se tendrá una longitud de tubos lisos de:

metros de tubería =  $2,598.284 \text{ m}^2 / 0.5287 \text{ m}$

metros de tubería = 4,914.47 m

donde: 0.5287 = área de un metro lineal de tubería.

Sabemos que la zona de convección deberá ser perñada por lo que esta cantidad de tubería se verá reducida.

Tenemos que 2.5 m de tubo desnudo absorberá lo que 1 m de tubo perñado (ver anexo C), por lo que:

Metros de tubería =  $4,914.47 \text{ m} / 2.5 = 1,965.78 \text{ m}$

iv) Número de tubos por paso.

El número de tubos por paso lo obtenemos de la siguiente manera:

No. Tubos/Paso =  $1965.78 \text{ m} / (8 \times 22.7 \text{ m}) = 10.82$

No. Tubos/Paso = 11 Tubos por paso.

v) Cálculo del ancho y alto de la zona de convección.

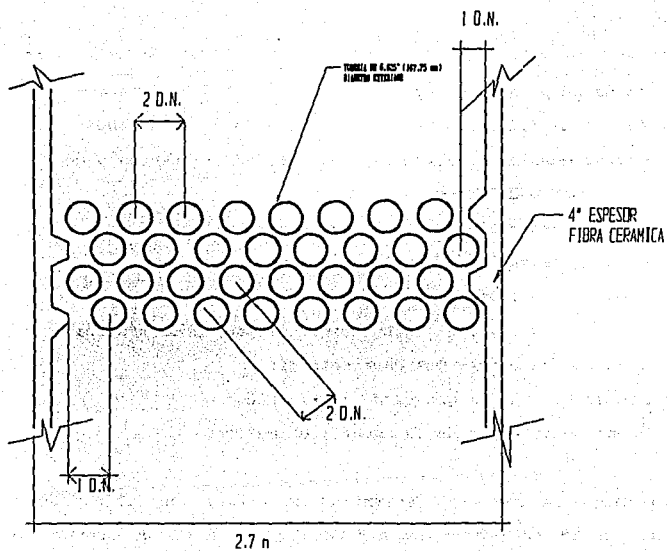
Debido a que se tendrán 8 pasos en la zona de convección, y que el diámetro de la tubería será de 6.625" (168.275 mm) diámetro exterior, además de considerar 4" (101.6 mm) de espesor de fibra cerámica por cada pared del calentador y sabiendo que el espaciamiento de los tubos será de acuerdo a la Figura No. 4.4 (11), tenemos que el ancho de la sección será:

$$\text{ANCHO} = (4" \times 2) + (2 \times 1 \text{ D.N.}) + (7 \times 2 \text{ D.N.}) = 104" (8.7 \text{ Ft})$$

ANCHO = 8.7 Ft, es decir, 2.7 m.

Además determinamos que la altura de la sección de convección será de 6.9 m, lo cual equivale a 2 veces el ANCHO + 1.5 m de espacio libre para dos hileras de tubos futuros (1).

Fig. No. 4.4. Dimensión del ancho de la Zona de convección.





#### IV.4.c. Cálculo de la caída de presión.

Caída de presión.- Teniendo calculada la tubería es necesario calcular la caída de presión. Para este cálculo utilizaremos la ecuación siguiente:

$$DP = 2 f G^2 V_e L / 10,000 g d \dots\dots\dots(7)$$

Donde:

DP = caída de presión en Kg/cm<sup>2</sup>.

f = factor de fricción. Este valor varía de 0.004 a 0.006, dependiendo de la velocidad, viscosidad cinemática y de el diámetro del tubo.

V<sub>e</sub> = Volumen específico de la substancia en m<sup>3</sup>/Kg.

G = masa velocidad del material que fluye en kg/s-m<sup>2</sup>.

L = longitud equivalente del serpentín en metros.

Esto es igual a la longitud recta de los tubos más una longitud adicional por cada retorno.

g = Aceleración de la gravedad = 9.81 m/seg<sup>2</sup>

d = diámetro interior de la tubería en metros.

Ahora bién, se requiere determinar el volumen específico de la carga, por lo que procedemos a determinar la caída de presión con el siguiente procedimiento:

A) Determinamos la masa vaporizada a la entrada y a la salida del calentador.

B) Procedemos a determinar el volumen específico de la carga tanto a la entrada, como a la salida del calentador.

C) Determinamos la media logarítmica del volumen específico.

D) Determinación del factor de fricción.

E) Determinamos la longitud equivalente de tubería.

F) Cálculo de la caída de presión en el calentador.

A) Como primer paso para la determinación de la caída de presión, determinaremos la masa vaporizada tanto a la entrada como a la salida del calentador.

i) La masa vaporizada a la entrada es:

$W = 100\% \text{ gasolina} + 80.3\% \text{ turbosina.}$

$W = ( 186,495 + 89,612 ) / 2 = 138,054 \text{ Kg/Hr}$

Lo que representa un 27.5% del total de la carga para un calentador.

ii) La masa vaporizada a la salida es:

$$W = 100\% \text{ gasolina} + 100\% \text{ turbosina} + 100\% \text{ kerosina} + 100\% \text{ diesel} \\ + 8.3\% \text{ gasóleo} + 0\% \text{ de residuo}$$

$$W = ( 186,495 + 111,597 + 117,031 + 154,875 + 18,149 ) \text{ Kg/Hr} / 2$$

$$W = 294, 074 \text{ Kg/Hr}$$

Lo que representa un 58.5% del total de la carga para un calentador.

B) Segundo paso: Una vez calculada la masa vaporizada y su porcentaje a la entrada y a la salida, con respecto a el total de la carga para un calentador, procedemos a determinar el volumen específico de la carga tanto a la entrada, como a la salida del calentador, para encontrar la medida logarítmica de la diferencia del volumen específico.

i) Volumen específico a la entrada:

Auxiliandonos de la fórmula:

$$Ve.ve' = 14.7 V1/P(\text{psia}) \dots\dots\dots (5)$$

donde: V1.- Se obtiene de la Tabla No. 4-3 , Anexa.

## GRAVITY

## TEMPERATURE, °F

Deg API AT 60°F	Sp. GRAVITY AT 60/60°F	60	100	200	300	400	500	600
--------------------	---------------------------	----	-----	-----	-----	-----	-----	-----

VOLUME OF VAPOR, ft<sup>3</sup>/Lb

20	0.9340	.....	.....	.....	.....	.....	.....	1.8
25	0.9042	.....	.....	.....	.....	.....	2.2	2.4
30	0.8762	.....	.....	.....	.....	2.5	2.8	3.1
35	0.8498	.....	.....	.....	2.7	3.0	3.4	3.7

40	0.8251	.....	.....	2.7	3.1	3.5	3.9	4.3
45	0.8017	.....	2.6	3.1	3.6	4.0	4.5	5.0
50	0.7798	2.8	3.0	3.5	4.0	4.6	5.1	5.8
55	0.7587	3.1	3.3	3.9	4.5	5.1	5.7	6.3

60	0.7389	3.4	3.6	4.3	4.9	5.6	6.2	6.9
65	0.7201	3.7	4.0	4.7	5.4	6.1	6.8	7.5
70	0.7022	4.0	4.3	5.1	5.9	6.6	7.4	8.2
75	0.6852	4.3	4.6	5.5	6.3	7.1	8.0	8.8

80	0.6690	4.6	5.0	5.9	6.8	7.6	8.5	9.4
85	0.6536	4.9	5.3	6.3	7.2	8.2	9.1	10.1
90	0.6388	5.3	5.7	6.7	7.7	8.7	9.7	10.7
95	0.6217	5.6	6.0	7.1	8.1	9.2	10.3	11.3

100	0.6112	5.9	6.3	7.5	8.6	9.7	10.8	12.0
110	0.5859	6.5	7.0	8.2	9.5	10.8	12.0	13.2

120	0.5628	7.1	7.7	9.0	10.4	11.8	13.1	14.5
130	0.5411	7.7	8.3	9.8	11.3	12.8	14.3	15.8

140	0.5212	8.4	9.0	10.6	12.2	13.8	15.4	17.1
150	0.5027	9.0	9.7	11.4	13.1	14.9	16.6	18.3

TABLA No. 4.3. VOLUMENES ESPECIFICOS DEL CRUDO Y PRODUCTOS DEL PETROLEO. (5)



ii) Volumen específico a la salida:

Auxiliandonos de la fórmula:

$$Ve.ve' = 14.7 V1/P(psia) \dots\dots\dots (5)$$

donde: V1.- Se obtiene de la Tabla No. 4-3 , Anexa.

Ahora bien, sabemos que un 58.5% de la carga se vaporiza a la entrada, por lo que el restante 41.5% se encontrara en estado líquido y con una densidad de 843 kgs/m<sup>3</sup> (Volumen específico 0.0012 m<sup>3</sup>/Kg), además sabemos que la presión de salida es de 3 Kg/cm<sup>2</sup>, equivalentes a 42.66 lb/in<sup>2</sup>.

$$Ve.vs' = \frac{14.7 \text{ Lb/in}^2 (4 \text{ ft}^3/\text{lb})}{42.66 \text{ lb/in}^2} = 1.3783 \text{ ft}^3/\text{lb} (0.08586 \text{ m}^3/\text{Kg})$$

$$Ve.vs = 0.08586 \text{ m}^3/\text{Kg} \times \frac{58.5\%}{100\%} = 0.0502 \text{ m}^3/\text{Kg}$$

$$Ve.ls = 0.0012 \text{ m}^3/\text{Kg} \times \frac{41.5\%}{100\%} = 0.0005 \text{ m}^3/\text{Kg}$$

$$Ve.s = 0.0502 \text{ m}^3/\text{Kg} + 0.0005 \text{ m}^3/\text{Kg} = 0.507 \text{ m}^3/\text{Kg}$$

donde:

$Ve.v's'$  = volumen específico 100% de la carga vaporizada;  $m^3/Kg$

$Ve.v's$  = volumen específico de la carga vaporizada a la salida;  
58.5% ( $m^3/Kg$ ).

$Ve.l's$  = volumen específico de la carga en estado líquido;  
41.5% ( $m^3/Kg$ ).

$Ve.s$  = volumen específico de la carga a la salida;  $m^3/Kg$

C) Tercer paso: La media logarítmica de la diferencia de volumen específico es:

$$Ve.m = ((Ve.s - Ve.e) / \ln(Ve.s/Ve.e))$$

$$Ve.m = (0.0507 - 0.004376) m^3/Kg / \ln (0.0507/0.004376) m^3/Kg$$

$$Ve.m = 0.019 m^3/Kg.$$

D) Cuarto paso: Una vez determinada la media logarítmica del volumen específico, determinaremos el factor de fricción (12). De acuerdo con Wilson, Mc Adams y Seltzer para calcular el factor de fricción es necesario conocer el número de Reynolds, para lo cual son requeridas:

i) La velocidad de la masa en la tubería. Esta velocidad la calculamos de la siguiente manera:  $V = G Ve m$

Donde:  $V_e m$  = media logarítmica de la diferencia de volumen específico;  $m^3/Kg$ .

$G$  = masa velocidad del fluido;  $G = W/A$  ( $Kg/HR-m^2$ )

Donde:  $W$  = Gasto másico,  $Kg/HR$ .

$A$  = área de corte circunferencial de los 16 pasos;  $m^2$ .

$G = 1'005,088 \text{ Kg/HR} / 3,600 \text{ Seg.} \times 2 \times 8 \times 0.0186 \text{ m}^2$

$G = 938.14 \text{ Kg/s-m}^2$ , lo cual se encuentra dentro del rango mostrado en la Tabla 4-2.

$V = G \times V_e m$

$V = 938.14 \text{ Kg/s-m}^2 (0.019 \text{ m}^3/Kg) = 17.82 \text{ m/seg}$

La velocidad también puede determinarse con la siguiente ecuación:

$V = W/A$

Donde:  $W = 180,000 \text{ B.P.D.}$  Equivalentes a  $1,190.7 \text{ m}^3/HR$ .

$A$  = área transversal de un tubo,  $0.0186 \text{ m}^2$

$V = \frac{1,190.7 \text{ m}^3/HR}{0.0186 \text{ m}^2} = 64,016.129 \text{ m/HR} (17.78 \text{ m/s})$



ii) Y la viscosidad cinemática del material que es de  $0.055 \times 10^{-4} \text{ m}^2/\text{seg.}$ , obtenida de la gráfica No. 4-1 (9). Calculamos el número de Reynolds:  $Re = \frac{(V.D)}{Y}$

donde:

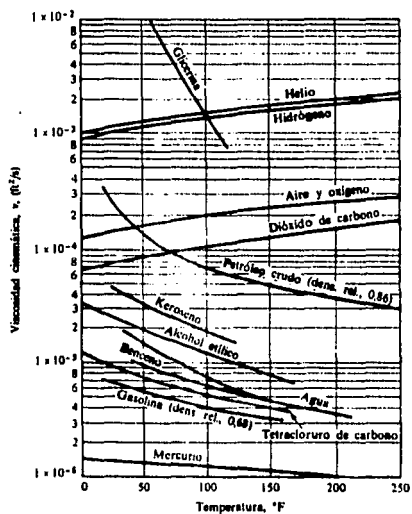
y = viscosidad cinemática del fluido de carga;  $\text{m}^2/\text{seg.}$

$$Re = (17.82 \text{ m/seg} \times 0.154 \text{ m}) / 0.055 \times 10^{-4} \text{ m}^2/\text{seg} = 498,960$$

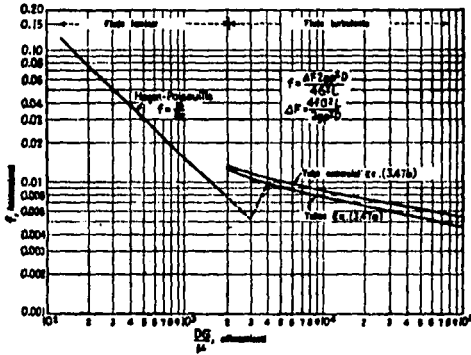
Con el valor del número de Reynolds y auxiliandonos del gráfica No. 4-2, obtenemos que el factor de fricción es de 0.005 aproximadamente, por lo que tomaremos 0.005.

E) Quinto paso: Cálculo de la longitud equivalente de la tubería:

La longitud total equivalente de la tubería, esta basada en la suma de la longitud de todas las partes de tubería y de las longitudes equivalentes por accesorio. Sabemos que para codos de 90 el equivalente es de 30 diámetros interiores, y que para cabezales de retorno será de 100 diámetros interiores (7), por lo que tenemos que son 700 m de longitud recta de tubería aproximadamente (incluyendo la tubería para la conexión de las secciones de convección a radiación), 17 codos con los que la pérdida será de 4.63 m por cada uno, dando una longitud de 78.7 m, 21 cabezales



GRAFICA No. 4-I. VISCOSIDADES CINEMÁTICAS DE LOS FLUIDOS MÁS CORRIENTES A 1 ATMOSFÉRA. (9).



GRAFICA No. 4-2. FACTORES DE FRICCIÓN PARA FLUJOS EN TUBERÍAS. (12)

por los que equivale a una longitud de 15.41 m por cada uno (100 diámetros interiores) teniéndose una longitud equivalente a 324m. (Estos cálculos se basan en un solo serpentín).

De acuerdo a lo anterior tenemos que hay una longitud equivalente de tubería de 1,100 metros aprox.

Sustituyendo los valores en la ecuación para la caída de presión tenemos:

$$DP = 2 \times 0.005 \times (938.14 \text{ Kg/seg-m}^2)^2 \times 0.019 \text{ m}^3/\text{Kg} \times 1100 \text{ m} \\ \text{-----} \\ 10,000 \text{ cm}^2/\text{m}^2 \times 9.81 \text{ m/seg}^2 \times 0.154 \text{ m}$$

$$DP = 12.18 \text{ Kg/cm}^2 = 11.95 \text{ BAR}$$

De este cálculo, podemos encontrar la presión que debe tener nuestra carga a la entrada del calentador, puesto que para el primer cálculo se hizo una suposición encontrándose que esta caída fue muy aproximada. Por lo tanto, la presión a la entrada será de ( 2.94 + 11.95 ) bar igual a 14.89 bar (15.17 Kg/cm<sup>2</sup>).

#### IV.4.d. Espesor de la tubería.

Conocidas ya las presiones de entrada y de salida del calentador y las temperaturas, podemos calcular el espesor mínimo de los tubos.

El espesor mínimo del tubo para una temperatura, presión y medida del tubo, está en función de la resistencia del material que conforme el tubo, pudiendo ser calculado el espesor del tubo por la siguiente ecuación (2) (3):  $t_m = t + c$

donde:

$t_m$ .- Espesor mínimo requerido, incluyendo asignaciones mecánicas, corrosión y erosión.

$t$  .- Espesor por presión de diseño; cm.

$$t = [ (P D_o) / 2 (SE + PY) ]$$

$c$  .- Margen que se añade para contrarrestar los efectos por corrosión y erosión y de asignaciones mecánicas (2) (3).

donde:

$P$  .- presión interna máxima; 15.17 Kg/cm<sup>2</sup>

$D_o$ .- diámetro exterior de la tubería; 16.82 cm.

$SE$ .- Esfuerzo máximo admisible en el material; 965 Kg/cm<sup>2</sup>.

$Y$  .- Coeficiente; 0.4

Sustituyendo:

$$t_m = \frac{15.17 \text{ Kg/cm}^2 \times 16.82 \text{ cm} + 0.3 \text{ cm}}{2 [965 \text{ Kg/cm}^2 + 15.17 \text{ Kg/cm}^2(0.4)]}$$

$$t_m = 0.1314 \text{ cm} + 0.3 \text{ cm} = 0.4314 \text{ cm}$$

Por lo que utilizaremos tubería cédula 40, la cual tiene un espesor de pared de 0.71 cm. Cabe mencionar que lo anteriormente calculado cumple con la tubería anteriormente propuesta.

#### IV.4.e. Quemadores.

Se necesita suministrar  $352.1 \times 10^6$  KJ/Hr, utilizando quemadores tipo dual y marca JOHN ZINK modelo PFC-Q-60 cuya caída de presión es de 0.25" de columna de agua (7) (8) que liberan la cantidad de  $5.7 \times 10^6$  KJ/Hr, por lo que se utilizarán 64 quemadores por calentador (Ver Fig. No. 4.5, 4.6, 4.7, 4.8 y 4.9).

Por lo que el combustible consumido será:

$$C_c = \frac{C_{lq}}{P_{cc}} \dots \dots \dots (7)$$

donde:

Cc = combustible consumido por un calentador; Kg comb./Hr.

Clq.- Calor liberado por los 64 quemadores de un calentador;  
352'100,000 KJ/Hr.

Pcc.- Poder calorífico del combustible; KJ/Kg comb.

Sustituyendo:

$$Cc = \frac{352'100,000 \text{ KJ/Hr.}}{42,790 \text{ KJ/Kg comb.}} = 8,228,6 \text{ Kg comb./Hr.}$$

Y el flujo de los gases en la chimenea debido a los dos calentadores será entonces de:  $Fg = Cc \times 2 \times Wg$

donde:

Fg.- Flujo de los gases; Kg gas/Hr.

Cc.- Combustible consumido; Kg comb./Hr

Wg.- Peso de los gases; Kg gas/Kg comb.

Sustituyendo:

$$Fg = 8,228.6 \text{ Kg comb/Hr} \times 2 \times 17.56 \text{ Kg gas/Kg comb.}$$

$$Fg = 288,988.5 \text{ Kg gas/Hr.}$$

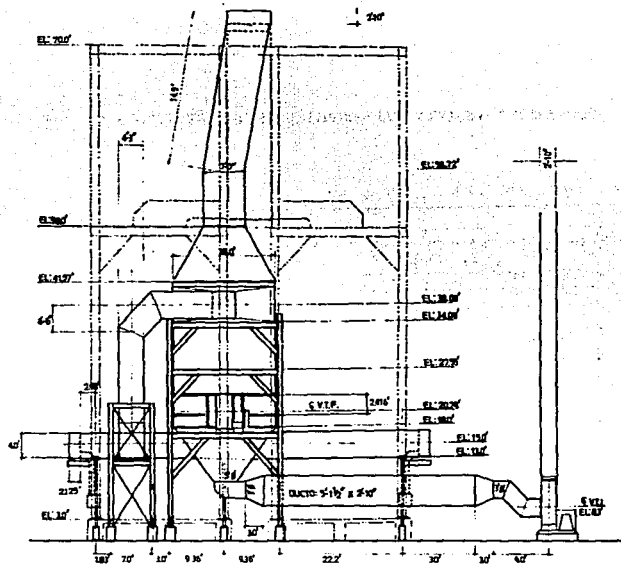


FIG. 4.5. LOCALIZACION DE LOS QUEMADORES (VISTA FRONTAL CALENTADOR).





(101)

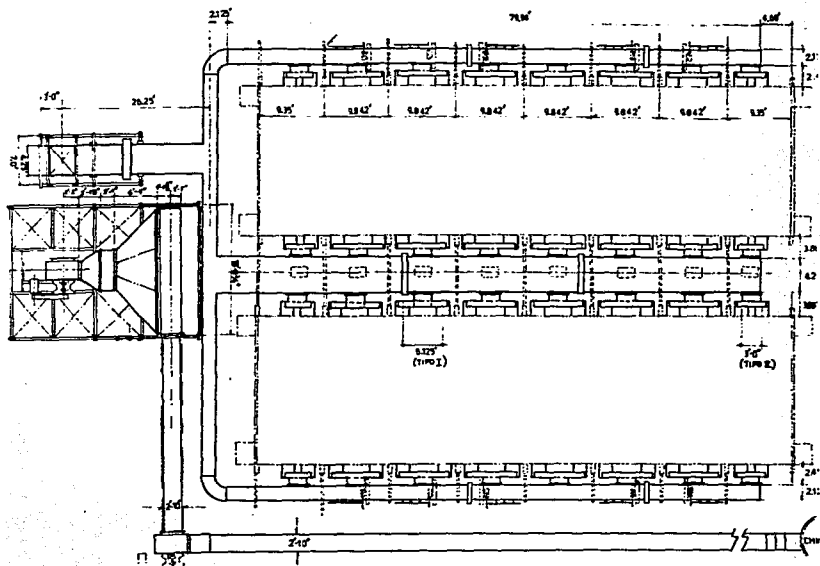


FIG. 4.7. LOCALIZACION DE LOS QUEMADORES (VISTA EN PLANTA CALENTADOR).



**JOHN ZINK COMPANY**

**FFC**

**Flat Flame Combination**

A BURNER SPECIFICALLY DESIGNED TO PRODUCE A THIN, FLAT FLAME FOR PROCESS HEATERS.

**PRINCIPAL FEATURES**

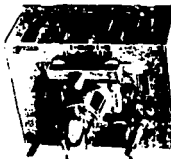
Thin, fan-shaped flame

Burns Oil or Gas or Both

Fires Horizontally or Vertically

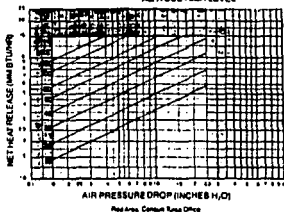
Ports Won't Plug

Special Air Registers



**CAPACITY CURVE  
FFC BURNER**

**EXCESS AIR - 15%  
CAPACITY BASIS: AIR TEMP. - 80°F  
ALTITUDE - SEA LEVEL**



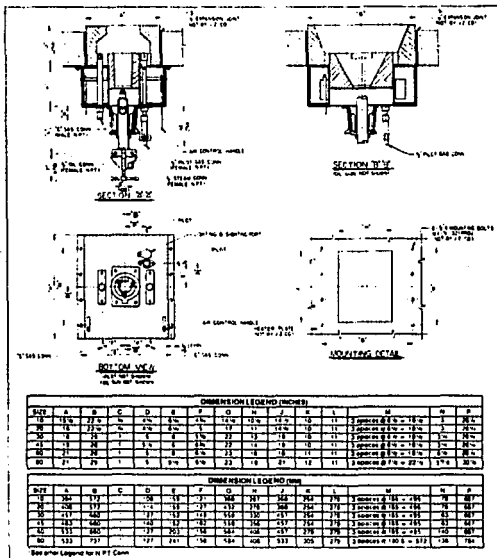
The John Zink FFC burner was designed for narrow heaters requiring a thin, fan-shaped flame. It will give trouble-free burning on gas or oil or both. The gas burning ports are isolated from the oil burner, preventing plugging or other interference.

The FFC will operate equally well firing horizontally or vertically. The FFC is equipped with special registers for primary and secondary air. Both are easily operated.

The FFC will produce a flame with a length of one foot per 750,000-1,000,000 BTU.

Burners can be adapted for plenum mounting for noise reduction or pre-heated air operation.

**FIG. 4.8. QUEMADORES JOHN ZINK (CURVAS DE CAPACIDAD).**



**JOHN ZINK COMPANY**

Manufacturing Headquarters  
 4401 South Peoria  
 P.O. Box 702220  
 Tulsa, Oklahoma 74170  
 (918) 747-1371

ALLEGATO  
 INTERNATIONAL

Other offices: TORONTO, MEXICO, SINGAPORE, HONG KONG

John Zink Company 1984-85 Price Book

FIGURA No. 4.9. QUEMADOR JOHN ZINK. (DIMENSIONES DEL EQUIPO).

#### IV.4.f. Diseño termodinámico de la chimenea (7) (18) (19).

La función escencia de la chimenea consiste en dispersar los gases de combustión que contienen cantidades significativas de contaminantes, reduciendo las concentraciones de contaminantes de un nivel grande a un nivel aceptable. El sistema de chimenea debe producir condiciones de presión adecuadas dentro del calentador, esto es, tiro suficiente para manejar los gases de combustión a través de las secciones radiante y convectiva mientras se mantiene una ligera presión negativa de 0.05 in (1.27 mm) columna de agua a través del calentador para prevenir la salida de flujo de los gases calientes a través de las mirillas, aberturas de tubos, juntas mal selladas, etc.

El diseño global de una chimenea es generalmente un compromiso entre el control de la contaminación, las condiciones de flujo y presión, y la economía.

Para el cálculo termodinámico de nuestra chimenea tendremos a determinar:

- i) Diámetro de la chimenea.
- ii) Altura de la chimenea.

Los aspectos estructurales de la misma se tocaran en el capítulo siguiente.

i) Diámetro de la chimenea.

Para nuestro cálculo seguiremos el siguiente procedimiento:

i.a) Calculamos la temperatura promedio de los gases en la chimenea.

i.b) Determinamos las densidades de los gases de combustión y del aire.

i.c) Procedemos a determinar el diámetro de la chimenea.

i.a) Debido a que hay pérdidas de calor a través de la envolvente de la chimenea, las temperaturas de los gases de combustión en la parte superior de la chimenea es menor que en la entrada de la misma. La diferencia depende de varios factores entre los cuales se pueden contar las dimensiones de la chimenea, efectividad del aislante, etc. Para la mayoría de las aplicaciones, la temperatura promedio de los gases de combustión en la chimenea puede estimarse como  $40^{\circ}\text{K}$  menor que la temperatura de los gases de entrada (7)

(18), por lo que:

$$T_{gs} = T_{gco} - 40^{\circ}\text{K}$$

donde:  $T_{gs}$  .- temperatura promedio de los gases; °K  
 $T_{gco}$  .- temperatura de entrada de los gases; °K  
igual a 160°C, osea, 433°K

$$T_{gs} = 433^{\circ}\text{K} - 40^{\circ}\text{K} = 393^{\circ}\text{K}$$

i.b) Procedemos a determinar las densidades de los gases y aire (13) (18).

$$d_{gs} = PM_g/RT_{gs}$$

$$d_a = PM_a/RT_a$$

donde:

$d_{gs}$  .- Densidad de los gases de combustión en la chimenea;  $\text{Kg}/\text{m}^3$

$d_a$  .- Densidad del aire a 26°C;  $\text{Kg}/\text{m}^3$

$M_g$  .- peso molecular de los gases de combustión; 28.5  $\text{Kg}/\text{Kg mol}$

$M_a$  .- peso molecular de aire; 29  $\text{Kg}/\text{Kg mol}$

$T_a$  .- temperatura del aire; 299°K (26°C)

$P$  .- presión atmosférica; 101,325 Pa

$R$  .- Constante universal de los gases; 8,314.3  $\text{J}/\text{Kgmol } ^{\circ}\text{K}$

Sustituyendo:

$$d_{gs} = 0.880 \text{ Kg}/\text{m}^3$$

$$d_a = 1.182 \text{ Kg}/\text{m}^3$$

i.c) Cálculo del diámetro de la chimenea.

Para efectuar el cálculo del diámetro de la chimenea, nos auxiliamos de la siguiente fórmula (18):

$$D = \left[ \frac{4 \text{ Fg}}{3.1416 \times \rho_g \times U_{gs}} \right]^{1/2}$$

donde:

$U_{gs}$ .- es la velocidad de los gases de combustión a la salida de la chimenea.

Un valor preferido para la velocidad de emisión de los gases de la combustión es 13 m/s, esto evitaría la inversión de los gases causada por el paso del viento alrededor de la chimenea, durante aproximadamente el 97% del año (18).

Por lo que nuestro diámetro de chimenea será de:

$$D = \left[ \frac{4 (80.27 \text{ Kg gas/s})}{3.1416 \times (0.88 \text{ Kg/m}^3) \times 13 \text{ m/s}} \right]^{1/2} = 3 \text{ m (9.8 Ft)}$$



ii) altura de la Chimenea.

Para el cálculo de la altura de la chimenea, procedemos de la siguiente manera.

ii.a) Determinamos el efecto neto del tiro en la chimenea.

ii.a.1) Ganancia de tiro en la chimenea.

ii.a.2) Pérdidas por fricción.

ii.b) Determinamos las pérdidas a través del calentador, además de la ganancia de tiro en convección.

ii.b.1) Radiación.

ii.b.2) Banco de tubos desnudos (sección escudo).

ii.b.3) Bancos de tubos birlados (sección de convección).

ii.b.4) Entrada de los gases a la chimenea.

ii.b.5) Paso a través de la compuerta de la chimenea (damper).

ii.b.6) Salida de los gases de la chimenea.

ii.a) Efecto neto del tiro en la chimenea (7).

ii.a.1.) Ganancia de tiro:

$$T = 0.52 \times L_s \times P' (1/T_a - 1/T_g)$$

donde:

T .- Tiro por pie de chimenea; in H<sub>2</sub>O

Ls .- Altura de la chimenea; 1 Ft.

P' .- presión atmosférica; 14.69 Psia.

Ta .- temperatura del aire; 320°R

Tgs.- Temperatura promedio de los gases; 708°R

Sustituyendo: Tiro = 0.003356 in H<sub>2</sub>O (0.0852 mm H<sub>2</sub>O)

ii.1.b) Pérdida por fricción:

$$DPf = (G^2 Tgs / 211,000 D)$$

donde:

DPf.- pérdidas por fricción; in H<sub>2</sub>O

G .- masa velocidad de los gases en chimenea; 0.75 a 1 lb/s-Ft<sup>2</sup>.

Tomaremos para nuestros cálculos una masa velocidad de 0.8

D .- diámetro de la chimenea; 9.8 Ft ( 3 m)

Sustituyendo:

$$DPf = 0.000274 \text{ in H}_2\text{O (0.007 mm H}_2\text{O)}$$

Efecto neto en la chimenea = (0.003356 - 0.000274) in H<sub>2</sub>O

$$= 0.003082 \text{ in H}_2\text{O (0.078 mm H}_2\text{O)}$$

ii.b) Pérdidas y ganancia de tiro a través del calentador.

Para poder determinar la pérdidas a través del calentador necesitamos conocer:

- A) El volumen específico de los gases en el punto considerado.
- B) La masa velocidad de los gases en el punto considerado.

Para lograr estos dos puntos anteriores, es necesario calcular:

C) las temperaturas de los gases en los puntos a considerar.

C.a) Temperatura en el puente o techo de radiación.

Ha, B.W.T.	=	X	=	Qr
-----		-----		-----
Ha, F.G.T.		34,400 KJ/Kg		Qs

Donde:

Ha, B.W.T. .- Poder calorífico de los gases de combustión a la temperatura en el puente.

Ha, F.G.T. .- Poder calorífico de los gases de combustión a la temperatura de salida del calentador; 34,400 KJ/Kg

Qr .- calor absorbido en radiación; 211'260,000 KJ/Hr

Qs .- Calor suministrado al calentador; 352'100,000 KJ/Hr.

X = 20,640 KJ/Kg

De la Gráfica No. 5 del anexo B, tenemos que para este valor de poder calorífico, tendremos una temperatura en el puente (parte donde se une Radiación y Convección), de 1,050 °C.

**C.b) Temperatura en el banco de tubos desnudos (sección escudo).**

$$\begin{aligned} \text{Ha, B.W.T.} &= 20,640 \text{ KJ/Kg} = \text{Qr} \\ \text{Ha, SHIELD} &= X = \text{Qe} \end{aligned}$$

Donde:

Ha, SHIELD .- Poder calorífico de los gases de combustión a la temperatura en la sección escudo.

Qe.- Calor absorbido hasta la sección escudo, 253'512,000 KJ/Hr

$$X = 24,768 \text{ KJ/Kg}$$

De la Gráfica No. 5 del anexo B, tenemos que para un valor de 24,768 KJ/Kg, la temperatura en los tubos desnudos (sección escudo) será de 850 °C.

**C.c) Temperatura en los bancos de tubos birlados (sección de convección).**

La temperatura de los gases en esta sección, se había ya determinado en 400 °C.

C.d) Temperatura en la entrada de la chimenea.

Esta temperatura será de 160 °C, ya que es la mínima temperatura a la que pueden reducirse los gases después de haber intercambiado calor con los precalentadores. Si la temperatura fuera menor de 160 °C, tendríamos serios problemas por corrosión, ya que los gases alcanzarían la temperatura del punto de rocío, provocando formación de SO<sub>3</sub>, el cual al contacto con el agua formaría ácido sulfhídrico.

C.e) Temperatura promedio de los gases en la chimenea.

$$T \text{ prom.} = \text{Temperatura de los gases a la entrada} - 40 \text{ } ^\circ\text{K}$$

$$T \text{ prom.} = (160 + 273) \text{ } ^\circ\text{K} - 40 \text{ } ^\circ\text{K} = 393 \text{ } ^\circ\text{K} \quad (708^\circ\text{R})$$

C.f) Temperatura a la salida (18).

$$T \text{ sal.} = 2 \text{ } T \text{ prom.} - T \text{ ent.} = 80 \text{ } ^\circ\text{C}$$

A) Cálculo del volumen específico.

Auxiliándonos de la fórmula (10):  $dg = 342/Tg$

Sabemos que:  $Ve = 1 / dg$

donde: Tg.- Temperatura del gas en el punto considerado; °K  
Ve.- volumen específico; m<sup>3</sup>/Kg  
dg.- densidad del gas; Kg/m<sup>3</sup>

A.a) Tubos desnudos.

Temperatura: T = 850 °C (1,123 °K)  
Densidad: dg = 0.3045 Kg/m<sup>3</sup> (0.019 lb/Ft<sup>3</sup>)  
Vol. específico: Ve = 3.278 m<sup>3</sup>/Kg (52.63 Ft<sup>3</sup>/lb)

A.b) Tubos birlados.

Temperatura: T = 400 °C (393 °K)  
Densidad: dg = 0.508 Kg/m<sup>3</sup> (0.0316 lb/Ft<sup>3</sup>)  
Vol. específico: Ve = 1.967 m<sup>3</sup>/Kg (31.59 Ft<sup>3</sup>/lb)

A.c) Entrada de la chimenea.

Temperatura: T = 160 °C (433 °K)  
Densidad: dg = 0.789 Kg/m<sup>3</sup> (0.049 lb/Ft<sup>3</sup>)  
Vol. específico: Ve = 1.266 m<sup>3</sup>/Kg (20.32 Ft<sup>3</sup>/lb)

A.d) Damper.

Temperatura:  $T = 120 \text{ }^\circ\text{C}$  (393  $^\circ\text{K}$ )

Densidad:  $d_g = 0.87 \text{ Kg/m}^3$  (0.05415  $\text{lb/Ft}^3$ )

Vol. específico:  $V_e = 1.15 \text{ m}^3/\text{Kg}$  (18.466  $\text{Ft}^3/\text{lb}$ )

A.e) Salida de la chimenea.

Temperatura:  $T = 80 \text{ }^\circ\text{C}$  (353  $^\circ\text{K}$ )

Densidad:  $d_g = 0.968 \text{ Kg/m}^3$  (0.06  $\text{lb/Ft}^3$ )

Vol. específico:  $V_e = 1.03 \text{ m}^3/\text{Kg}$  (16.56  $\text{Ft}^3/\text{lb}$ )

B) Determinación de la masa velocidad.

Para determinar la masa velocidad hasta el punto considerado, nos auxiliaremos de la siguiente ecuación (7):

$$G = (F_g / \text{Area libre})$$

donde:

$F_g$ .- flujo de los gases; 176.6  $\text{lb/s}$  (80.27  $\text{Kg/s}$ )

Area libre.- es el área por la que fluyen los gases de combustión en cada sección del calentador;  $\text{Ft}^2$

**B.a) Sección escudo.**

Area libre = área de la sección - área de los tubos desnudos

Area libre = 26.1 m<sup>2</sup> (281 Ft<sup>2</sup>) (Ver anexo D)

$$G = 0.6284 \text{ lb/s-Ft}^2 \quad (3.074 \text{ Kg/s-m}^2)$$

**B.b) Sección de convección.**

Area libre = área de la sección - área de los tubos birlados

Area libre = 25.52 m<sup>2</sup> (275 Ft<sup>2</sup>) (Ver anexo D)

$$G = 0.642 \text{ lb/s-Ft}^2 \quad (3.14 \text{ Kg/s-m}^2)$$

**B.c) Entrada de la chimenea.**

$$G = 0.8 \text{ lb/s-Ft}^2 \quad (3.914 \text{ Kg/s-m}^2)$$

**B.d) Damper.**

$$G = 0.8 \text{ lb/s-Ft}^2 \quad (3.914 \text{ Kg/s-m}^2)$$

**B.e) Salida de la chimenea.**

$$G = 0.8 \text{ lb/s-Ft}^2 \quad (3.914 \text{ Kg/s-m}^2)$$

Procedemos a determinar las pérdidas y ganancias de tiro en el calentador para determinar el tiro requerido en la chimenea.



ii.b.1) Tiro bajo el techo de radiación.

En la sección de radiación, siempre se deberá tener presión negativa, esto es necesario debido a que si existiera presión positiva, los gases de combustión escaparían por endiduras, mirillas, puertas de acceso, etc. poniendo en peligro la integridad de los operarios. Esta presión se recomienda del orden de 0.05 in (1.27 mm) H<sub>2</sub>O (7) (11), lo cual comprende la ganancia de tiro en el calentador (zona de radiación) menos las pérdidas en los quemadores y en algunos casos la pérdidas en el plenum.

ii.b.2) Pérdidas en el banco de tubos desnudos.

$$DP \text{ escudo} = \text{No. Hileras} \times 0.2 \times 0.003 \times G^2 \times Vg$$

donde:

G .- masa velocidad; 0.6284 lb/s-Ft<sup>2</sup> (3.07 Kg/s-m<sup>2</sup>)

Vg.- volumen específico; 52.63 Ft<sup>3</sup>/lb. (3.278 m<sup>3</sup>/Kg)

No. hileras = 4

Sustituyendo: DP escudo = 0.04988 in H<sub>2</sub>O (1.266 mm H<sub>2</sub>O)

ii.b.3) Pérdidas la zona de convección debida a los tubos birlados

$$DP \text{ convección} = \text{No. Hileras} \times 1 \times 0.003 \times G^2 \times Vg$$

donde:

G.- masa velocidad;  $0.642 \text{ lb/s-Ft}^2$  ( $3.141 \text{ Kg/s-m}^2$ )

Vg.- volumen específico;  $31.59 \text{ Ft}^3/\text{lb.}$  ( $1.967 \text{ m}^3/\text{Kg}$ )

No. hileras = 11

Sustituyendo: DP convección =  $0.43 \text{ in H}_2\text{O}$  ( $10.92 \text{ mm H}_2\text{O}$ )

ii.b.4) Pérdidas en la entrada de la chimenea.

DP chimenea =  $0.5 \times 0.003 \times G^2 \times Vg$

donde:

G.- masa velocidad;  $0.8 \text{ lb/s-Ft}^2$  ( $3.914 \text{ m}^3/\text{Kg}$ )

Vg.- volumen específico;  $20.32 \text{ Ft}^3/\text{lb.}$  ( $1.266 \text{ m}^3/\text{Kg}$ )

sustituyendo: DP chimenea =  $0.0195 \text{ in H}_2\text{O}$  ( $0.495 \text{ mm H}_2\text{O}$ )

ii.b.5) Pérdidas en la compuerta de salida (damper).

DP compuerta =  $1.5 \times 0.003 \times G^2 \times Vg$

donde:

G.- masa velocidad;  $0.8 \text{ lb/s-Ft}^2$  ( $3.914 \text{ Kg/s-m}^2$ )

Vg.- volumen específico; 18.446 Ft<sup>3</sup>/lb. (1.15 m<sup>3</sup>/Kg)

sustituyendo: DP compuerta = 0.053 in H<sub>2</sub>O (1.346 mm H<sub>2</sub>O)

ii.b.6) Pérdidas a la salida de la chimenea.

$$DP \text{ salida chimenea} = 1 \times 0.003 \times G^2 \times Vg$$

donde:

G.- masa velocidad; 0.8 lb/s-Ft<sup>2</sup> (3.914 Kg/s-m<sup>2</sup>)

Vg.- volumen específico; 16.56 Ft<sup>3</sup>/lb. (1.03 m<sup>3</sup>/Kg)

sustituyendo:

$$DP \text{ salida chimenea} = 0.0318 \text{ in H}_2\text{O} (0.8 \text{ mm H}_2\text{O})$$

ii.b.7) tiro ganado en convección.

$$Tc = 0.52 \times Ls \times P' (1/Ta - 1/Tgs)$$

donde:

Tc.- tiro ganado en convección; in H<sub>2</sub>O

Ls.- Altura de chimenea; 1 Ft

P' .- presión atmosférica; 14.69 psia

Ta .- temperatura del aire; 540 °R

Tgs.- Temperatura de los gases en convección; 1,212°R (400°C)

sustituyendo:  $T_c = 0.00784$  in H<sub>2</sub>O (0.199 mm H<sub>2</sub>O)

Tiro requerido = Pérdidas - Tiro ganado en convección

$$= (0.63418 - 0.00784) \text{ in H}_2\text{O}$$

$$= 0.6263 \text{ in H}_2\text{O (15.9 mm H}_2\text{O)}$$

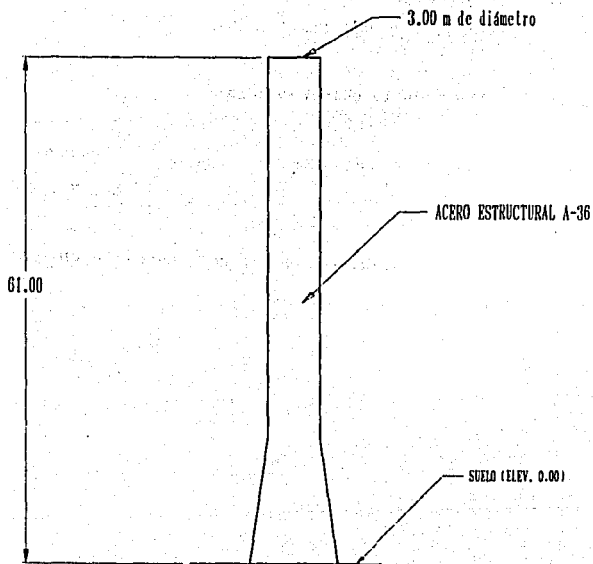
Por lo que la altura de la chimenea será:

$$H = \text{Tiro requerido/Efecto neto sobre la chimenea} = 0.6263/0.0031$$

$$= 202 \text{ Ft (61 m)}$$

En la figura siguiente (fig. No. 4.10) se muestra la chimenea de caso en estudio.

Fig. 4.10. Arreglo preliminar de la chimenea.



#### IV.4.g. Cálculo de Pérdidas de Calor por Conducción.

Muros.- La principal función de éstos es aislar el calor que se produce en el interior del calentador, procurando que la transferencia de calor hacia el exterior sea la mínima posible. El aislamiento térmico para este calentador es considerado para altas temperaturas, por lo que los materiales deberán cubrir los requisitos generales de diseño. (Ver Fig. No. 4.11).

Para este calentador se calculan las pérdidas en la zona de radiación, ductos de la zona de radiación a convección y zona de convección.

i) Para la zona de radiación, tenemos que los materiales que componen el muro son fibra cerámica y lámina de acero.

15.24 cms (6") de fibra cerámica

0.635 cms (1/4") de lámina de acero

Las conductividades térmicas para estos materiales son:

fibra cerámica 0.330 KJ/Hr m<sup>2</sup> (°C/m)

acero 160.0 KJ/Hr m<sup>2</sup> (°C/m)

La pérdida de calor se calculará a partir de la siguiente fórmula

$$(6) (12): Q = U A DT$$



donde:

Q .- Flujo o pérdida de calor a través del muro; KJ/Hr

U .- Coeficiente de transferencia de calor; KJ/Hr m<sup>2</sup> (°C/m)

A .- área de transferencia; m<sup>2</sup>

DT.- Diferencia de temperatura causada por el flujo de calor; °C

Donde:

$$U = \frac{1}{\frac{1}{U_i} + \frac{L_1}{k_1} + \frac{L_2}{k_2} + \frac{1}{U_o}}$$

donde:

U<sub>i</sub>.- Coeficiente de película del gas dentro del calentador.

102.23 KJ/Hr m<sup>2</sup> °C

U<sub>o</sub>.- Coeficiente de película del aire fuera del calentador.

40.89 KJ/Hr m<sup>2</sup> °C

L<sub>1</sub>.- Espesor de la pared de fibra cerámica; m

L<sub>2</sub>.- Espesor de la pared de acero; m

k<sub>1</sub>.- Conductividad térmica de la fibra cerámica; KJ/Hr m<sup>2</sup> (°C/m)

k<sub>2</sub>.- Conductividad térmica de la lámina de acero; KJ/Hr m<sup>2</sup> (°C/m)

Sustituyendo los valores tenemos:



$$Q = \frac{1050^{\circ}\text{C} - 26^{\circ}\text{C}}{\frac{1}{102.23} + \frac{0.1524}{0.3300} + \frac{0.00635}{160.0} + \frac{1}{40.89}}$$

$$Q = 2,064 \text{ KJ/Hr/m}^2$$

ii) Para los ductos de la zona de radiación a convección tenemos que los materiales aislantes son:

12.7 cms (5") de fibra cerámica

0.635 cms (1/4") de lámina de acero

Por lo que la pérdida de calor para ésta zona será:

$$Q = \frac{950^{\circ}\text{C} - 26^{\circ}\text{C}}{\frac{1}{102.23} + \frac{0.1524}{0.3300} + \frac{0.00635}{160.0} + \frac{1}{40.89}}$$

$$Q = 1,862 \text{ KJ/Hr/m}^2$$

iii) Para la zona de convección tenemos que los materiales aislantes son:

10.16 cms (4") de fibra cerámica

0.635 cms (1/4") de lámina de acero

La pérdida de calor para esta zona será:

$$Q = \frac{625^{\circ}\text{C} - 26^{\circ}\text{C}}{102.23 + 0.3300 + 160.0 + 40.87}$$

$$Q = 1,750 \text{ KJ/Hr/m}^2$$

La fibra cerámica se colocará sobre la lámina de acero y se sujetará con anclas tipo Nelson colocadas a cada 25 cms (10") horizontalmente y a cada 30 cms (12") verticalmente.

El ancla sujetará la colcha de fibra cerámica ayudada de arandelas del mismo material de las anclas y serán protegidas estas y las puntas de las anclas por cemento cerámico moldeable, lo cual evitará las fugas de calor. Cuando se calienta un muro refractario, expande aproximadamente 2 mm por pie lineal. La expansión se efectúa en todas direcciones tanto vertical como horizontalmente.

No existe una regla fija para colocar juntas de expansión, las cuales se instalan según el caso en particular que se este tratando. El método más usual es hacer cortes de contracción a cada 1.5 a 1.8 mts colocando juntas de expansión en cada una de las esquinas, con objeto de evitar esfuerzos que pueden ocasionar que el muro se agriete ó se pandeé. El ancho de las juntas no debe

exceder de 2.5 cms y debe llenarse con un material refractario aislante compresible para impedir infiltraciones de aire.

La fibra cerámica que se utilizará será de la marca INSWOOL y el rigidizante inorgánico de la marca INS-TUFF, de acuerdo con la norma ASTM C-612 CL-3.

#### IV.4.h. Piso.

El piso del calentador estará construido por una hilera de ladrillo refractario de 6.35 cms de espesor (2 1/2" x 4 1/2" x 9") y de concreto refractario L:H:V 1:2:4 (KAST-O-LITE M) de 15.4 cms de espesor.

Los cálculos anteriores nos han servido para configurar nuestro equipo en los aspectos de dimensionamiento del equipo y para determinar todas nuestras condiciones de proceso, a las que vamos a trabajar este equipo. Logrado lo anterior, nos auxiliaremos de tales dimensionamientos para estudiar la fuerza que ejerce el viento sobre la proyección del calentador, para así poder determinar la estructura principal que soportara a nuestro equipo.

A Continuación mostramos un resumen de resultados de los cálculos efectuados en el presente capítulo.

### CONDICIONES DE PROCESO

Fluido de proceso:	Petróleo Crudo de 35.6° A.P.I.
Calor absorbido:	548.6 x 10 <sup>6</sup> KJ/Hr
Calor suministrado c/calentador:	352.1 x 10 <sup>6</sup> KJ/Hr
Gásto másico:	180,000 B.P.D. (1'005,088 Kg/Hr)
Masa velocidad:	938.2 Kg/s-m <sup>2</sup>
Flujo térmico:	1.46 x 10 <sup>5</sup> KJ/Hr-m <sup>2</sup>
Temperatura de entrada:	200°C
Temperatura de salida:	370°C
Presión de salida:	2.94 Bar (3.00 Kg/cm <sup>2</sup> )
Presión de diseño:	14.90 Bar (15.18 Kg/cm <sup>2</sup> )
Exceso de aire:	20%
Tipo de calentador:	Rectangular de doble celda.

### CARACTERISTICAS DEL COMBUSTIBLE

Poder calorífico:	42,790 KJ/Kg
Peso específico:	960 Kg/m <sup>3</sup>
Peso molecular:	28.5 Kg/Kg mol
Viscosidad cinemática:	0.424 x 10 <sup>-4</sup> m <sup>2</sup> /s
Composición:	83.63% Carbono
	12.05% Hidrógeno
	1.01% Oxígeno
	2.98% Azufre
	0.34% Nitrógeno

### DATOS DE LA COMBUSTION

Aire teórico:	13.80 Kg de aire/Kg de comb.
Aire práctico:	16.56 Kg de aire/Kg de comb.
Peso de los gases:	17.56 Kg de gas /Kg de comb.
Eficiencia teórica del -calentador:	80.40%
Pérdidas radiantes:	2.50%
Pérdidas a la atmósfera:	19.6%
Eficiencia real del -calentador:	77.90%

### DISTRIBUCION DEL CALOR ABSORBIDO

Radiación:	60%	(211.26 x 10 <sup>6</sup> KJ/Hr)
Convección:		
a) sección de convección:	28%	(98.588 x 10 <sup>6</sup> KJ/Hr)
b) Zona Escudo:	12%	(42.45 x 10 <sup>6</sup> KJ/Hr)

### SECCION DE RADIACION

Calor absorbido:	211.26 x 10 <sup>6</sup> KJ/Hr
Flujo másico:	90,000 B.P.D. (502,544 Kg/Hr)
Area:	1,446.98 m <sup>2</sup>
Diámetro de tubos:	152.4 mm D.N.
Metros de tubería:	2,736.86 m
No. de tubos:	15
Long. de cada tubo:	22.70 m
Ancho de la sección:	6.00 m
Altura de la sección:	12.00 m
Largo de la sección:	22.70 m
Temperatura de los gases:	
a) de salida:	950°C
b) en la sección:	1,050°C
Temperatura del fluido de proceso:	
a) de entrada:	271°C
b) de salida:	370°C

### SECCION DE CONVECCION

Calor absorbido tubo desnudo:	42.25 x 10 <sup>6</sup> KJ/Hr
Calor absorbido tubo birlado:	98.59 x 10 <sup>6</sup> KJ/Hr
Flujo másico:	502,544 Kg/Hr
Area:	2,598.284 m <sup>2</sup>
Diámetro de tubos:	152.4 mm D.N.
Metros de tubería:	1,965.78 m
No. de tubos:	15
Long. de cada tubo:	22.70 m
Ancho de la sección:	2.7 m
Altura de la sección:	6.9 m
Largo de la sección:	22.70 m
Temperatura de los gases:	
a) de entrada:	850°C
b) de salida:	400°C
Temperatura del fluido de proceso:	
a) de entrada:	200°C
b) de salida:	271°C

Temperatura de los gases en  
convección (tubos desnudos):

a) de salida: 850°C

b) de entrada: 950°C

Temperatura del fluido de  
proceso (tubos desnudos):

a) entrada: 271°C

b) salida: 303°C

#### DATOS DEL SERPENTIN

Caída de presión en la tubería: 12.18 Kg/cm<sup>2</sup> (11.95 Bar)

Diámetro de tubería: 152.4 mm D.N.

Espesor de la tubería: 0.71 cm

Material de la tubería: 5½ Cr - 1/2½ Mo

Longitud equivalente por

serpentin:

Arreglo en Radiación: Horizontal.

8 pasos, 15 tubos por paso.

Arreglo en convección: Horizontal.

8 pasos, 11 tubos birlados por

-paso.

8 pasos, 4 tubos desnudos por

-paso.

#### QUEMADORES

No. de quemadores: 64

Caída de presión: 0.25" ( 6.35mm) H<sub>2</sub>O

Calor liberado c/u: 5.7 x 10<sup>6</sup> KJ/Hr

Combustible consumido 8,228.6 Kg comb./Hr

c/calentador:

Flujo de gases en la chime- 288,988.5 Kg gas/Hr

nea por los dos calentadores:

## CHIMENEA

Diámetro:	3 m (9.8 Ft)
Altura:	61 m (200 Ft)
Temperatura de los gases	
a) entrada de la chimenea:	160°C (433°K)
b) salida de la chimenea:	80°C (353°K)
c) promedio:	120°C (393°K)
Temperatura de aire:	26°C (299°K)
Densidad del aire:	1.182 Kg/m <sup>3</sup>
Densidad de los gases:	
a) entrada de la chimenea:	0.789 Kg/m <sup>3</sup>
b) salida de la chimenea:	0.968 Kg/m <sup>3</sup>
Velocidad de los gases a la salida de la chimenea:	13 m/s

## GANANCIA Y PERDIDA DE TIRO EN EL CALENTADOR

Efecto neto en la chimenea:	0.078 mm H <sub>2</sub> O
Tiro bajo el techo de radiación:	1.27 mm H <sub>2</sub> O
Pérdidas tubos desnudos:	1.266 mm H <sub>2</sub> O
Pérdidas tubos brillados:	10.92 mm H <sub>2</sub> O
Pérdidas entrada de chimenea:	0.495 mm H <sub>2</sub> O
Pérdidas en el damper:	1.346 mm H <sub>2</sub> O
Pérdidas en la salida:	0.80 mm H <sub>2</sub> O
Tiro ganado en convección:	0.199 mm H <sub>2</sub> O
Tiro requerido:	15.9 mm H <sub>2</sub> O

## MUROS

Material paredes:	Placa de 1/4" esp. A-36
Aislante:	Fibra cerámica
Conductividades térmicas:	
a) acero:	160.00 KJ/Hr-m <sup>2</sup> (°C/m)
b) Fibra:	0.339 KJ/Hr-m <sup>2</sup> (°C/m)

**PISO**

Material piso:

Placa de 1/4" esp. A-36

Aislantes:

a) concreto refractario:

15.24 cms esp. (KAST-O-LITE)

L:V:H: 1:2:4

b) ladrillo refractario:

6.35 cms esp.



# CAPÍTULO V

## DISEÑO MECÁNICO

## CAPITULO V

### DISEÑO MECANICO

#### V.1. Generalidades.

Las estructuras se calculan para soportar cargas aplicadas principalmente en las uniones o nudos, y sus miembros trabajan como tirantes o torna puntas, aunque el conjunto puede estar sujeto a flexión.

Las fuerzas exteriores que actúan sobre las estructuras son las cargas y las reacciones en los puntos de apoyo. En la mayor parte de estas estructuras, los ejes de todos sus miembros, así como las direcciones de las cargas y reacciones, están situadas aproximadamente en un mismo plano, por cuyo motivo estas estructuras pueden llamarse sistemas planos. Cuando los miembros y las fuerzas no están en un mismo plano, sino repartidos en el espacio, entonces las estructuras pueden llamarse sistemas en el espacio.

Las estructuras pueden ser perfectas e imperfectas. Se dice que un sistema articulado es perfecto, cuando tiene los miembros necesarios y suficientes para mantenerse en equilibrio estable bajo la acción de cualquier sistema de fuerzas exteriores que

actúan en sus puntos de unión sin que sobre venga ningún cambio de forma. Si el sistema tiene un número mayor o menor de miembros que el indicado, se llamará imperfecto. Si tiene menos miembros, se llama deficiente o inestable. Si tiene más, se llama superfluo o superabundante.

Para saber si un sistema plano es perfecto, deficiente o superabundante usamos la siguiente fórmula:

$$b = 2n - 3$$

Donde:

b.- número de barras

n.- número de nudos

Para un sistema en el espacio tenemos:

$$b = 3n - 6$$

En nuestro caso para soportar las cargas, hacemos la estructura con 9 marcos rígidos. ( Ver Fig. No. 5.1).

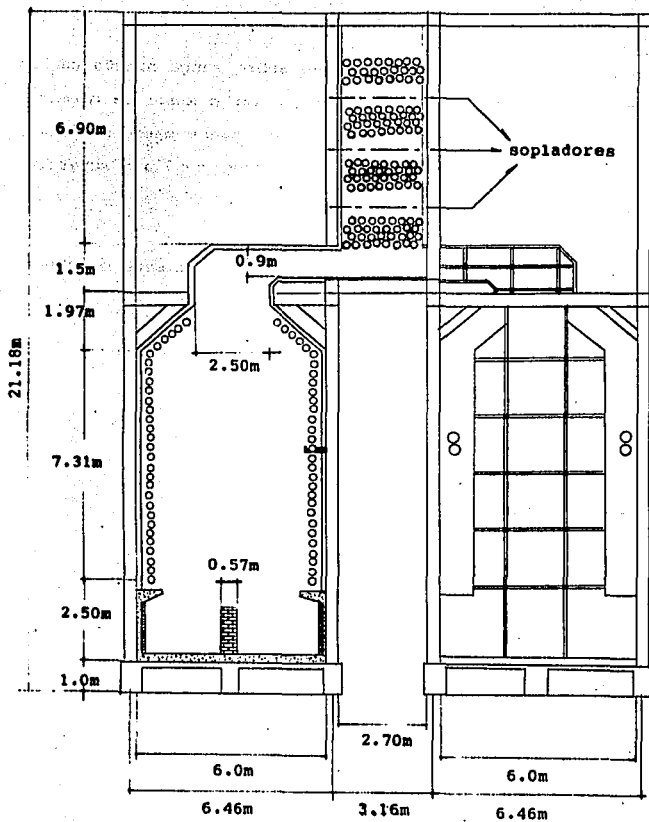


FIG. 5.1. CONFIGURACIÓN DEL CALENTADOR (VISTA FRONTAL).

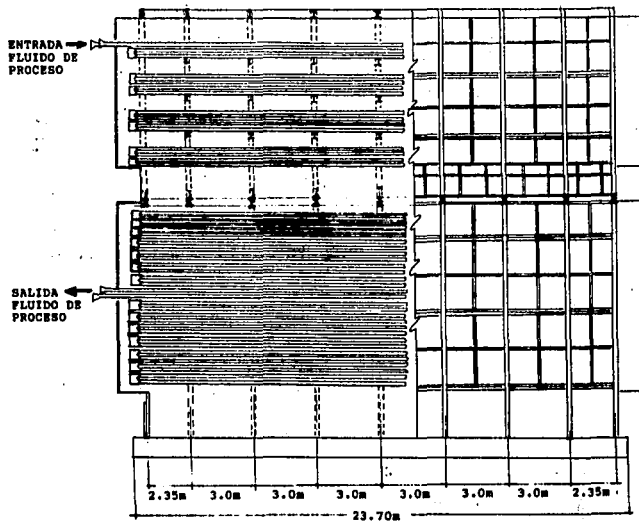


FIG. 5.1. CONFIGURACIÓN DEL CALENTADOR (VISTA LATERAL).

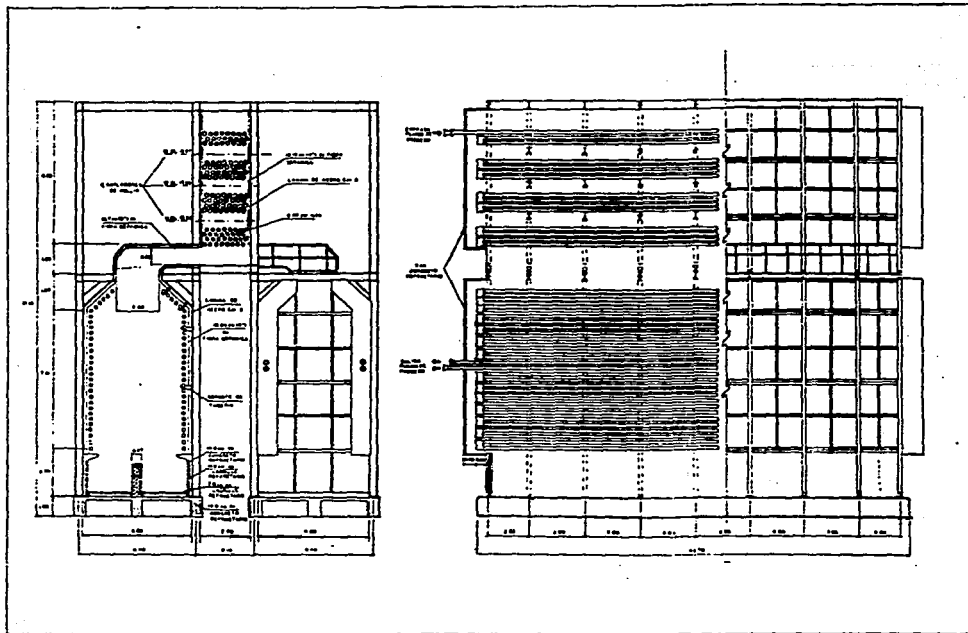


FIG. 51. CONFIGURACIÓN DEL CALENTADOR.

## V.2. Estructura Secundaria.

V.2.a. Armadura para los ductos de los gases de la zona de radiación a zona de convección.- Considerando el armazón como un marco rígido, procedemos a calcular.

Estudiaremos el marco bajo diferentes condiciones de trabajo, para que sumando todos los momentos encontremos el máximo, y en que elemento actúa este, para poder determinar la sección del mismo.

i) 1 er caso: Presión del viento sobre el lado lateral (Ver Fig. No. 5.2).

La Presión del viento se la obtenemos de la Tabla No. 5-1. Para ésta parte del país tenemos que la presión del viento es igual a 35 lbs/Ft<sup>2</sup>., equivalentes a 171.25 Kg/m<sup>2</sup> .

Teniendo además que la velocidad máxima del viento en Salina Cruz, Oax. es de 54 m/s, equivalentes a 194.4 Km/Hr. (120 mi/Hr) (Ver Tabla 5-2).

Por lo tanto el peso de un marco será:

$$w = 171.25 \text{ Kg/m}^2 \times 3 \text{ m} = 513.75 \text{ Kg/m}$$

TABLA 5.1. ZONAS EOLICAS EN LA REPUBLICA MEXICANA. (17)



(Pw lb/pie<sup>2</sup>)

ALTURA (PIES)	ZONA 20	ZONA 25	ZONA 30	ZONA 35	ZONA 40	ZONA 45	ZONA 50
0 A 30	15	20	25	25	30	35	40
30 A 50	20	25	30	35	40	45	50
50 A 100	25	30	40	45	50	55	60
100 A 500	30	40	45	55	60	70	75

Z  
O  
N  
A



20



25



30



35



40



45



50



TABLA 5-2. VELOCIDADES MAXIMAS DE VIENTO.

OBSERVATORIO	COORDENADAS EN GRADOS Y MINUTOS.			RUMBO	VELOCIDAD (m/s)
	LAT.	LONG.	ALT. (m)	DIR.	
Ensenada, B. C.	31-51	116-38	13	O	14.4
La Paz, B. C.	24-10	110-25	10	NE	37.0
Puerto de Cortés, B. C.	24-26	111-52	5	N	21.8
Campeche, Camp.	19-51	90-33	5	E	36.0
Torreón, Coah.	25-32	103-27	1013	SE	38.0
Saltillo, Coah.	25-25	102-00	1609	SSE	29.0
Piedras Negras, Coah.	28-42	100-31	220	NE	41.0
Monclova, Coah.	26-53	101-25	591	NNE	16.5
Colima, Col.	19-14	103-43	494	SE	38.4
Manzanillo, Col.	19-03	104-17	8	OSO	65.0
Comitán, Chis.	16-15	92-08	1530	E	29.0
Tapachula, Chis.	14-55	92-16	182	NE	25.0
Tuxtla Gutiérrez, Chis.	16-45	93-07	518	O/NNE	19.0
Chihuahua, Chih.	28-38	106-05	1423	SSO	38.5
Tacubaya, D.F.	19-24	99-12	2308	SSE	28.4
Cd. Lerdo, Dgo.	25-32	103-31	1135	SW	38.0
Durango, Dgo.	24-02	104-40	1889	NE	23.8
Acapulco, Gro.	16-50	99-56	28	ENE	49.9
Chilpancingo, Gro.	17-33	99-30	360	E-ESE-SE	23.0
Guanajuato, Gto.	21-01	101-15	2050	O-NE	21.0
Pachuca, Hgo.	20-08	98-44	2426	NE	33.3
Guadalajara, Jal.	20-43	103-23	1589	NE	27.6
Huejucar, Jal.	22-21	103-12	1932	SO	20.5
Toluca, Méx.	19-18	99-40	2680	N	20.0
Morelia, Mich.	19-42	101-11	1941	S	22.1
Tepic, Nay.	21-31	104-54	915	NO	12.5
Monterrey, N. L.	25-40	100-18	538	ESE	30.5
Oaxaca, Oax.	17-04	96-43	1550	O	27.0
Salina Cruz, Oax.	16-10	95-12	6	NO	54.0
Puebla, Pue.	19-02	98-12	2162	SE	23.8
Querétaro, Qro.	26-36	100-23	1842	O/SE	25.0
Cozumel, Q. Roo.	20-31	86-57	3	N	53.3
Chetumal, Q. Roo.	18-30	88-18	3	SE-E-ESE	14.0
San Luis Potosí, SLP.	22-09	100-59	1877	O	25.2
Rio Verde, SLP.	21-56	100-59	987	ESE	15.0
Culiacán, Sin.	24-49	107-24	84	SE	27.7
Mazatlán, Sin.	23-12	106-25	3	NO	60.0
Guaymas, Son.	27-55	110-54	44	NNE	39.5

OBSERVATORIO	COORDENADAS EN GRADOS Y MINUTOS.			RUMBO	
	LAT.	LONG.	ALT. (mts)	DIR.	VELOCIDAD (mts/seg)
Hermosillo, Son.	29-04	110-58	237	ESE	12.5
Tampico, Tamps.	22-13	97-51	12	N	36.7
Tlaxcala, Tlax.	19-19	98-14	2252	S	29.3
Córdoba, Ver.	18-54	96-56	924	NO	25.0
Jalapa, Ver.	19-32	96-55	1427	N	32.0
Orizaba, Ver.	18-51	97-06	1284	S	19.6
Veracruz, Ver.	19-12	96-08	16	NNO	67.5
Mérida, Yuc.	20-59	89-39	9	NNE	24.7
Progreso, Yuc.	21-18	89-39	8	SSE	28.9
La Bufa, Zac.	22-47	102-34	2612	SSO	17.9

Tenemos:

$$K = \frac{I1 \times h}{I2 \quad L} = \frac{1 \times 1.5\text{m}}{1.5\text{m}} = 1$$

$$H = w \frac{(6h^2 (1+k)b^2 - kb^4)}{8h^3 (2k + 3)}$$

$$H = \frac{513.75 \text{ Kg/m} (-6(1.5\text{m})^2(1+1)(0.9\text{m})^2 - 1(0.9\text{m})^4)}{8(1.5\text{m})^3(2(1)+3)} = 80.73 \text{ Kg}$$

$$H' = wc - H = 513.75 \text{ Kg}/(0.9\text{m}) - 80.73 \text{ Kg} = 381.64 \text{ Kg}$$

$$Va = Vd = \frac{wb^2}{2L} = \frac{513.75 \text{ Kg/m} (0.9\text{m})^2}{2(1.5\text{m})} = 138.71 \text{ Kg}$$

$$Mb = VdL - Hh = (138.71 \text{ Kg} \times 1.5\text{m}) - (80.73 \text{ Kg} \times 1.5\text{m}) = 86.97 \text{ Kg-m}$$

$$Mc = - Hh = - 80.73 \text{ Kg} \times 1.5\text{m} = - 121.1 \text{ Kg-m}$$

Primer caso: Presión del viento sobre el lado lateral.

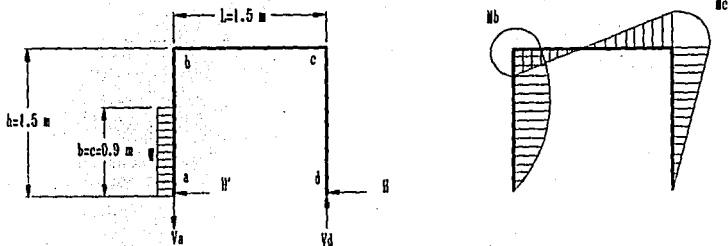


Fig. No. 5.2. Capítulo V, Diseño mecánico.

### Nomenclatura.

- w.- carga por metro; Kg/m
- k.- Rigidéz del elemento.
- I1, I2.- momento de inercia; cm<sup>3</sup>
- H.- empuje horizontal; Kg
- H'.- empuje horizontal; Kg
- Va.- fuerza reactiva; Kg
- Vd.- fuerza reactiva; Kg
- Mb.- momento de flexión; Kg-m
- Mc.- momento de flexión; Kg-m
- L.- ancho del marco; m
- h.- altura del marco; m

ii) Segundo caso: presión del viento sobre la proyección vertical del techo (Ver Fig. No. 5.3).

Esta presión vale:  $P_n = P \cdot a/45$

Donde:  $P$ .- presión del viento en  $\text{Kg/m}^2$

$a$ .- ángulo que la superficie forma con el piso en grados.

$$P_n = 171.25 \text{ Kg/m}^2 \times 45/45 = 171.25 \text{ Kg/m}^2$$

Por lo tanto:

$$w = 171.25 \text{ Kg/m}^2 \times 3\text{m} = 513.75 \text{ Kg/m}$$

Además:

$$K = \frac{I_1 \times h}{I_2 \times L} = \frac{1 \times 1.5\text{m}}{1.5\text{m}} = 1$$

$$H = \frac{w (6h^2 (1+k) (b^2 - a^2) - k(b^4 - a^4))}{8h^3 (2k + 3)}$$

$$H = \frac{513.75 \text{ kg/m} (6 (1.5\text{m})^2 (2) ((1.5\text{m})^2 - (0.9\text{m})^2) - 1 ((1.5\text{m})^4 - (0.9\text{m})^4))}{8 (1.5\text{m})^3 (2(1) + 3)}$$

$$H = 131.2 \text{ Kg/m}$$

$$H' = wc - H = 513.75 \text{ Kg/m} (0.6\text{m}) - 131.2 \text{ Kg} = 177.05 \text{ Kg}$$

$$V_a = V_d = \frac{w(b^2 - a^2)}{2L} = \frac{513.75 \text{ Kg} ((1.5\text{m})^2 - (0.9\text{m})^2)}{2(1.5\text{m})} = 246.6 \text{ Kg}$$

$$V_a = 246.6 \text{ Kg}$$

$$V_d = 246.6 \text{ Kg}$$

$$M_b = V_d L - Hh = 246.6 \text{ Kg} (1.5\text{m}) - 131.2 \text{ Kg} (1.5\text{m}) = 173.10 \text{ Kg-m}$$

$$M_c = -Hh = -131.2 \text{ Kg} (1.5\text{m}) = -196.8 \text{ Kg-m}$$

Segundo caso: Presión del viento sobre la proyección vertical del techo.

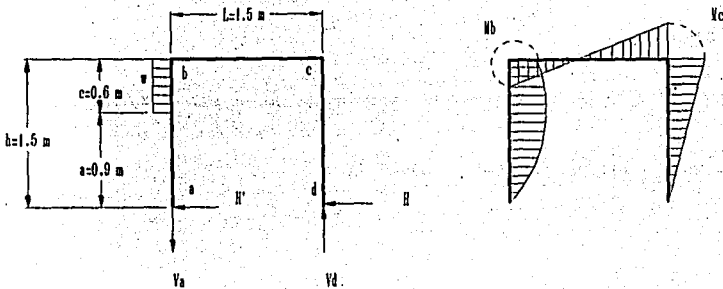


Fig. No. 5.3. Capítulo V, Diseño mecánico.



iii) Tercer caso.- Carga uniformemente repartida sobre la cuerda  
(Ver Fig. No. 5.4).

Calculamos el peso que deberá soportar cada marco, por lo que:

Peso de lámina (17): 13,156 Kgs

Peso de aislante: 4,016 Kgs

TOTAL: 17,172 Kgs

Considerando un peso total de 17,172 Kgs entonces la carga para  
cada marco será:  $17,172/2(8) = 1,075 \text{ Kg}$

La carga por marco por metro de claro es:

$$1,075 \text{ Kg}/1.5\text{m} = 717 \text{ Kg/m}$$

Además:

$$K = \frac{I_1 \times h}{I_2 \times L} = \frac{1 \times 1.5}{1.5} = 1$$

$$H = H' = \frac{wL^2}{4h(2k + 3)} = \frac{717 \text{ Kg/m} (1.5\text{m})^2}{4(1.5\text{m})(2(1) + 3)} = 53.75 \text{ Kg}$$

Tercer caso: Carga uniformemente repartida sobre la cuerda.

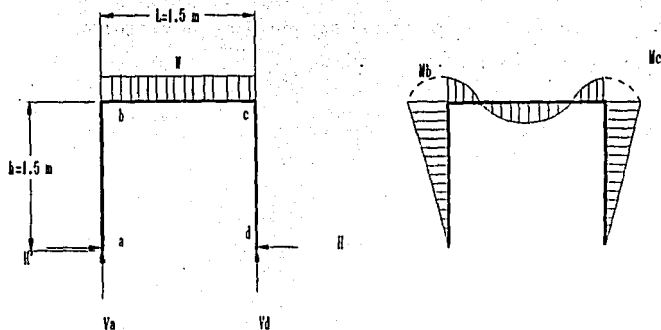


Fig. No. 5.4. Capítulo V, Diseño mecánico.

$$V_a = V_d = \frac{wL}{2} = \frac{717 \text{ Kg/m} \cdot (1.5\text{m})}{2} = 537.5 \text{ Kg}$$

$$V_a = 537.5 \text{ Kg}$$

$$V_d = 537.5 \text{ Kg}$$

$$M_b = M_c = - H_h = - 78.125 \text{ Kg} (1.5\text{m}) = -117.18 \text{ Kg-m}$$

Resumiendo los cálculos de los tres casos anteriores obtenemos el cuadro siguiente:

Fzas y momentos	Unid.	Presión lat. del viento	Presión del viento proy.	Carga sobre cuerdas	Tot.
Va	Kg	- 138.71	- 246.60	537.50	152.20
Vd	Kg	138.71	246.60	537.50	992.81
H	Kg	- 80.73	- 131.20	53.75	-265.68
H'	Kg	- 381.64	- 177.05	53.75	-504.94
Mb	Kg-m	86.97	173.10	80.63	179.50
Mc	Kg-m	- 121.10	- 196.80	80.63	-398.52

De acuerdo con los resultados tenemos que el momento máximo está en C y tiene el valor de  $-398.52 \text{ Kg-m}$ . Teniendo una resistencia última del acero de  $55,000 \text{ Lb/in}^2$  ( $39 \times 10^6 \text{ K/m}^2$ ) y teniendo un factor de seguridad de 2, el esfuerzo permisible en el material es:

$$f = \frac{39'000,000 \text{ Kg/m}^2}{2} = 19'500,000 \text{ Kg/m}^2$$

Calculando el módulo de sección tenemos:

$$S = M/f = \frac{398.52 \text{ Kg-m}}{19'500,000 \text{ Kg/m}^2} = 0.00002 \text{ m}^3 \text{ (20 cm}^3\text{)}$$

Donde:

- f .- esfuerzo permisible del material;  $\text{Kg-m}^2$
- M .- Momento de flexión máximo;  $\text{Kg-m}$
- S .- Módulo de sección;  $\text{m}^3$

Usaremos (17), un ángulo de  $3" \times 5/8"$  espesor, que tiene un módulo de sección de  $0.0000213 \text{ m}^3$  ( $21.30 \text{ cm}^3$ ).

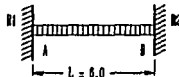
V.2.b. Canales.- Los canales deben soportar su propio peso, el peso de las láminas de acero, el aislante y los ángulos.

Peso de lámina (17): 13,156 Kgs  
 Peso de aislante: 4,016 Kgs  
 Peso de los ángulos (17): 10,773 Kgs  
 TOTAL: 27,945 Kgs

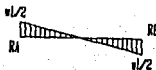
Carga por cada canal =  $27,944 \text{ Kgs}/32 = 873.28 \text{ Kg}$ .

La carga de por metro de claro es:

$$w = P/L = \frac{873.28 \text{ Kg}}{6 \text{ m}} = 145.5 \text{ Kg/m}$$



$$R_1 = R_2 = \frac{wL}{2} = \frac{145.5 \text{ kg/m} (6 \text{ m})}{2} = 436.6 \text{ Kg}$$



$$M_{\text{máx}} = - \frac{wL^2}{12} = - \frac{145.5 \text{ Kg/m} (6 \text{ m})^2}{12} = - 436.5 \text{ Kg-m}$$



donde:

w .- carga por metro de claro; Kg/m

P .- peso; Kg

L .- Longitud; m

R1, R2 .- reacciones; Kg

Mmáx .- momento máximo; Kg-m

Considerando un esfuerzo permisible del acero: 19,500,000 Kg/m<sup>2</sup>,  
el módulo de sección será:

$$S = M/f = \frac{436 \text{ Kg-m}}{19,500,000 \text{ Kg/m}^2} = 0.000022 \text{ m}^3 \quad (22 \text{ cm}^3).$$

Por lo que usaremos un canal de 4" X 8.04 Kg/m, que tiene un  
módulo de sección de 0.0000311 m<sup>3</sup> (31.1 cm<sup>3</sup>).

### V.3. Estructura principal.

Esta estructura será la que soporte todas las cargas. Estará compuesta de 9 marcos rígidos separados a una distancia de tres metros.

1) Primer caso: Presión del viento sobre el lado lateral.

(Ver Fig. No. 5.5).

De la Tabla No. 5-1 obtenemos que la presión del viento en ésta zona del país es de 35 lb/Ft<sup>2</sup>, equivalentes a 171.25 Kg/m<sup>2</sup>.

Teniendo además que la velocidad máxima del viento en Salina Cruz, Oax., es igual a 54 m/s, equivalentes a 194.4 Km/Hr (120 mi/Hr). (Ver Tabla 5-2).

La carga por marco es:

$$w = 171.25 \text{ Kg/m}^2 \times (25.1 \text{ m/8}) = 537.30 \text{ Kg/m}$$

además:

$$K = \frac{I_1 \times h}{I_2 \quad L} = \frac{1 \times 11.32}{\quad 6.0} = 1.89$$

$$H = w \frac{(6h^2(1+k)b^2 - kb^4)}{8h^3(2k+3)}$$

$$H = \frac{537.30 \text{ Kg/m} \cdot (6(11.32\text{m})^2(1+1.89)(9.81\text{m})^2 - 1.89(9.81\text{m})^4)}{8(11.32\text{m})^3(2(1.89) + 3)}$$

$$H = 1,340.75 \text{ Kg}$$

$$H' = wc - H = 537.30 \text{ Kg/m} (9.81\text{m}) - 1,340.75 \text{ Kg} = 3,930.16 \text{ Kg}$$

$$V_a = V_d = \frac{wb^2}{2L} = \frac{537.30 \text{ Kg/m} (9.81\text{m})^2}{2(6\text{m})} = 4,309 \text{ Kg}$$

$$M_b = V_dL - Hh = 4,309 \text{ Kg} (6\text{m}) - 1,340.75 \text{ Kg} (11.32\text{m})$$

$$M_b = 10,676.71 \text{ Kg-m}$$

$$M_c = -Hh = -1,340.75 \text{ Kg} (11.32\text{m}) = -15,177.30 \text{ Kg-m}$$



# Primer caso: Presión del viento sobre el lado lateral

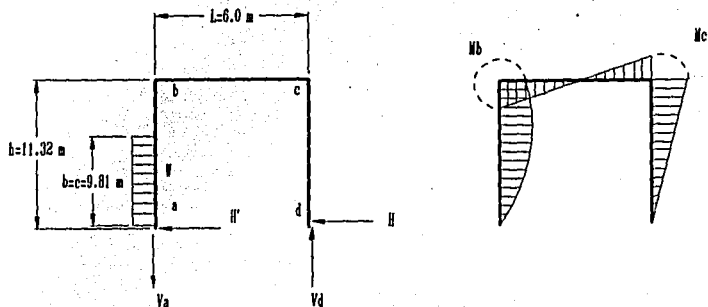


Fig 5.5. Capítulo V, Diseño mecánico.

### Nomenclatura.

- w.- carga por metro; Kg/m
- k.- Rigidéz del elemento.
- I1, I2.- momento de inercia; cm<sup>3</sup>
- H.- empuje horizontal; Kg
- H'.- empuje horizontal; Kg
- Va.- fuerza reactiva; Kg
- Vd.- fuerza reactiva; Kg
- Mb.- momento de flexión; Kg-m
- Mc.- momento de flexión; Kg-m
- L.- ancho del marco; m
- h.- altura del marco; m

ii) Segundo caso: Presión del viento sobre la proyección del techo (Ver Fig. No. 5.6).

Esta presión vale:  $P_n = 171.25 \text{ Kg/m}^2 \times 40/45 = 152.22 \text{ Kg/m}^2$

La carga por marco por metro de claro es:

$w = 152.22 \text{ Kg/m}^2 \times (25.1\text{m}/8) = 477.60 \text{ Kg/m}$

Además:

$K = 1.89$  (dato anterior)

$$H = \frac{w [6h^2(1+k)(b^2 - a^2) - k(b^4 - a^4)]}{8h^3(2k + 3)}$$

$$H = \frac{477.6 \text{ Kg/m} [6(11.32\text{m})^2(2.89)(31.90\text{m}^2) - 1.89[(7,196.8 \text{ m}^4)]]}{8(11.32)^3 [2(1.89) + 3]}$$

$H = 348.26 \text{ Kg}$ .

$H' = wc - H = 477.6 \text{ Kg/m} (1.51\text{m}) - 348.26 \text{ Kg} = 372.916 \text{ Kg}$

$$V_a = V_d = \frac{w (b^2 - a^2)}{2L} = \frac{477.6 \text{ Kg/m} [(11.32\text{m})^2 - (9.81\text{m})^2]}{2(6 \text{ m})}$$

$$V_a = V_d = 1,269.865 \text{ Kgs.}$$

$$M_b = V_d L - H_h = 1,269.86 (6 \text{ m}) - 348.26 \text{ Kg} (11.32 \text{ m})$$

$$M_b = 3,676.89 \text{ Kg-m}$$

$$M_c = - H_h = -(348.26 \text{ Kg}) (11.32\text{m}) = - 3,942.30 \text{ Kg-m}$$

Segundo caso: Presión del viento sobre la proyección del techo.

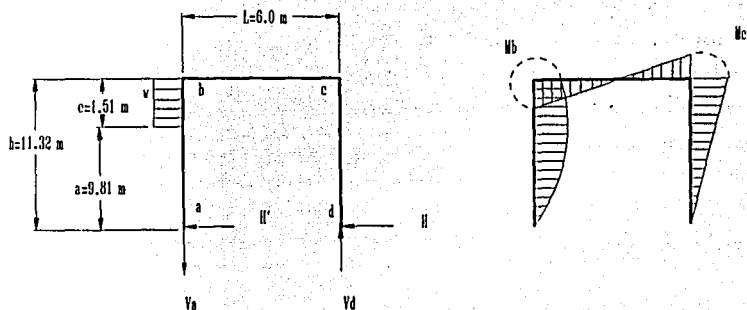


Fig. No. 5.6. Capítulo V, Diseño mecánico.

iii) Tercer caso: Peso de los tubos en las paredes laterales.

(Ver Fig. No. 5.7).

El análisis se hace en una celda del horno debido a que este es simétrico.

La carga para una celda será entonces:

50 tubos desnudos (17):	32,075 Kgs
32 cabezales:	3,200 Kgs
28 codos 6" std. 90°(25):	300 Kgs
350 soportes:	7,000 Kgs
Agua en los tubos:	21,080 Kgs
TOTAL:	63,656 Kgs

La carga por lado para cada marco será:

$$P = 63,656 \text{ Kg} / (2 \times 8) = 3,978.5 \text{ Kg}$$

$$K = 1.89 \text{ (dato anterior)}$$

$$H = H' = \frac{6 \text{ Pe} (K (h^2 - a^2) + h^2)}{2h^3 (2K + 3)}$$

$$H = \frac{6 (3,978.5\text{Kg}) (0.41 \text{ m}) [1.89[(11.32\text{m})^2 - (6.15\text{m})^2] + (11.32\text{m})^2]}{2 (11.32\text{m})^3 [2(1.89) + 3]}$$

$$H = 148.68 \text{ Kg}$$

$$V_a = V_d = P = 3,978.5 \text{ Kg}$$

$$M_b = -M_c = P_e - H_h = 3,978.5 \text{ Kg}(0.41\text{m}) - 148.68 \text{ Kg}(11.32\text{m})$$

$$M_b = - 51.87 \text{ Kg-m} ; \quad M_c = 51.87 \text{ Kg-m}$$

Tercer caso: Peso de los tubos en las paredes laterales.

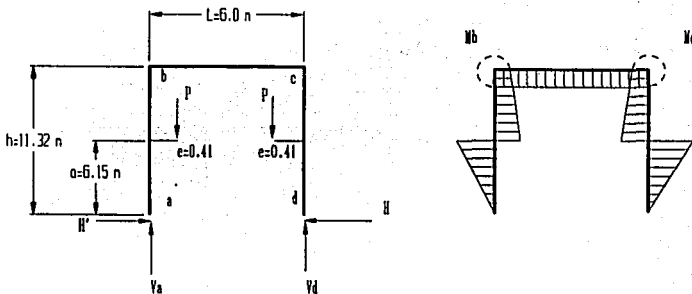


Fig. No. 5.7. Capítulo V, Diseño mecánico.



iv) Cuarto caso.- Presión del viento en pared de zona de convección (Ver Fig. No. 5.8).

De cálculos anteriores tenemos que la carga por marco por metro tiene un valor de:  $w = 537.30 \text{ Kg/m}$

$K = 1.89$  (dato anterior)

$$H = w \frac{[6h^2 (1+K)(b^2 - a^2) - K(b^4 - a^4)]}{8h^3 (2K + 3)}$$

Sustituyendo tenemos:

$$H = 2,313.85 \text{ Kg}$$

$$H' = wc - H = 537.3 \text{ Kg/m} (8.9\text{m}) - 2,313.85 \text{ Kg} = 2,468.12 \text{ Kg}$$

$$V_a = V_d = w \frac{(b^2 - a^2)}{2L} = 537.3 \text{ Kg/m} \frac{[(20.22\text{m})^2 - (11.32\text{m})^2]}{2(6\text{m})}$$

$$V_a = V_d = 12,778 \text{ Kg.}$$

$$M_b = - H'h = - 2,468.12 \text{ Kg} (11.32 \text{ m}) = - 27,940 \text{ Kg-m}$$

$$M_c = - Hh = - 2,313.85 \text{ Kg} (11.32 \text{ m}) = - 26,192.8 \text{ Kg-m}$$

## Cuarto caso: Presión del viento en la pared de la zona de convección.

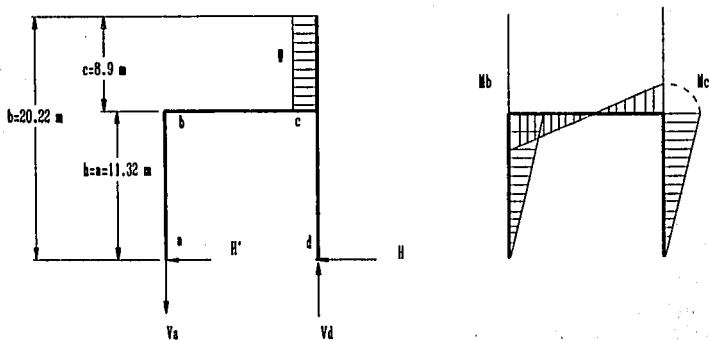


Fig. No. 5.8. Capítulo V, Diseño mecánico.

v) Quinto caso.- Carga debida a los tubos de zona de convección

(Ver Fig. No. 5.9).

Debido a que la estructura es simétrica, calcularemos la carga de estos en un solo lado de la misma.

44 tubos pernados (17):	50,200 Kgs
16 tubos desnudos (17):	10,264 Kgs
44 cabezales:	4,400 Kgs
28 codos (25):	280 Kgs
Agua en los tubos:	25,292 Kgs
soportes:	7,000 Kgs
Armadura:	18,794 Kgs
TOTAL:	116,230 Kgs

La carga por marco será:  $P = 116,230 \text{ Kg} / 8 = 14,529 \text{ Kg}$

$K = 1.89$  (dato anterior)

$$H = H' = \frac{3 P e}{2h (2K + 3)} = \frac{3 (14,529 \text{ Kg}) (0.63 \text{ m})}{2 (11.32 \text{ m}) [2(1.89) + 3]} = 179 \text{ Kg}$$

$$V_a = P \frac{(L + e)}{L} = 14,529 \text{ Kg} \frac{(6.63 \text{ m})}{6 \text{ m}} = 16,054 \text{ Kg}$$

$$Vd = Pe = \frac{14,529 \text{ Kg (0.63 m)}}{6 \text{ m}} = 1,525.5 \text{ Kg}$$

$$Mb = Hh = 179 \text{ Kg (11.32 m)} = 2,025 \text{ Kg-m}$$

$$Mc = Hh - Pe = 179 \text{ Kg (11.32m)} - 14,529 \text{ Kg (0.63m)} = - 7,128 \text{ Kg-m}$$

Quinto caso: Carga debida a los tubos de la zona de convección.

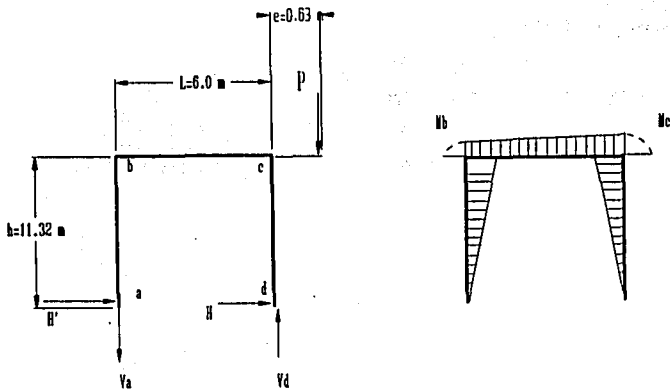


Fig. No. 5.9. Capítulo V, Diseño mecánico.

vi) Sexto caso.- Cargas debidas al techo y a los tubos en el techo de la zona de radiación (Ver Fig. No. 5.10).

La carga debida a estos elementos en las celdas de radiación es:

10 tubos desnudos (17):	6,415 Kgs
8 cabezales:	800 Kgs
12 codo 6" std. 90° (25):	120 Kgs
70 Soportes:	1,400 Kgs
Agua en los tubos:	4,215 Kgs
Armadura:	6,130 Kgs
TOTAL:	19,081 Kgs

Las cargas P y P' tendrán un valor de:

$$P = P' = 19,081 \text{ Kg} / (2 \times 8) = 1,192.56 \text{ Kg}$$

$$K = 1.89$$

$$H = H' = \frac{6 P_e [K (h^2 - a^2) + h^2]}{2h^3 (2K + 3)}$$

$$H = H' = \frac{6 (1,192 \text{ Kg}) (1\text{m}) [1.89 [(11.32\text{m})^2 - (10.3\text{m})^2] + (11.32\text{m})^2]}{2 (11.32\text{m})^3 [2(1.89) + 3]}$$

$$H = 61.78 \text{ Kg}$$

$$V_a = V_d = P = 1,192.56 \text{ Kg}$$

$$M_b = - M_c = H_h - P_e = 61.78 \text{ Kg}(11.32\text{m}) - 1192.56 \text{ Kg}(1\text{m})$$

$$M_b = - 492.62 \text{ Kg-m}$$

$$M_c = 492.62 \text{ Kg-m}$$

Sexto caso: Cargas debidas al techo y a los tubos del techo de la zona de la sección de radiación.

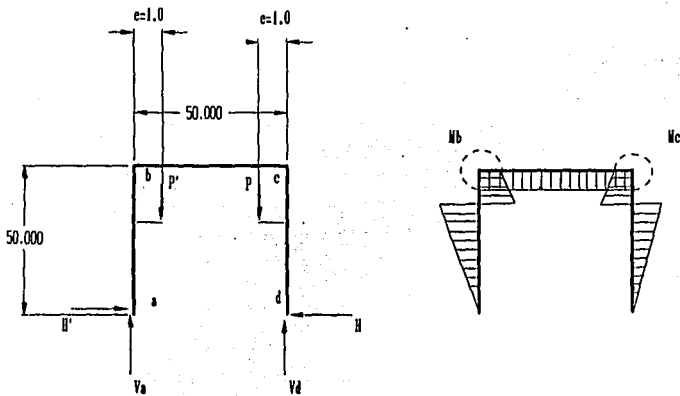


Fig. No 5.10. Capítulo V, Diseño mecánico.



vii) Séptimo caso.- Carga debida a los ductos de zona de radiación a zona de convección (Ver Fig. No. 5.11).

El peso de los ductos = 27,943.5 + peso CPS 4" x 8.05 Kg/m.

$$= 27,943.5 + 756 = 28,700 \text{ Kg}$$

El peso por ducto será = 28,700 Kg / (2 x 8) = 1,793.75 Kg.

La carga por marco será = 1,793.75 Kg / 4.42 m = 405.8 Kg/m

Además:

$$K = 1.89$$

$$H = H' = \frac{wb [b (3L - 2b)]}{4hL(2k + 3)}$$

$$H = H' = \frac{(408.5 \text{ Kg/m} \times 4.42 \text{ m}) (4.42 \text{ m} [3(6\text{m}) - 2(4.42\text{m})])}{4(11.32 \text{ m})(6 \text{ m}) [2(1.89) + 3]} = 39.5 \text{ Kg}$$

$$V_a = \frac{wb^2}{2L} = \frac{408.5 \text{ Kg/m} (4.42 \text{ m})^2}{2(6 \text{ m})} = 665 \text{ Kg}$$

$$Vd = \frac{wb(2a+b)}{2L} = \frac{(408.5 \text{ Kg/m} \times 4.42 \text{ m})(2(1.58 \text{ m}) + 4.42 \text{ m})}{2(6 \text{ m})} = 1,140.6 \text{ Kg}$$

$$Mb = - Mc = Hh = 39.5 \text{ Kg} (11.32 \text{ m}) = 447.1 \text{ Kg-m}$$

$$Mc = - 447.1 \text{ Kg-m}$$

# Séptimo caso: Carga debida a los ductos de la zona de radiación a la zona de convección

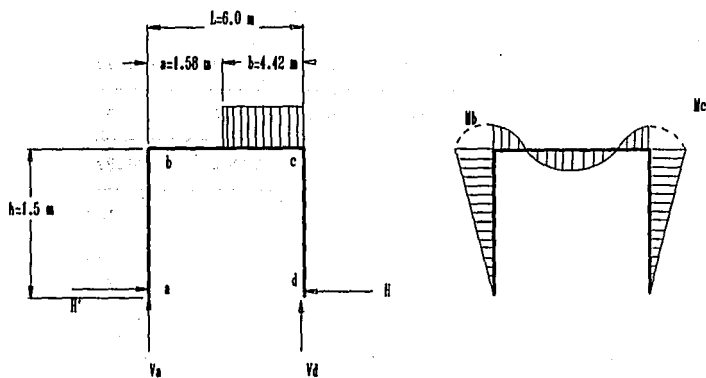


Fig. 5.11. Capítulo V, Diseño mecánico.

Resumiendo los cálculos de los siete (7) casos anteriores, se obtendrá el siguiente cuadro:

FUERZAS Y MOMENTOS	H	H'	Va	Vd	Mb	Mc
UNIDAD	Kg	Kg	Kg	Kg	Kg-m	Kg-m
1ER CASO	-1341	-3930	-4309	4309	10677	-15177
2DO CASO	- 348	- 373	-1270	1270	3677	- 3942
3ER CASO	- 149	149	3979	3979	52	- 52
4TO CASO	-2314	-2468	-12778	12778	-27940	- 26193
5TO CASO	179	179	-16054	1526	2025	- 7128
6TO CASO	- 62	62	1193	1193	- 493	- 493
7MO CASO	- 40	40	665	2140	447	- 447
TOTAL	4075	-6335	-28476	26195	-11493	-53432

De acuerdo al cuadro anterior, el momento máximo se encuentra en Mc. Este momento tiene el valor de - 53,432 Kg-m.

Con una resistencia del acero de 19'500,000 Kg/m<sup>2</sup>, calculamos el módulo de sección teniendo:

$$S = 53,432 \text{ Kg-m} / 19'500,000 \text{ Kg/m}^2 = 0.00274 \text{ m}^3 \quad (2,740 \text{ cm}^3).$$

Usaremos (17) una viga I de 18" X 97 lb/ft que tiene un módulo de sección de 3,081 cm<sup>3</sup>.

De acuerdo a los cálculos anteriores, tanto de armadura secundaria, como de estructura principal, se muestra en las figuras No. 5.12a y 5.12b la configuración estructural del calentador.

Fig. No. 5.12. Arreglo estructural del calentador  
(Vista frontal).

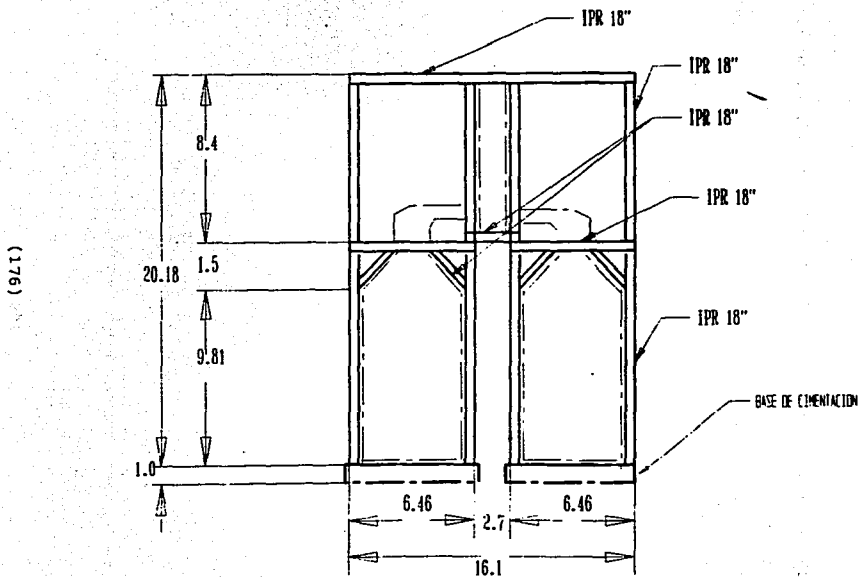
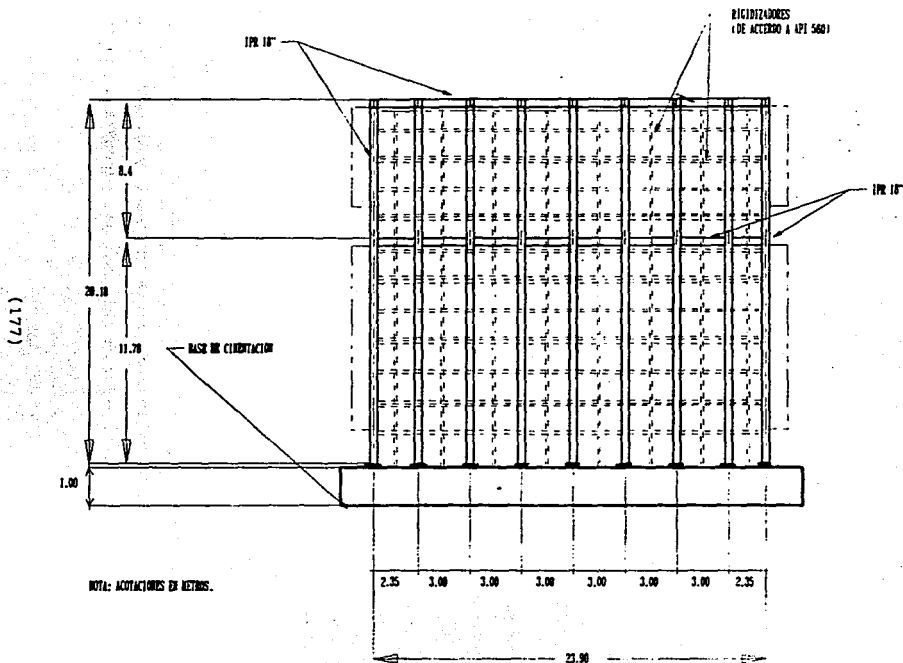


Fig. 5.12. Arreglo estructural del calentador.  
(vista lateral).



#### V.4. Chimenea.

Nuestra chimenea (Figura No. 5.13) será de lámina de acero A-36, cubierta interiormente con 1" de espesor de concreto refractario y sujeta con anclas tipo "V" de 3/4" de altura y soldadas al cuerpo interior de la chimenea.

Para esta sección determinaremos:

V.4.a. Espesor de lámina de la chimenea (16).

V.4.b. Anclaje para la base de la chimenea (15).

Anteriormente se ha determinado que el diámetro y la altura de la chimenea serán:

$D = 3 \text{ m (9.8 Ft)}$

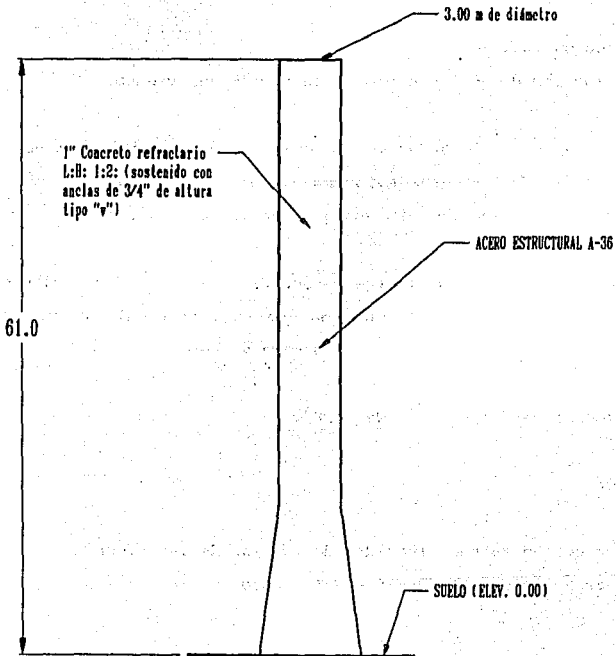
$H = 61 \text{ m}$

Respectivamente.

Nuestra chimenea será autoportada al piso (1), la cual construiremos con la parte superior cilíndrica y la inferior cónica truncada. El diámetro de la base es de 1 1/2 veces el diámetro de la parte cilíndrica de la chimenea y su altura será de 15.25 m (50 Ft) (16). Nuestra chimenea se compondrá de cuatro



Fig. 5.13. Arreglo preliminar de la chimenea.



secciones, cada una de las cuales tendrá una longitud aproximada de 15.25 m (16).

#### V.4.a. Espesor de la lámina.

La lámina de acero de la chimenea necesita resistir los esfuerzos debidos a:

- 1.- La carga muerta.
- 2.- Al momento de volteo debido a la acción del viento.

Como la fuerza de la presión del viento sobre la chimenea es la que transmite los mayores esfuerzos a esta, limitaremos nuestros cálculos a los esfuerzos debidos a la acción del viento.

Para la determinación de la fuerza debida a la presión del viento, asumiremos (16) que la chimenea es una viga vertical, y que la presión del viento produce un momento de volteo.

Este momento será igual a:  $M_v = FH/2$

En donde:

$M_v$ .- Momento de volteo alrededor de la base de la chimenea.

$F$  .- Fuerza debida a la presión del viento.

H .- Altura de la chimenea; 61 m

$$F = P \times d \times H$$

donde:

d .- diámetro de la chimenea; 3 m

P .- presión del viento, es igual a 35 lb/in<sup>2</sup> , equivalentes a 171.25 Kg/m<sup>2</sup> (ver Tabla No. 5-1 ).

El esfuerzo permisible (St) en la envolvente de la chimenea, la cual será de acero estructural A-36, es de 8'454,563 Kg/m<sup>2</sup> (12,000 lb/in<sup>2</sup>). (17)

Procedemos al Cálculo del espesor:

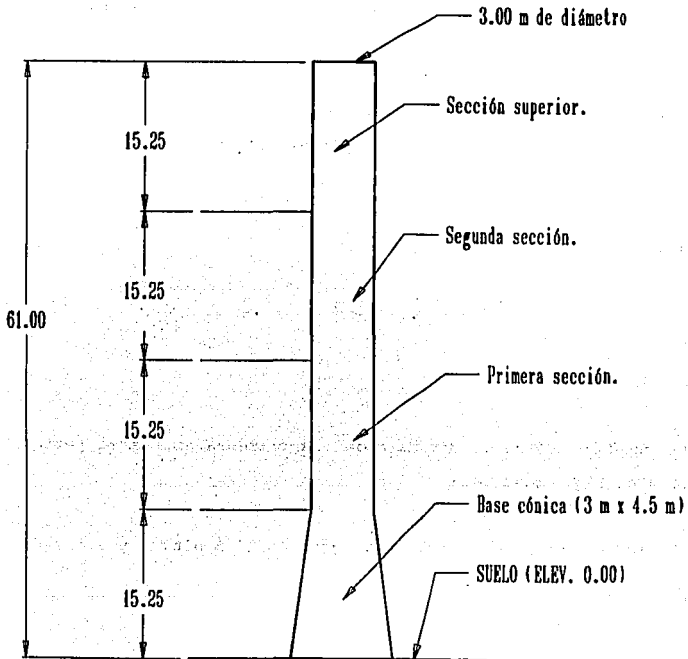
$$St = 4 Mv / \pi d^2 e = 8,454,563 \text{ Kg/m}^2$$

$$e = 4 Mv / \pi d^2 St$$

Para nuestro cálculo dividiremos la chimenea en cuatro partes (16) (Ver Fig. No. 5.14):

i) Parte cónica de la chimenea igual 15.25 m altura y 4.5 m de diámetro.

Fig. No. 5.14. Secciones de la chimenea



ii) Primera sección de la parte cilíndrica igual a 15.25 m y 3.0 m de diámetro.

iii) Segunda sección de la parte cilíndrica igual a 15.25 m y 3.0 m de diámetro.

iv) Parte alta de la chimenea, igual al punto ii y iii.

i) Espesor de la parte cónica truncada:

$$M_v = 171.25 \text{ Kg/m}^2 \times 4.5 \text{ m} \times 61 \text{ m} \times (61 \text{ m}/2)$$

$$M_v = 1'433,748 \text{ Kg-m.}$$

$$S_t = 8'454,563 \text{ Kg/m}^2$$

$$e = \frac{4 \times 1'433,748 \times 1,000}{3.1416 \times (4.5)^2 \times 8'454,563} = 10.55 \text{ mm}$$

$$e = 10.55 \text{ mm} + 1.58 \text{ mm (para combatir corrosión)} = 12.13 \text{ mm} \\ (1/2")$$

ii) Para la primera sección de la parte cilíndrica, tenemos:

$$M_v = 171.25 \text{ Kg/m}^2 \times 3 \text{ m} \times 45.75 \text{ m} \times (45.75 \text{ m}/2)$$

$$M_v = 537,655.43 \text{ Kg-m.}$$

$$S_t = 8'454,563 \text{ Kg/m}^2.$$

$$e = \frac{4 \times 537,655.43 \times 1,000}{3.1416 \times (3)^2 \times 8,454,563} = 9 \text{ mm}$$

$$e = 9 \text{ mm} + 1.58 \text{ mm (para combatir la corrosión)} = 10.58 \text{ mm} \\ (7/16")$$

iii) Para la segunda sección de la parte cilíndrica tenemos:

$$Mv = 171.25 \text{ Kg/m}^2 \times 3 \text{ m} \times 30.5 \text{ m} \times (30.5 \text{ m}/2)$$

$$Mv = 238,958 \text{ Kg-m}$$

$$St = 8,454,563 \text{ Kg/m}^2$$

$$e = \frac{4 \times 238,958 \times 1,000}{3.1416 \times (3)^2 \times 8,454,563} = 4.0 \text{ mm}$$

$$e = 4 \text{ mm} + 1.58 \text{ mm (para combatir la corrosión)} = 5.58 \text{ mm}$$

Tomaremos placa de 5/16".

iv) Parte alta de la chimenea.

$$Mv = 171.25 \text{ Kg/m}^2 \times 3 \text{ m} \times 15.25 \text{ m} \times (15.25 \text{ m}/2)$$

$$Mv = 59,740 \text{ Kg-m}$$

$$St = 8,454,563 \text{ Kg/m}^2$$

$$e = \frac{4 \times 59,740 \times 1,000}{3.1416 \times (3)^2 \times 8,454,563} = 0.2 \text{ mm}$$

Tomaremos, de acuerdo al API-560, Placa de 1/4".

Finalmente nuestra chimenea estará configurada de acuerdo a la Figura No. 5.15, anexa.

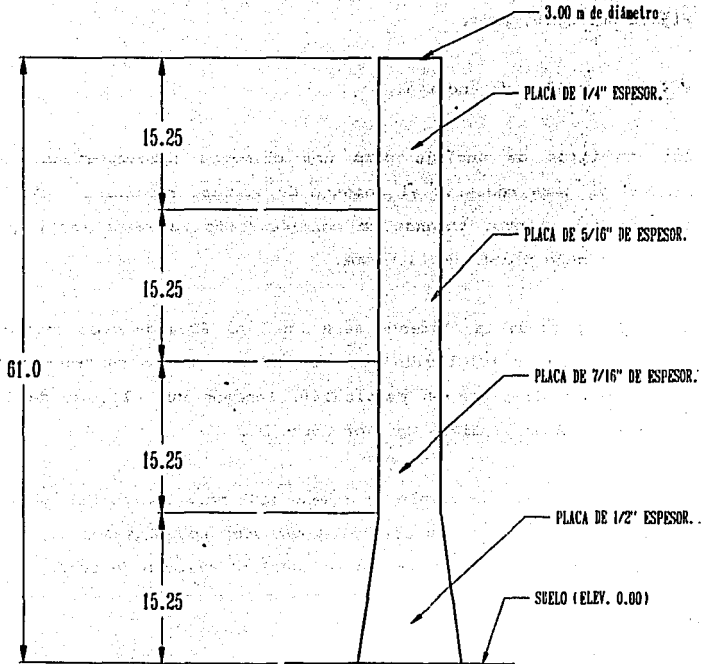
#### V.4.b. Tornillos de anclaje.

Los tornillos de anclaje para una chimenea autosoportada son necesarios para resistir el momento de volteo, resultante de la presión del viento, tomando en consideración la resistencia que ofrece el peso propio de la misma.

El mínimo peso de la chimenea será igual al área de cada sección de la chimenea multiplicado por el peso por metro cuadrado de cada espesor de placa en particular. Tenemos que el peso de la chimenea será de 46,517.5 Kg (Ver anexo D).

Ahora bien, un método simple de diseño (15) para los tornillos de anclaje es asumir que los tornillos han sido reemplazados por un anillo continuo cuyo diámetro es igual al círculo de tornillos.

Fig. No. 5.15. Espesores de placa de la chimenea.





Para poder llevar acabo este método, lo primero que debemos determinar es el espesor del mencionado anillo.

$$t = \frac{M_b}{2 \times 3.1416 \times r_a^2 \times F_s}$$

donde:

$M_b$  = Momento en la base de la chimenea debido al viento; igual a:  
1'433,748 Kg-m.

$r_a$  = radio del círculo de tornillos (15); igual a: radio de la base + 7.6 cm, es decir 3": 2.326 m

$F_s$  = esfuerzo a la tensión máximo de los tornillos; para tornillo A-307 (17) tendremos 14'795,484 Kg/m<sup>2</sup>.

$t$  = espesor equivalente requerido del círculo de tornillos; m

Ahora teniendo en cuenta  $N$ , como el número de tornillos a utilizar, convertimos el anillo continuo a tornillos individuales y deducimos el efecto de la carga muerta, tenemos:

$$A_b = \frac{2 \times 3.1416 \times r_a \times t}{N} - \frac{W}{N \times F_s}$$

donde:

$A_b$  = área de cada tornillo; m<sup>2</sup>

$W$  = carga muerta (peso de la chimenea); 46,517.5 Kg.

N.- número de tornillo; mínimo 8 pzas. En nuestro caso 40 (1).

sustituyendo tenemos entonces:

$$t = \frac{1'433,748 \text{ Kg-m}}{3.1416 \times (2.326 \text{ m})^2 \times 14'795,484 \text{ Kg/m}^2} = 0.0057 \text{ mm}$$

Para nuestro caso utilizaremos 40 tornillos igualmente espaciados.  
(Ver fig. No. 5.16) cuyo diámetro determinaremos a continuación:

$$Ab = \frac{2 \times 3.1416 \times 2.326 \text{ m} \times 0.0057 \text{ m}}{40} = \frac{46,517.5 \text{ Kg}}{40 \times 14,795,484 \text{ Kg/m}^2}$$

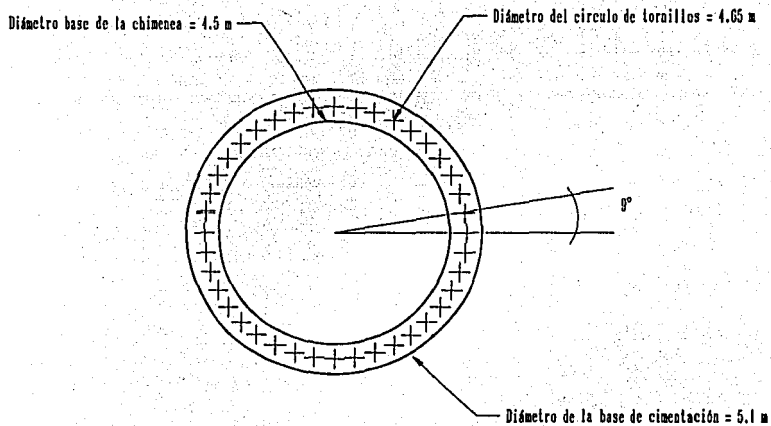
$$Ab = 0.0021 \text{ m}^2 \quad (2,082.60 \text{ mm}^2)$$

$$D^2 = 4 Ab / 3.1416$$

$$D = 51.5 \text{ mm} \quad ( 2 \ 1/16" )$$

Tomaremos tornillo de 2 1/16" + 1/16" para contrarrestar la corrosión, es decir, 2 1/8" de diámetro.

Fig. No. 5.16. Espaciamiento de los tornillos de anclaje.



Nota 1: Serán 40 tornillos, igualmente espaciados.

Nota 2: El API 560 menciona que el número mínimo de tornillos será de 8.

# CAPITULO VI

## EQUIPO PARA LA RECUPERACIÓN

## CAPITULO VI

### VI.1. EQUIPO PARA LA RECUPERACION

#### VI.1.1. Generalidades.

Como se ha venido mencionando, los costos crecientes de energético han conducido a buscar la operación más económica de los calentadores a fuego directo, por lo cual se requiere de la implementación de sistemas de recuperación de calor en las plantas, primordialmente, petroleras. Un sistema para la recuperación de energía (fig. No. 6-1) es la forma de conjuntar los serpentines y equipo tal como pre-precalentador, precalentador, ventilador de tiro inducido, ventilador de tiro forzado y ductos de aire y gases, para efectuarla.

En los sistemas de recuperación de energía se arreglan las corrientes de los fluidos (de proceso, de gas de combustión, de aire para la combustión) para lograr el máximo aprovechamiento del sistema adecuado.

Los sistemas de recuperación de energía normalmente usados en calentadores a fuego directo son:

- 1) Sistemas de generación de vapor.

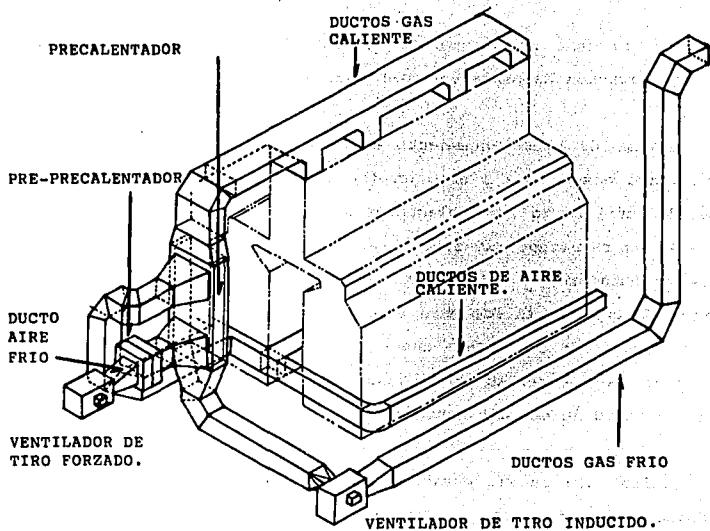


FIG. 6.1. SISTEMA DE RECUPERACIÓN DE ENERGÍA.

- 2) Sistemas de precalentamiento de aire.
- 3) Sistemas de calentamiento indirecto.

En nuestro caso nos ocuparemos únicamente al segundo punto, es decir, sistemas de precalentamiento de aire.

El sistema de precalentamiento de aire para la combustión se ha utilizado desde hace tiempo en las calderas y actualmente se ha estado utilizando en calentadores a fuego directo, teniendo además un resultado muy favorable. El precalentamiento de aire en los calentadores a fuego directo consiste en calentar el aire antes de que se utilice para la combustión, aprovechando generalmente los gases calientes que se producen en el calentador y que de otra manera serían desalojados al ambiente, desperdiciándose una cantidad de energía considerable.

El equipo para la recuperación, en nuestro caso, está integrado básicamente por un precalentador de aire (aire-gases), un ventilador de tiro inducido, un ventilador de tiro forzado y ductos para aire y para gases, y como equipo auxiliar utilizaremos un pre-precalentador de aire (aire-vapor) y para la limpieza de los bancos de tubos en convección, utilizaremos un lote de sopladores de hollín (estos dos últimos en ciertos casos pueden ser opcionales). Es importante saber que dependiendo de la localización y/o de la configuración del sistema de recuperación se requerirá o no de ductos para los gases de combustión.

Así también se presenta lo anterior en el caso de los sopladores de hollín, los cuales son de carácter indispensable cuando se trabaja con combustibles sucios, ya que las cenizas ó hollín de los gases de combustión se posan sobre los tubos de convección, provocando así una disminución en el coeficiente de transmisión de calor de los tubos, es decir, forman una capa aislante en la pared de los tubos, deperdiéndose de esta manera apreciables cantidades de energía, además de sobrecalentamiento en los tubos.

#### **VI.1.1.a. Pre-precalentador de Aire.**

A fin de entrar al precalentador de aire, con una temperatura suficientemente alta para evitar que los gases de combustión se enfrien por debajo de su punto de rocío y con ello provoquen corrosión por formación de ácido sulfúrico, si el combustible contiene azufre, se emplea un pre-precalentador de aire (Ver figura No. 6-2) que usualmente eleva la temperatura del aire atmosférico mediante calentamiento con vapor saturado de media o baja presión, cumpliendo un equipo de diseño prácticamente convencional con tubos aletados que se diseñan y fabrican totalmente en el país.

#### **VI.1.1.b. Precalentador de Aire.**

El precalentador de aire elimina el calor de los gases de combustión que ya tienen una temperatura relativamente baja. El calor



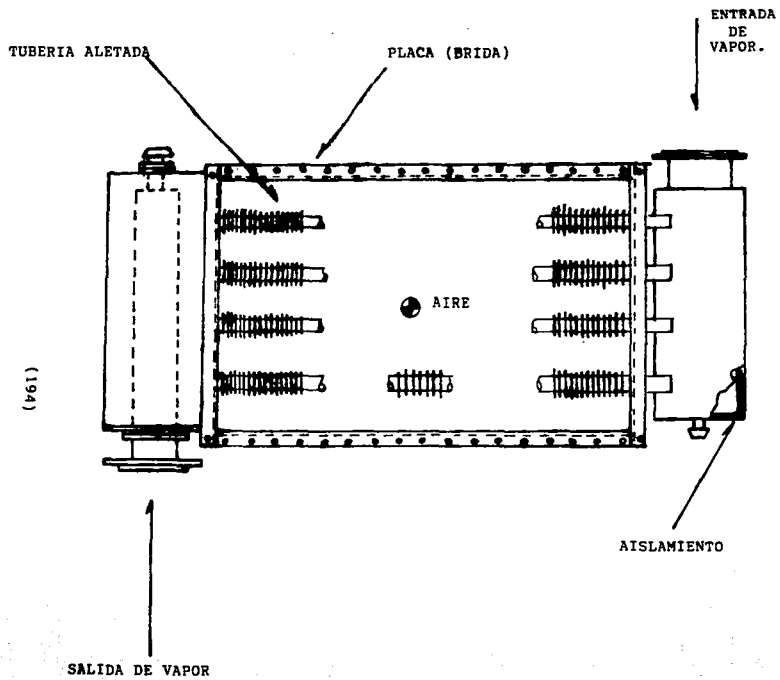


FIG. No. 6.2. PRECALENTADOR AIRE-VAPOR.

que se elimina de los gases de combustión se recircula directamente al calentador junto con el aire de combustión, y cuando se agrega a la energía térmica que se está desprendiendo de la combustión, se convierte en energía disponible para la absorción en el calentador, con lo cual resulta una ganancia en la eficiencia térmica en general.

#### **VI.1.1.b. Ventiladores.**

El ventilador es un dispositivo mecánico que tiene por objeto transmitir energía de velocidad mediante el impulsor de aire, transformando esta energía o parte de ella en energía de presión para vencer la resistencia o rozamiento dentro de los ductos.

#### **VI.1.1.d. Ductos de aire y gases.**

El buen diseño de ductos, tanto de aire como de gases de combustión, es básico en el sistema de precalentamiento de aire ya que debe garantizar un adecuado abasto de aire a los quemadores, ser un sistema económico donde ni ductos ni ventiladores estén dimensionados con costos indebidos, con facilidades para la buena operación y mantenimiento; por citar sólo algunos aspectos. Para lograr un buen diseño se deben cubrir algunos aspectos o criterios tales como caída de presión.

## VI.2. Precalentadores.

Los precalentadores de aire se clasifican en general como de tipo recuperativo y regenerativo, existiendo varios diseños dentro de c/u de estos dos tipos.

i) Los precalentadores recuperativos son aquellos en los que el calor es transferido, únicamente a través de una pared generalmente metálica, de los gases calientes al aire frío.

Este tipo de equipo pueden ser tubulares o de placas, siendo los diseños de placas: DEKA Y KABLITZ (11) los más conocidos comercialmente.

ii) Los precalentadores regenerativos son aquellos en los que el calor es transferido, indirectamente a través de un medio que almacene calor, que pueden ser un metal o bien un fluido térmico; en esta categoría, los diseños más conocidos son: el Q-DOT, el Röthemuhle y el Ljungström.

La selección de un precalentador dado depende de su costo, es decir, inversión, mantenimiento, potencia extra para motores de los sopladores, así como de la temperatura del aire precalentado, de la confiabilidad esperada y del espacio disponible para la instalación del sistema.

#### VI.2.1. Precalentadores Recuperativos.

##### Precalentador Deka

Los precalentadores DEKA (fig. No.6-3) manejan por lo general los gases en sentido vertical y el aire en flujo cruzado, manteniendo la temperatura de los gases por sobre el punto de rocío de los gases para evitar la corrosión. Se puede emplear superficie extendida en las paredes internas solamente o en las internas y externas. Estos equipos tienen una serie de ventajas y desventajas, mismas que se enlistan en el Anexo E del presente trabajo.

##### Precalentador Kahlitz

El precalentador KABLITZ (Ver Fig. No.6-4 y No.6-5 ) es muy similar al DEKA. Al igual que los DEKA, los precalentadores KABLITZ se construyen de fierro fundido, con la consecuente resistencia a la erosión y corrosión. Existe mucha área de transferencia y turbulencia, logrando altos coeficientes de transferencia de calor y gran eficiencia térmica. Puede trabajar a flujo cruzado, flujo paralelo y a contra corriente. Dependiendo de los requerimientos operacionales y de la capacidad de circulación, pueden emplearse sopladores de hollín accionados por motores eléctricos o manuales. Sus ventajas y desventajas se encuentran enlistadas en el Anexo E.

FIG. No. 6.3. PRECALENTADOR DEKA.

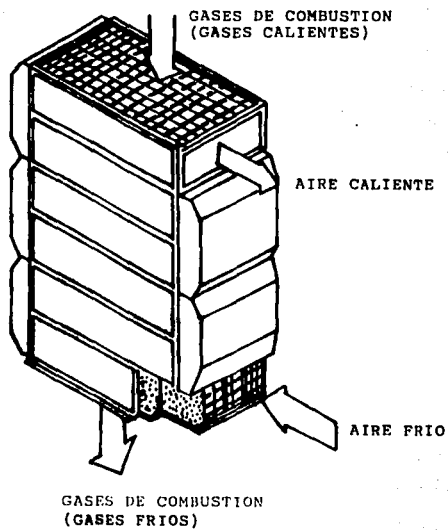


FIG. No. 6.4. PRECALENTADOR KABLITZ.

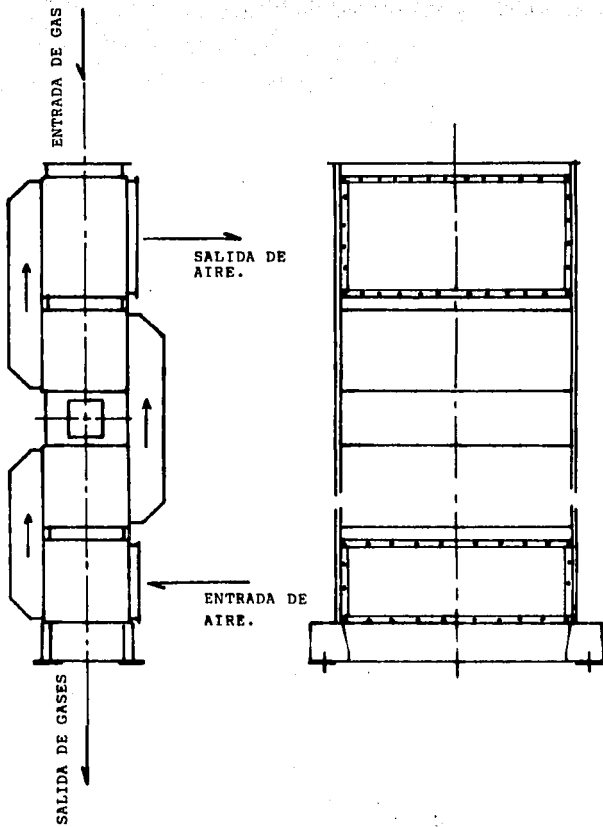
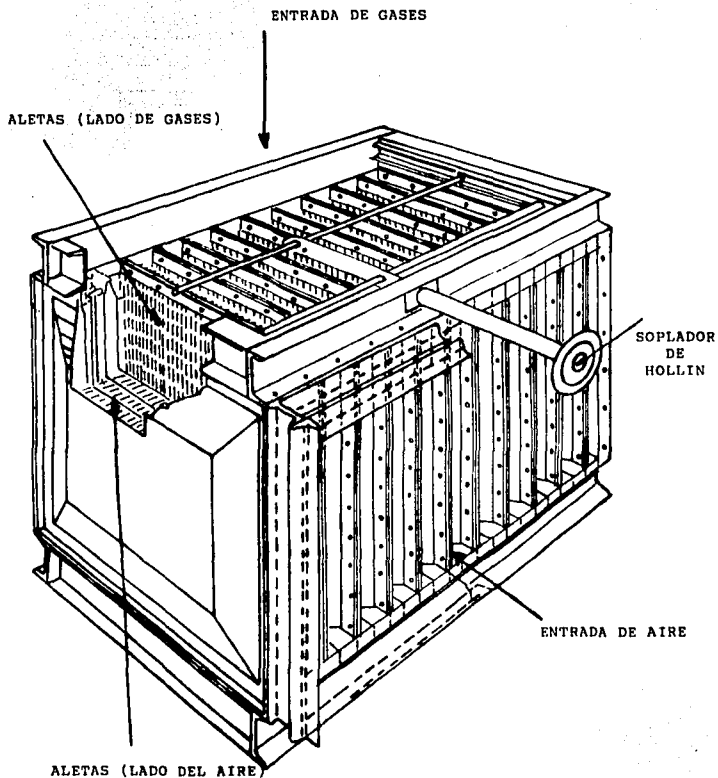


FIG. No. 6.5. PRECALENTADOR KABLITZ.

(200)



## VI.2.ii. Precalentadores regenerativos.

### Precalentador Røthemuhle

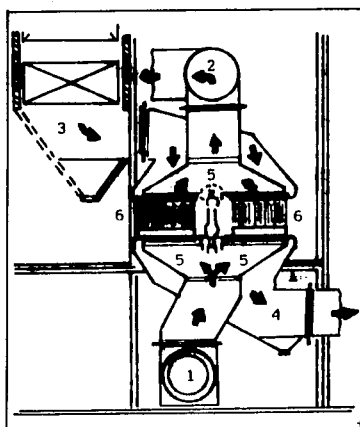
El precalentador Røthemuhle (fig. No.6-6 ) tiene dos corazas rotatorias divididas en cuatro secciones que van alimentando alternadamente los flujos de aire y gases de combustión a la superficie de calentamiento, que es un estator con mucha área, la cual puede ser de placas esmaltadas, páneles de cerámica vidriada o placas onduladas de acero templado, que absorben el calor de los gases para luego transferirlo al aire. Sus ventajas y desventajas se en listan en el Anexo E.

### Precalentador Ljungström

El precalentador más conocido es el Ljungström de placas rotatorias (Ver Fig. No.6-7), debido a que es quizá uno de los más antiguos. Este precalentador transfiere calor sensible de los gases de combustión hacia el aire a través de superficies regenerativas de transferencia de calor, contenidas en un rotor que gira continua y alternadamente entre las corrientes de aire y gases a una velocidad de 1 a 3 RPM, dependiendo del diámetro. Sus ventajas y desventajas se enlistan en el Anexo E.

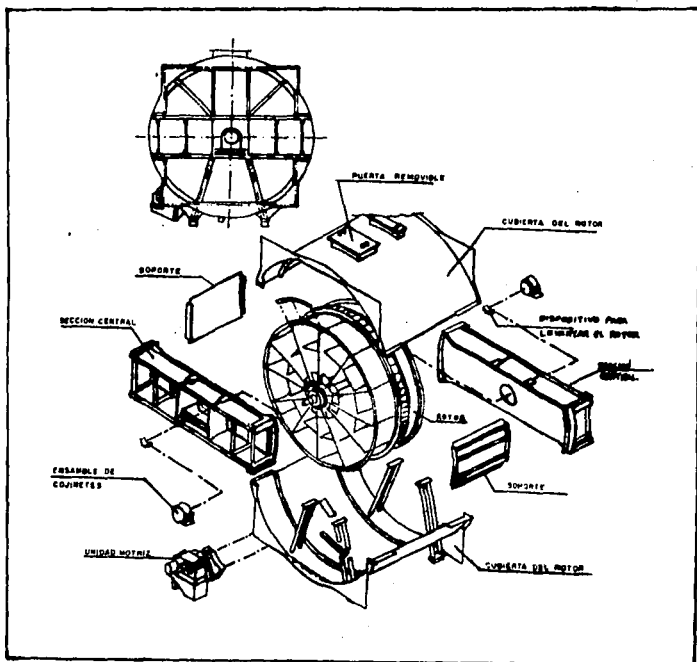


FIG. No. 6.6. PRECALENTADOR ROTHEMULE.



- (1) DUCTO DE ENTRADA DE AIRE.
- (2) DUCTO DE SALIDA DE AIRE.
- (3) DUCTO DE ENTRADA DE GASES.
- (4) DUCTO DE SALIDA DE GASES.
- (5) CARCAZA ROTATORIA.
- (6) SUPERFICIE DE CALENTAMIENTO.

FIG. No. 6.7. CALENTADOR LJUNGSTROM.



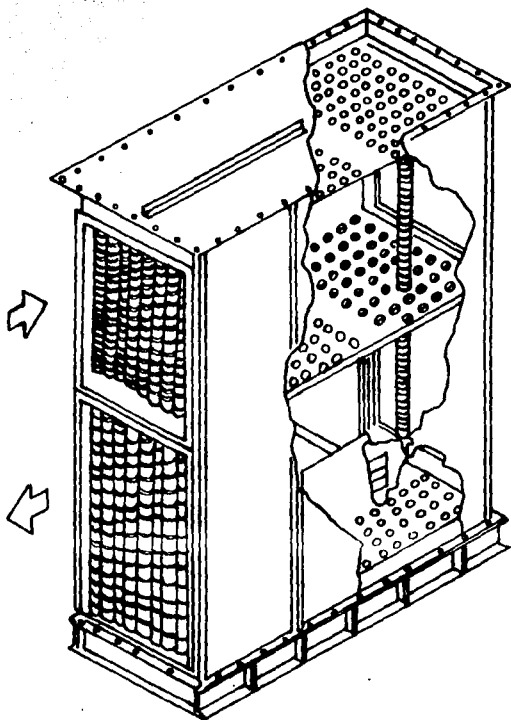
### Precalentador Q-DOT

El precalentador de aire de tubos térmicos Q-DOT (Ver la figura No. 6-8 ) es un diseño relativamente nuevo, aunque ya hay algunas instalaciones de este tipo en México.

La frecuencia en la limpieza de los tubos depende del grado de ensuciamiento de los gases, pudiendose efectuar con sopladores de hollín. Sus ventajas y desventajas se enlista en el Anexo E, del presente trabajo.

FIG. No. 6.8. PRECALENTADOR Q-DOT.

(205)



### VI.3. Selección del precalentador de aire.

Para nuestro calentador ocuparemos el precalentador tipo:

Recuperativo, Marca Kablitz.

Lo anterior debido a que sus características técnicas son las más adecuadas para nuestro caso, es decir:

- 1) Al ser de fierro fundido nos da una mayor resistencia a la corrosión y erosión del lugar, en este caso Salina Cruz, Oax.
- 2) Su mantenimientos y limpieza es óptimos, mediante el uso de sopladores.
- 3) Son de fácil instalación.
- 4) No existe la posibilidad de fugas.
- 5) Posee un óptimo intercambio de calor.
- 6) Pueden trabajar a diversos tipos de flujo.
- 7) Presenta muchas más ventajas y menos desventajas que todos los demás tipos de precalentadores.

Ahora bien, de acuerdo a los cálculos del capítulo 4, tenemos que la temperatura de los gases al dejar la zona de convección es de 400°C, donde obtuvimos un rendimiento del calentador de 77.9% para el cual tendríamos que liberar la siguiente cantidad de energía.

$$Q = (274,280,000 \text{ KJ/Hr}) / 0.779 = 352,100,000 \text{ KJ/Hr}$$

La temperatura mínima a la cual se pueden reducir los gases de combustión sin provocar problemas de corrosión, mediante el aprovechamiento de su energía sería de:  $T_{gs} = 160 \text{ }^\circ\text{C}$  y la temperatura de aire atmosférico después de pasar por el precalentador de aire vapor, deberá ser de  $52 \text{ }^\circ\text{C}$ .

Auxiliandonos con la gráfica No. 5 del anexo B, y tomando un 20% de exceso de aire, daría un rendimiento del equipo de:

$$R_t = (38,370 \text{ KJ/Kg} \times 100) / (41,714 \text{ KJ/Kg}) = 91.9 \%$$

Tomando en cuenta que las pérdidas radiantes son de 2.5 % del calor liberado y que las pérdidas en los ductos son de 1.5% (11), tenemos que:

$$R_r = (91.9 - 2.5 - 1.5) \% = 87.9 \%$$

Para este rendimiento se tendría que liberar la siguiente energía:

$$Q = 274,280,000 \text{ KJ/Hr} / 0.879 = 312,040,000 \text{ KJ/Hr}$$

De esta manera obtenemos un ahorro de energía equivalente a:

$$Q' = (352.1 - 312.04) \times 10^6 \text{ KJ/Hr} = 40,060,000 \text{ KJ/Hr}$$

Con la energía recuperada, se podrán calentar:  $Q' = m C_p \Delta T$   
por lo que:

$$m = Q' / C_p \Delta T$$

$$m = (40,060,000 \text{ KJ/Hr}) / ((1.0047 \text{ KJ/Kg}^\circ\text{C}) \times (200 - 52)^\circ\text{C})$$

$$m = 269,409.45 \text{ Kg/Hr}$$

Con esta energía se calentarán 269,409.45 Kg/Hr de aire hasta la temperatura de 200°C.

El cálculo del área del precalentador necesaria se calcula por medio de la ecuación de transferencia de calor por convección con flujo a contracorriente, por lo tanto:

$$Q' = A U \Delta T_m$$

$$Q' = 40,060,000 \text{ KJ/Hr.}$$

$$U = 102.2 \text{ KJ/Hr/m}^2\text{/}^\circ\text{C} \text{ (del equipo).}$$

$$\Delta T_m = (400 - 200) - (160 - 52) / \ln ((400 - 200)/(160 - 52))$$

$$\Delta T_m = 150 \text{ }^\circ\text{C}$$

Sustituyendo, el área será:

$$A = 2,613.17 \text{ m}^2$$

#### **VI.4. VENTILADORES.**

Como anteriormente se mencionó, el ventilador es un dispositivo mecánico que tiene por objeto transmitir energía de velocidad mediante el impulsor de aire, transformando esta energía o parte de ella en energía de presión para vencer la resistencia o rozamiento dentro de los ductos.

##### **VI.4.1. Clasificación general (14) .**

Existen varios criterios para clasificar los ventiladores, uno de ellos y el más común, es de acuerdo a la trayectoria que sigue el fluido a través del impulsor; basandonos en este criterio, tendremos la siguiente división básica:

a) Ventiladores centrífugos.- (fig. No.6-9 b) Los cuales mueven el aire o gas perpendicularmente al eje de rotación.

En general estos ventiladores son más fáciles de controlar, más robustos en construcción, menos ruidosos que los axiales. Su rendimiento no cae tan rápidamente cuando se trabaja a condiciones de sobre diseño.

b) Ventiladores axiales.- (fig. No.6-9 a) Los cuales mueven el aire o gas paralelamente al eje de rotación.



En estos ventiladores, como se vio anteriormente, el flujo es sin cambio de dirección, lo que permite que la máquina puede acoplarse directamente a un ducto como una prolongación directa de éste.

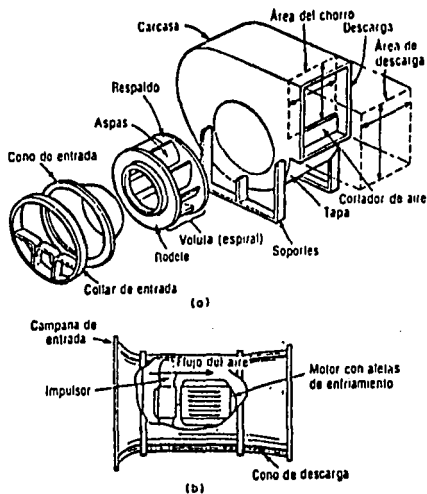


Fig. No. 6-9. Elementos de un ventilador y terminología preferida: a) Ventilador centrífugo; b) Ventilador axial. (Basada en AMCA Publ. 201).

#### VI.5. Selección de los Ventiladores (6).

Para la selección del ventilador es necesario efectuar los cálculos de volumen requerido, así mismo la presión estática del ventilador, siendo esta la presión que debe desarrollar el ventilador para mover el aire o gas a través de un sistema de ductos, el cálculo de la resistencia del sistema, la temperatura de operación, y partículas contenidas en el aire.

A)	Flujo de aire al calentador	kg/Hr
	Aire teórico para la combustión	113,554.68
	20% exceso de aire	22,710.93
	2% infiltraciones	2,271.10
	10% fugas	11,355.46
	Consumo de combustible	8,228.60
B)	Temperatura	°C
	Del aire a la entrada del precalentador aire-gas	52
	Del gas a la salida del precalentador aire-gas	160
C)	Presión atmosférica mm Hg	760
D)	Resistencia del aire	mm agua
	Precalentador de aire	150.0
	Quemadores	6.0

Ductos de aire	107.95
Resistencia total	263.95
E)	
Pérdida de tiro	mm agua
Calentador	15.9
Pre calentador de aire	100.0
Ductos de gases de combustión	153.92
Pérdida total de tiro	269.82

El cálculo de la resistencia del aire a través de los ductos se efectuó de la siguiente manera (6).

$$D_{Pt} = D_{Pf} + D_{Pe}$$

Donde:  $D_{Pt}$ .- Caída de presión total; pulg. de agua.

$D_{Pf}$ .- Caída de presión debida a la fricción; pulg. de agua

$D_{Pe}$ .- Caída de presión por pérdidas de entrada y salida equivalente a 1.5 la altura de vel.; pulg. de agua.

Además:

$$D_{Pf} = (f(L/de) (460 + (T_1 + 2T_2)/3) (G_g/1000)^2) / 14,400$$

$$D_{Pe} = (1.5 (460 + (T_1 + 2T_2)/3) (G_g/1000)^2) / 173,000$$

donde: L.- Longitud del tubo en pies. (Long. ducto propuesto).

(Ver anexo F).

de.- Diámetro equivalente de la tubería en pulg.

(diámetro equivalente a las dimensiones del ducto).

Gg.- Masa velocidad del aire o gas; en lb/pie<sup>2</sup>/Hr

T1 y T2.- Temperatura de entrada del aire o gas; en °F

f.- Factor de fricción, adimensional

a) Para nuestro caso tomaremos un ducto de aire de:

Dimensiones del ducto: Long. = 367.45 Fts (incluyendo la long.  
equivalente por accesorio.

$$\text{Area} = 4 \text{ Ft} \times 4.25 \text{ Ft} = 17 \text{ Ft}^2$$

$$\text{de} = 2ab/a+b = 49.44 \text{ in}$$

Masa velocidad: La masa velocidad de los gases la obtenemos del producto del flujo de los gases entre el área de flujo del ducto.

$$Gg = \text{Flujo de aire} / \text{Area}$$

donde: Flujo de aire = 329,760.57 lb/Hr (149,891.17 Kg/Hr)

$$\text{Area} = 17 \text{ Ft}^2 (1.57 \text{ m}^2)$$

$$Gg = 329,760.57 \text{ lb/Hr} / 17 \text{ Ft}^2 = 19,397.68 \text{ lb/Hr/Ft}^2$$

$$Gg = 19,397.68 \text{ lb/Hr/Ft}^2 (94,906.77 \text{ Kg/Hr/m}^2)$$

Además tenemos que:

$$T1 = 125^{\circ}\text{F} (-52^{\circ}\text{C})$$

$$T2 = 392^{\circ}\text{F} (200^{\circ}\text{C})$$

$$T_{\text{prom}} = 258.5^{\circ}\text{F} (125^{\circ}\text{C})$$

$$Y = \text{Viscosidad} = 0.056 \text{ lb/FtHr (obtenida de la Gráfica No. 6.1.)}$$

Entonces tenemos que el No. de Reynolds será:

$$Re = Ggde/12 Y$$

donde:

$$Gg = \text{masa velocidad; } 19,397.68 \text{ lb/Ft}^2\text{Hr}$$

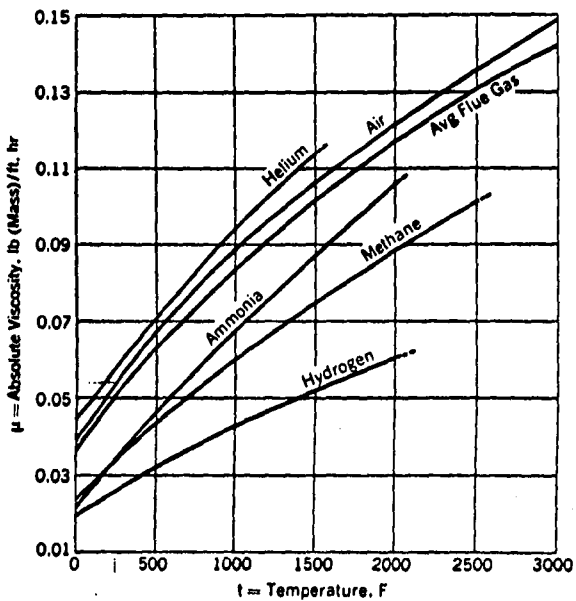
$$de = \text{diámetro equivalente; } 49.44 \text{ in}$$

$$Y = \text{viscosidad; } 0.056 \text{ lb/Ft Hr}$$

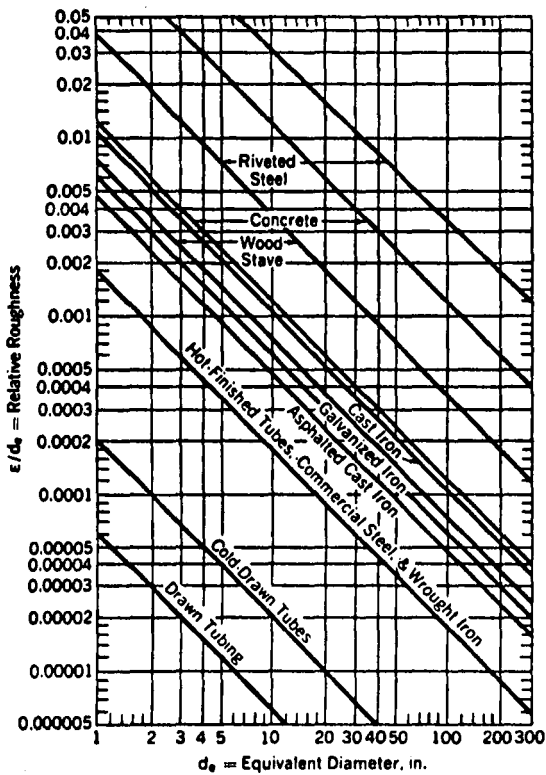
Sustituyendo los valores anteriores en la ecuación anterior tenemos:

$$Re = 1'463,520$$

Por lo que de la Gráfica No. 6.2. y para  $de = 49.44$  tenemos que:  
 $E/de$  (para acero comercial) = 0.000035



GRÁFICA No. 1 VISCOSIDADES ABSOLUTAS A PRESIÓN ATMOSFÉRICA.



GRÁFICA No. 2 RUGOSIDADES RELATIVAS.

donde: E/de .- Rugosidad relativa.

Una vez obtenidos el No. de Reynolds y la rugosidad relativa obtenemos de la Gráfica No. 6.3. tenemos que el factor de fricción será de: 0.012

Sustituyendo todo lo anterior, tendremos que:

$$\text{DPf} = 0.012 \frac{367.45 \text{ Ft} \cdot 460 + 125^\circ\text{F} + 2(392^\circ\text{F})}{49.44 \text{ in}} \frac{19,397.68 \text{ lb/HrFt}^2}{3 \cdot 1,000}$$

---

$$14,400$$

$$\text{DPf} = 1.77 \text{ in H}_2\text{O} \quad (45.11 \text{ mm H}_2\text{O})$$

$$\text{DPe} = 1.5 \frac{460 + 125^\circ\text{F} + 2(392^\circ\text{F})}{3} \frac{19,397.68 \text{ lb/HrFt}^2}{1,000}$$

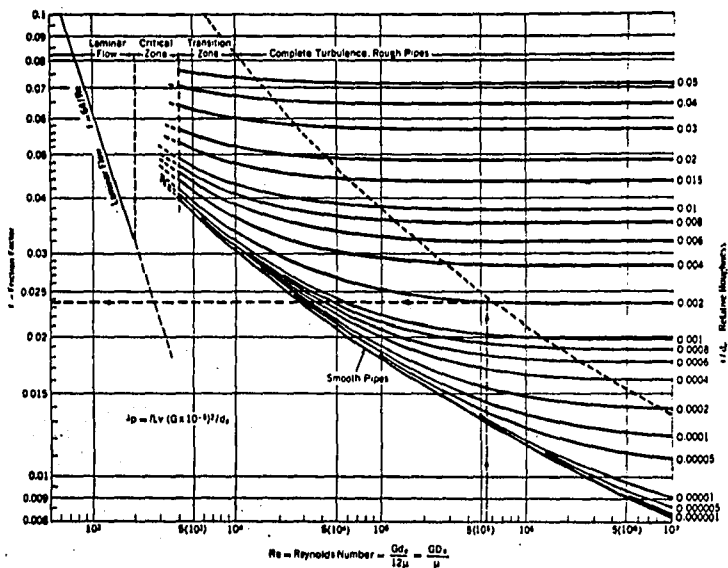
---

$$173,000$$

$$\text{DPe} = 2.48 \text{ in H}_2\text{O} \quad (63.22 \text{ mm H}_2\text{O})$$

$$\text{DPt} = 4.25 \text{ in H}_2\text{O} \quad (107.95 \text{ mm H}_2\text{O})$$





**GRÁFICA No. 3 FACTORES DE FRICCIÓN RELACIONADOS CON EL NÚMERO DE REYNOLDS, PARA DETERMINACIÓN DE LA CAÍDA DE PRESIÓN DE FLUJOS A TRAVÉS DE TUBERÍAS.**

b) Para los gases tenemos que:

Dimensiones del ducto: Long = L1 + L2 = 420.00 Fts

(Incluyendo la long. equivalente por accesorio).

L1 = 294 Ft de ductos; Area = 5.125 Ft x 2.83 Ft = 14.5 Ft<sup>2</sup>

L2 = 126 Ft de ductos; Area = 7.60 Ft x 2.83 Ft = 21.5 Ft<sup>2</sup>

y sus diámetros equivalentes serán:

de =  $2ab/a+b = 43.8$  in y  $49.5$  in respectivamente.

Masa velocidad: La masa velocidad de los gases la obtenemos del producto del flujo de los gases entre el área de flujo del ducto.

Gg = Flujo de gases / Area

donde: Flujo de gases = 317,887.27 lb/Hr (144,494.21 Kg/Hr)

Area = 14.5 Ft<sup>2</sup> y 21.5 Ft<sup>2</sup> respectivamente.

Por lo que:

$$Gg1 = 317,887.27 \text{ lb/Hr} / 14.5 \text{ Ft}^2 = 21,923.26 \text{ lb/Hr/Ft}^2 \\ (107,263.64 \text{ Kg/Hr/m}^2)$$

$$Gg2 = 317,887.27 \text{ lb/Hr} / 21.5 \text{ Ft}^2 = 14,785.95 \text{ lb/Hr/Ft}^2 \\ (72,343.00 \text{ Kg/Hr/m}^2)$$

Además tenemos que:

$$T1 = 752^{\circ}\text{F} (400^{\circ}\text{C})$$

$$T2 = 320^{\circ}\text{F} (160^{\circ}\text{C})$$

$$T_{\text{prom.}} = 536^{\circ}\text{F} (280^{\circ}\text{C})$$

$\mu = \text{Viscosidad} = 0.063 \text{ lb/Ft Hr}$  (obtenida de la Gráfica No. 6.1.)

Entonces tenemos que el No. de Reynolds será:

$$Re = Ggde/12 \mu$$

donde:

$Gg = \text{masa velocidad; lb/Ft}^2\text{Hr}$

$d_e = \text{diámetro equivalente; in}$

$\mu = \text{viscosidad; lb/Ft Hr}$

Sustituyendo los valores anteriores en la ecuación anterior tenemos:

$$Re1 = 1'463,520$$

$$Re2 = 1'086,000$$

Por lo que de la Gráfica No. 6.2. y para  $de_1 = 43.8$  tenemos que:

$E/de$  (para acero comercial = 0.000035

donde:  $E/de$  - Rugosidad relativa.

Tomaremos el mismo coeficiente para nuestro segundo tramo de ductería, ya que tiene un valor muy similar.

Una vez obtenidos el No. de Reynolds y la rugosidad relativa obtenemos de la Gráfica No. 6.3. tenemos que el factor de fricción será de: 0.012 a 0.125

Sustituyendo todo lo anterior, tendremos que:

$$DPf_1 = 0.012 \frac{294.0 \text{ Ft} \cdot 460 + 752^\circ\text{F} + 2(320^\circ\text{F})}{43.8 \text{ in} \cdot 3} \cdot \frac{21,923.2 \text{ lb/HrFt}^2}{1,000}$$
$$14,400$$

$$DPf_1 = 2.484 \text{ in H}_2\text{O} \quad (63.10 \text{ mm H}_2\text{O})$$

$$DPf_2 = 0.0125 \frac{126.0 \text{ Ft} \cdot 460 + 752^\circ\text{F} + 2(320^\circ\text{F})}{49.5 \text{ in} \cdot 3} \cdot \frac{14,785.91 \text{ lb/HrFt}^2}{1,000}$$
$$14,400$$

$$DPf_2 = 0.446 \text{ in H}_2\text{O} \quad (11.33 \text{ mm H}_2\text{O})$$

$$DPf = DPf1 + DPf2 = 2.93 \text{ in H}_2\text{O} \quad (74.42 \text{ mm H}_2\text{O})$$

$$DPe = 1.5 \frac{460 + 752^\circ\text{F} + 2(320^\circ\text{F})}{3} \frac{(\text{Gg prom}) \text{ lb/Hr Ft}^2}{1,000}$$


---


$$173,000$$

$$Gg \text{ prom.} = 21,923.2 (0.7) + 14,785.95 (0.3) = 19,782.0 \text{ lb/Hr Ft}^2$$

$$DPe = 2.93 \text{ in H}_2\text{O} \quad (79.63 \text{ mm H}_2\text{O})$$

$$DPT = 2.93 \text{ in H}_2\text{O} + 3.13 \text{ in H}_2\text{O} = 6.06 \text{ in H}_2\text{O} \quad (153.92 \text{ mm H}_2\text{O})$$

VI.5.1. Selección del Ventilador de Tiro Forzado. (6)

A) Peso del aire que manejará el ventilador	kg/Hr
Aire teórico para la combustión	113,554.68
20% exceso de aire	22,710.93
2% Infiltraciones	2,271.10
10% Fugas	11,355.46
Subtotal requerido	149,891.17
10% de margen de seguridad	14,989.12
Total requerido en peso	164,880.28
B) Presión estática en la descarga	mm agua
Resistencia total del ventilador al calentador	263.95
25% margen de seguridad	65.98
presión total requerida	329.93
C) Temperatura del aire	°C
Temperatura del aire que maneja el ventilador	52
15°C margen de seguridad	15
Temperatura requerida	67

VI.5.ii. Selección del Ventilador de Tiro Inducido. (6)

A) Peso del gas que manejará el ventilador	kg/Hr
Aire teórico para la combustión	113,554.68
20% exceso de aire	22,710.93
combustible quemado	8,228.60
2% Infiltración	2,271.10
10% Fugas	11,355.46
Subtotal requerido	158,119.77
10% margen de seguridad	15,811.97
total requerido en peso	173,931.75
B) Tiro que deberá proporcionar el ventilador	mm agua
pérdida total de tiro	269.82
25% margen de seguridad	67.45
Tiro total requerido	337.27
C) Temperatura del gas	°C
Temperatura del gas a la salida del precal. de aire	160
15 °C margen de seguridad	15
Temperatura requerida	175

De los cálculos anteriores, tenemos que el equipo a utilizar para la recuperación será el siguiente (fig. No. 6.10):

**PRECALENTADOR DE AIRE: RECUPERATIVO Mca. KABLITZ**

Tamaño: 2,613.17 m<sup>2</sup>

Gasto másico aire: 149,891.17 Kg/Hr

Temperatura del aire: 52 °C

Gasto másico gases: 144,494.21 Kg/Hr

Temperatura de los gases: 160°C

**VENTILADOR DE TIRO FORZADO: FLAKT (Ver anexo G)**

Tamaño: 112

Diseño: HK

Tipo: M

Clase: P

Rotación: A FAVOR DE LAS MANECILLAS DEL RELOJ.

Vel. angular: 980 RPM

Potencia: 240 KW

**VENTILADOR DE TIRO INDUCIDO: FLAKT (Ver anexo G)**

Tamaño: 125

Diseño: HK

Tipo: M

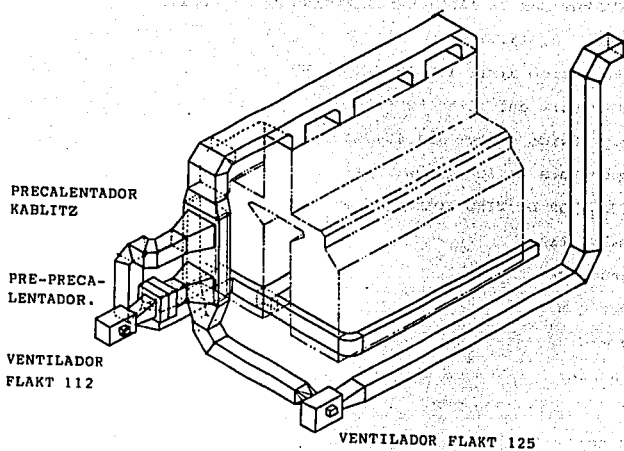
Clase: P

Rotación: A FAVOR DE LAS MANECILLAS DEL RELOJ.

Vel. angular: 910 RPM

Potencia: 250 KW





**Fig. No. 6.10. ARREGLO DEL SISTEMA DE RECUPERACIÓN DE ENERGÍA DEL CASO EN ESTUDIO.**

Se utilizará este equipo, ya que es el que cumple con los requerimientos técnicos antes mencionados, además de dar un mejor precio, tiempo de entrega cortos, etc.

En la figura 6.11 y 6.12, se muestran la dimensiones de estos equipos.

#### **EQUIPOS AUXILIARES**

- Pre-precalentador.
- lote de sopladores de hollín.
- Actuadores neumáticos.

PRECALENTADOR KABLITZ.

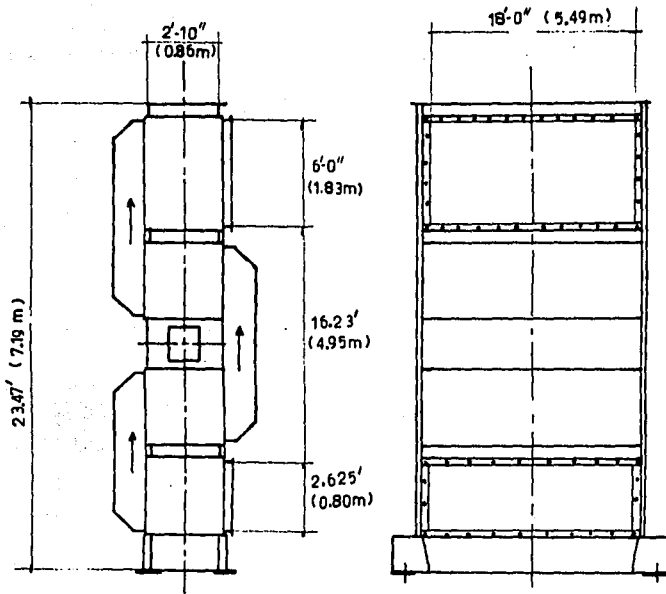


FIG. 6.11. DIMENSIONES DEL PRECALENTADOR.

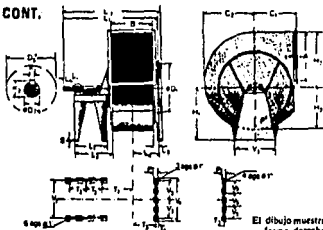
**DIMENSIONES Y PESOS, CONT.**

**HK-3**  
Tamaño grandes  
Partición de la carcasa



La RPM es el número (P) veces de la más indicada en los marcos de especificación de cada la línea (D) en donde cualquier otra se (frecuente).

$$D = D_1 \frac{P}{P_{max}} \frac{R_{max}}{R}$$



El dibujo muestra forma derecha

HKL-090-100  
HKM-071-080  
HKL-083

HKL-112-120  
HKM-090-120  
HKL-091-100

HK-3	Peso total		C <sub>1</sub>	D <sub>1</sub>	D <sub>2</sub>	D <sub>3</sub>	D <sub>4</sub>	D <sub>5</sub>	D <sub>6</sub>	D <sub>7</sub>	D <sub>8</sub>	D <sub>9</sub>	D <sub>10</sub>	D <sub>11</sub>	D <sub>12</sub>	D <sub>13</sub>	D <sub>14</sub>	D <sub>15</sub>	D <sub>16</sub>	D <sub>17</sub>	D <sub>18</sub>	D <sub>19</sub>	D <sub>20</sub>	D <sub>21</sub>	D <sub>22</sub>	D <sub>23</sub>	D <sub>24</sub>	D <sub>25</sub>	D <sub>26</sub>	D <sub>27</sub>	D <sub>28</sub>	D <sub>29</sub>	D <sub>30</sub>	D <sub>31</sub>	D <sub>32</sub>	D <sub>33</sub>	D <sub>34</sub>	D <sub>35</sub>	D <sub>36</sub>	D <sub>37</sub>	D <sub>38</sub>	D <sub>39</sub>	D <sub>40</sub>	D <sub>41</sub>	D <sub>42</sub>	D <sub>43</sub>	D <sub>44</sub>	D <sub>45</sub>	D <sub>46</sub>	D <sub>47</sub>	D <sub>48</sub>	D <sub>49</sub>	D <sub>50</sub>	D <sub>51</sub>	D <sub>52</sub>	D <sub>53</sub>	D <sub>54</sub>	D <sub>55</sub>	D <sub>56</sub>	D <sub>57</sub>	D <sub>58</sub>	D <sub>59</sub>	D <sub>60</sub>	D <sub>61</sub>	D <sub>62</sub>	D <sub>63</sub>	D <sub>64</sub>	D <sub>65</sub>	D <sub>66</sub>	D <sub>67</sub>	D <sub>68</sub>	D <sub>69</sub>	D <sub>70</sub>	D <sub>71</sub>	D <sub>72</sub>	D <sub>73</sub>	D <sub>74</sub>	D <sub>75</sub>	D <sub>76</sub>	D <sub>77</sub>	D <sub>78</sub>	D <sub>79</sub>	D <sub>80</sub>	D <sub>81</sub>	D <sub>82</sub>	D <sub>83</sub>	D <sub>84</sub>	D <sub>85</sub>	D <sub>86</sub>	D <sub>87</sub>	D <sub>88</sub>	D <sub>89</sub>	D <sub>90</sub>	D <sub>91</sub>	D <sub>92</sub>	D <sub>93</sub>	D <sub>94</sub>	D <sub>95</sub>	D <sub>96</sub>	D <sub>97</sub>	D <sub>98</sub>	D <sub>99</sub>	D <sub>100</sub>
	HKL	HKM																																																																																																					
090	071	080	090	100	112	120	130	140	150	160	170	180	190	200	210	220	230	240	250	260	270	280	290	300	310	320	330	340	350	360	370	380	390	400	410	420	430	440	450	460	470	480	490	500	510	520	530	540	550	560	570	580	590	600	610	620	630	640	650	660	670	680	690	700	710	720	730	740	750	760	770	780	790	800	810	820	830	840	850	860	870	880	890	900	910	920	930	940	950	960	970	980	990	1000									

**HKL(B.P.)-3**  
Tam. 090-160

Tam	A	B	C	D	E	F	G	H	I	J	K	L	M	N	O	P	Q	R	S	T	U	V	W	X	Y	Z	aa	ab	ac	ad	ae	af	ag	ah	ai	aj	ak	al	am	an	ao	ap	aq	ar	as	at	au	av	aw	ax	ay	az	ba	bb	bc	bd	be	bf	bg	bh	bi	bj	bk	bl	bm	bn	bo	bp	bq	br	bs	bt	bu	bv	bw	bx	by	bz	ca	cb	cc	cd	ce	cf	cg	ch	ci	cj	ck	cl	cm	cn	co	cp	cq	cr	cs	ct	cu	cv	cw	cx	cy	cz	da	db	dc	dd	de	df	dg	dh	di	dj	dk	dl	dm	dn	do	dp	dq	dr	ds	dt	du	dv	dw	dx	dy	dz	ea	eb	ec	ed	ee	ef	eg	eh	ei	ej	ek	el	em	en	eo	ep	eq	er	es	et	eu	ev	ew	ex	ey	ez	fa	fb	fc	fd	fe	ff	fg	fh	fi	fj	fk	fl	fm	fn	fo	fp	fq	fr	fs	ft	fu	fv	fw	fx	fy	fz	ga	gb	gc	gd	ge	gf	gg	gh	gi	gj	gk	gl	gm	gn	go	gp	gq	gr	gs	gt	gu	gv	gw	gx	gy	gz	ha	hb	hc	hd	he	hf	hg	hh	hi	hj	hk	hl	hm	hn	ho	hp	hq	hr	hs	ht	hu	hv	hw	hx	hy	hz	ia	ib	ic	id	ie	if	ig	ih	ii	ij	ik	il	im	in	io	ip	iq	ir	is	it	iu	iv	iw	ix	iy	iz	ja	jb	jc	jd	je	jf	jg	jh	ji	jj	jk	jl	jm	jn	jo	jp	jq	jr	js	jt	ju	jv	jw	jx	jy	jz	ka	kb	kc	kd	ke	kf	kg	kh	ki	kj	kl	km	kn	ko	kp	kq	kr	ks	kt	ku	kv	kw	kx	ky	kz	la	lb	lc	ld	le	lf	lg	lh	li	lj	lk	ll	lm	ln	lo	lp	lq	lr	ls	lt	lu	lv	lw	lx	ly	lz	ma	mb	mc	md	me	mf	mg	mh	mi	mj	mk	ml	mm	mn	mo	mp	mq	mr	ms	mt	mu	mv	mw	mx	my	mz	na	nb	nc	nd	ne	nf	ng	nh	ni	nj	nk	nl	nm	nn	no	np	nq	nr	ns	nt	nu	nv	nw	nx	ny	nz	oa	ob	oc	od	oe	of	og	oh	oi	oj	ok	ol	om	on	oo	op	oq	or	os	ot	ou	ov	ow	ox	oy	oz	pa	pb	pc	pd	pe	pf	pg	ph	pi	pj	pk	pl	pm	pn	po	pp	pq	pr	ps	pt	pu	pv	pw	px	py	pz	qa	qb	qc	qd	qe	qf	qg	qh	qi	qj	qk	ql	qm	qn	qo	qp	qq	qr	qs	qt	qu	qv	qw	qx	qy	qz	ra	rb	rc	rd	re	rf	rg	rh	ri	rj	rk	rl	rm	rn	ro	rp	rq	rr	rs	rt	ru	rv	rw	rx	ry	rz	sa	sb	sc	sd	se	sf	sg	sh	si	sj	sk	sl	sm	sn	so	sp	sq	sr	ss	st	su	sv	sw	sx	sy	sz	ta	tb	tc	td	te	tf	tg	th	ti	tj	tk	tl	tm	tn	to	tp	tq	tr	ts	tt	tu	tv	tw	tx	ty	tz	ua	ub	uc	ud	ue	uf	ug	uh	ui	uj	uk	ul	um	un	uo	up	uq	ur	us	ut	uu	uv	uw	ux	uy	uz	va	vb	vc	vd	ve	vf	vg	vh	vi	vj	vk	vl	vm	vn	vo	vp	vq	vr	vs	vt	vu	vv	vw	vx	vy	vz	wa	wb	wc	wd	we	wf	wg	wh	wi	wj	wk	wl	wm	wn	wo	wp	wq	wr	ws	wt	wu	wv	ww	wx	wy	wz	xa	xb	xc	xd	xe	xf	xg	xh	xi	xj	xk	xl	xm	xn	xo	xp	xq	xr	xs	xt	xu	xv	xw	xx	xy	xz	ya	yb	yc	yd	ye	yf	yg	yh	yi	yj	yk	yl	ym	yn	yo	yp	yq	yr	ys	yt	yu	yv	yw	yx	yy	yz	za	zb	zc	zd	ze	zf	zg	zh	zi	zj	zk	zl	zm	zn	zo	zp	zq	zr	zs	zt	zu	zv	zw	zx	zy	zz

**HKM(B.P.)-3**  
Tam. 071-120

Tam	A	B	C	D	E	F	G	H	I	J	K	L	M	N	O	P	Q	R	S	T	U	V	W	X	Y	Z	aa	ab	ac	ad	ae	af	ag	ah	ai	aj	ak	al	am	an	ao	ap	aq	ar	as	at	au	av	aw	ax	ay	az	ba	bb	bc	bd	be	bf	bg	bh	bi	bj	bk	bl	bm	bn	bo	bp	bq	br	bs	bt	bu	bv	bw	bx	by	bz	ca	cb	cc	cd	ce	cf	cg	ch	ci	cj</
-----	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	------

# CAPÍTULO VII

## ANÁLISIS ECONÓMICO

## CAPITULO VII

### ANALISIS DE LA INVERSION

#### VII.1. Generalidades.

Para decidir la adquisición del equipo desde el punto de vista económico, se recomienda solicitar cotizaciones a varios fabricantes. Estas solicitudes se acompañarán con una serie de datos a fin de que el fabricante dé la mejor proposición desde su punto de vista. Se indicarán los límites de ciertas dimensiones y la elasticidad de otras previendo que las posibles variaciones no afecten en esencia el diseño. En el punto siguiente se enumeran y describen los aspectos económicos que se deben tomar en consideración en la evaluación de un proyecto (de este tipo).

Al permitir esas pequeñas variaciones, se consigue dar oportunidad de concursar a un mayor número de fabricantes, que por ende pueden tener más proposiciones y consecuentemente una mejor solución.

#### VII.2. Aspectos Económicos.

El diseño económico de un calentador a fuego directo (CAF) requiere del conocimiento de 3 criterios básicos:

- 1.- Dar la capacidad con la menor inversión.
- 2.- Funcionar con el mínimo consumo de combustible.
- 3.- Menor costo de mantenimiento para el mayor tiempo de funcionamiento.

El diseñador debe considerar los factores anteriores y relacionarlos a los requerimientos específicos del usuario, por ejemplo, en el diseño de un CAPD de alta capacidad deberá ponerse mayor atención que en uno de muy baja capacidad. Con ésto, tratamos de enfatizar que los materiales de construcción y la configuración del equipo no son los únicos factores a tomar en cuenta. Cualquier intento de lograr un diseño económico y conciso debe considerar primordialmente:

- a) Configuración del Calentador.
- b) Criterios básicos de diseño.
- c) Precalentamiento del aire de combustión.
- d) Fabricación en taller y erección en campo.
- e) Conexiones.
- f) Equipo auxiliar.
- g) Optimización del diseño.
- h) Materiales de construcción de las paredes.
- i) Soportes de tubos.
- j) Costo de instalación.
- k) Componentes modulares.
- l) Mantenimiento.

#### a) Configuración de Calentador.

Existe una tendencia a categorizar los CAFD en baratos o caros según el tipo del mismo, diciendo por ejemplo que un CAFD cilíndrico es más barato que un CAFD de caja rectangular, pero la experiencia ha demostrado que debe hacerse un estudio comparativo y así poder determinar para cada caso cual resulta más económico.

#### b) Criterios básicos de diseño.

Las consideraciones específicas del proceso y los requerimientos de diseño definirán la configuración de CAFD. En dicha actividad, el riesgo inherente en los enunciados generales de diseño nunca son útiles en las decisiones. Usar combustibles líquidos pesados tiene una gran influencia en el diseño económico de CAFD, particularmente cuando contienen cantidades apreciables de azufre, vanadio y sales metálicas.

Cuando no existen limitaciones contra el quemado hacia arriba de los combustibles pesados, los CAFD cilíndricos u horizontales con quemadores al piso y tubos verticales colgados son los más económicos. Se reduce el costo de inversión y el mantenimiento debido a la eliminación de soportes en la sección de radiación. Disminuyendo la longitud de los tubos de la sección de convección también se puede eliminar soportes intermedios.



El ahorro de inversión se ve opacado cuando la composición del combustible requiere soportes de alta resistencia del grado 50-50 ó 60-40 Cr-Ni para resistir el ataque de vanadio. Estas aleaciones especiales cuestan de 2 a 3 veces por libra de lo que pesan las aleaciones 25-20 ó 25-12 Cr-Ni para soportes. Además, el esfuerzo permisible de las aleaciones resistentes al vanadio es menor y requiere el uso de soportes más pesados, por lo que el costo de los soportes sube hasta 5 ó 6 veces lo que cuesta un soporte convencional.

El uso de tubos de mayor diámetro disminuye el uso de soportes, ya que ocupan mayor distancia entre soportes, pero en el caso de aleaciones se eleva grandemente el costo de la tubería por su diámetro, por lo que el diseñador debe verificar el balance económico entre costo de tubos y costo de los soportes.

También debe notarse que al usar combustibles pesados, en la sección de convección cambia el tipo de área extendida de aletas a pernos sufriendo un aumento de costo.

#### c) Precalentamiento del aire de combustión.

El precalentamiento de aire de combustión como método de obtener la máxima eficiencia del combustible ha sido recibido con gran interés últimamente. Basándonos en el costo actual internacional

se justifica la mayoría de la instalaciones para recuperar energía, desde 30 MM BTU/hr.

d) Fabricación en taller y erección en campo.

El continuo y rápido aumento de los costos de erección en campo ha resultado en que se ponga un gran énfasis en la fabricación en taller de los CAFD y sus componentes. Esta opción tiende a favorecer a los calentadores rectangulares con tubos horizontales, debido a que se pueden suministrar en capacidades mayores de fabricación en taller que para CAFD con tubos verticales. Esto es primeramente debido a que el ancho de un calentador de tubos horizontales puede ser transportado sin mayores limitaciones, compensado con el incremento en longitud y altura.

e) Conexiones.

El tipo de retornos tiene un efecto pronunciado en la sección de un CAFD económico. Si se usa retornos en "U" el precio de estas conexiones no representan un buen porcentaje del costo del CAFD, en cambio, si se usan retornos tipo tapón desde el punto de vista económico se debe utilizar un longitud de tubería considerable para disminuir el porcentaje incrementado por este tipo de retorno. En calentadores pequeños el porcentaje de costo de conexiones aumenta con respecto al total, por lo que como alternativa se

pueden usar serpentines helicoidales para así eliminar las conexiones. Los CAFD cilíndricos tienen la desventaja de que como son tubos cortos llevan más conexiones, no así los rectangulares, donde la sección de convección tiene el mismo largo que la de radiación. En calentadores de baja capacidad (menos de 5 MM BTU/hr) se puede eliminar la sección de convección ya que resulta más económico perder eficiencia que poner una zona de convección, sobre todo cuando el serpentín es de aleación.

#### f) Equipo auxiliar.

Particularmente tenemos a los sopladores de hollín, los cuales encarecen el CAFD cuando el serpentín es de acero al carbón, y cuando el serpentín es de aleación, no se refleja su influencia. La longitud del lanzador no afecta mucho en el costo sino el número de sopladores de hollín que se vayan a instalar en el equipo.

#### g) Optimización del diseño.

Una vez que se ha seleccionado la configuración del CAFD, el siguiente paso es optimizar el diseño. Esto es primeramente, obtener la mejor distribución de calor en la sección de radiación con el menor costo del serpentín. Se debe tener en cuenta que, conforme aumenta el diámetro de los tubos, aumenta el costo del

serpentín, pero puede disminuir el número de pasos y disminuye el costo de controladores.

En el caso de un CAFD de alta eficiencia, el área para optimizar es la de la sección de convección. La optimización de la sección de convección, es una aplicación ideal para la computadora ya que se efectúan varias iteraciones para encontrar el diseño económico.

#### h) Materiales de construcción de la paredes.

El uso efectivo de los materiales en relación a sus propiedades físicas y mecánicas y su comportamiento, se aplica para todos los tipos de diseños. Una primera consideración es el uso efectivo de los materiales refractarios y su método de sujeción. Esto importantemente relacionado con la temperatura que resisten y su propiedad aislante.

#### i) Soportes de tubos.

Básicamente se enfoca a la facilidad de reemplazar los soportes de las áreas críticas, tales como la sección escudo.

#### j) Costo de instalación.

El total del costo de instalación nos dará la medida si fué o no

un diseño económico. Todo el trabajo hecho de optimización se vendrá abajo, si los costos de instalación no se consideraron adecuadamente. Se recomienda que se arme la mayor cantidad posible de material en taller y solo lo necesario en campo.

#### k) Componentes modulares.

Una alternativa más efectiva y posiblemente más económica para el diseñador ( quien requiere gran flexibilidad en su diseño ) y el armador de campo ( quien requiere piezas más manejables ) es el uso de componentes modulares. En lugar de mandar varias piezas para armar en campo, se pueden incorporar éstos en secciones ó módulos con refractario y tubos puestos, listos para apernar en campo. La experiencia ha mostrado que ésto trae en consecuencia menor tiempo de fabricación y menores costos de instalación.

#### 1) Mantenimiento.

El funcionamiento eficiente de los calentadores en operación prolongada, puede ser obtenido de unidades diseñadas y construidas adecuadamente, y de una programación de mantenimiento de acuerdo a su función e importancia en la planta. El objetivo de una programación de mantenimiento consiste en certificar que los trabajos se efectúen cuando es necesario, procurando reducir al mínimo costos, tiempos y movimientos.

Existen tres diferentes tipos de mantenimiento: Mantenimiento correctivo, Mantenimiento preventivo y Mantenimiento predictivo.

1.1) Mantenimiento correctivo.- Es aquel que permite que el equipo opere hasta que la falla ocurra. Este mantenimiento requiere de poca planeación, pero no es aceptable en las plantas industriales grandes porque todos los trabajos se desarrollan fundamentalmente por la emergencia que provoca un empleo deficiente de mano de obra y material inadecuado.

1.2) Mantenimiento preventivo.- Aquel que es aplicado para prevenir fallas y prolongar la vida del equipo por medio de inspecciones programadas y cambio periódico de partes. Este mantenimiento ocasionalmente puede originar problemas, así como gastos extraordinarios por cambio prematuro y sacrificio de horas de vida útil de partes reemplazadas, por lo que es fácil caer en exageraciones y abusos.

1.3) Mantenimiento predictivo.- Fundamentalmente consiste en describir al equipo en función de una curva vida-falla, siendo su objetivo principal localizar el aumento considerable de la frecuencia de falla. Este mantenimiento proporciona técnicas avanzadas para incrementar los tiempos de operación y eliminar trabajos innecesarios. La técnica de mantenimiento predictivo puede acarrear un ahorro sustancial, ya que se identifican las corridas del equipo y los trabajos de reparación pueden efec-

tuarse justamente antes de la falla, prolongándose el tiempo entre paradas y eliminando el tiempo de reparación "demasiado temprano" o "demasiado tarde".

### **VII.3. Presupuesto.**

Este concepto nos indica el costo estimado de diseño. Para nuestro caso, se consideró únicamente el suministro de los equipos de recuperación, tubería y accesorios, aislantes térmicos y armadura (placa, estructura, refuerzos), soportes para tubos de radiación y soportes para tubos de convección, suponiendo estos conceptos como el grueso del peso económico de un calentador.

### **VII.4. Estimado de costos.**

A continuación se lleva a cabo un listado de materiales y equipo principal que significa el grueso del costo de un calentador a fuego directo, y no es sino el cálculo aproximado del capital a invertir para fabricación del mismo.

## ESTIMADO DE COSTOS

CANTIDAD	UNIDAD	DESCRIPCIÓN	PRECIO UNITARIO	PRECIO TOTAL	REFERENCIAS
0.04	Tons	Placa de 1/8" (3.17 mm) de espesor, en acero: Acero inoxidable 304	15,700.00	600.80	Calentador
46.30	Tons	Placa de 3/16" (4.7 mm) de espesor, en acero: ASTM A-36	1,740.00	80,388.00	Calentador
42.94	Tons	Placa de 3/16" (4.7 mm) de espesor, en acero: ASTM A-36	1,740.00	74,715.60	Sistema de recuperación
130.00	Tons	Placa de 1/4" (6.3 mm) de espesor, en acero: ASTM A-36	1,740.00	226,200.00	Calentador y chimenea
10.28	Tons	Placa de 5/16" (7.9 mm) de espesor, en acero: ASTM A-36	1,740.00	17,887.20	Chimenea
1.00	Tons	Placa de 3/8" (9.5 mm) de espesor, en acero: ASTM A-36	1,740.00	1,740.00	Cartabones
14.40	Tons	Placa de 7/16" (11 mm) de espesor, en acero: ASTM A-36	1,740.00	25,056.00	Chimenea
20.58	Tons	Placa de 1/2" (12.7 mm) de espesor, en acero: ASTM A-36	1,740.00	35,809.20	Chimenea
3.73	Tons	Placa de 1/2" (12.7 mm) de espesor, en acero: ASTM A-36	1,740.00	6,483.24	Calentador
0.33	Tons	Placa de 3/4" (19 mm) de espesor, en acero: ASTM A-36	1,740.00	435.00	Sistema de recuperación
0.46	Tons	Placa de 1/2" (12.7 mm) de espesor, en acero: ASTM A-36	1,740.00	800.40	Sistema de recuperación
11.72	Tons	Viga IPR de acero ASTM A-36 de 10" x 25.34 lb/ft. (254 mm x 378 Kg/m)	2,200.00	25,784.00	Sistema de recuperación
0.92	Tons	Viga IPR de acero ASTM A-36 de 12" x 30.97 lb/ft. (305 mm x 462 Kg/m)	2,200.00	2,032.80	Sistema de recuperación
180.00	Tons	Viga IPR de acero ASTM A-36 de 18" x 97 Lb/ft (467 mm x 144 Kg/m)	2,350.00	405,000.00	Calentador
0.95	Tons	Viga IPR de acero ASTM A-36 de 18" x 63.98 Lb/ft (467 mm x 95 Kg/m)	2,200.00	2,146.50	Sistema de recuperación
4.00	Tons	Canal CPS de acero ASTM A-36 de 4" x 5.40 Lb/ft (102 mm x 804 Kg/m)	1,800.00	7,200.00	Calentador
28.13	Tons	Angulo APS de acero ASTM A-36 de 3 1/2" x 1/2" de espesor (89 mm x 12.7 mm x 16.52 Kg/m)	1,870.00	52,611.10	Calentador
0.85	Tons	Angulo APS de acero ASTM A-36 de 3" x 1/4" de espesor (76 mm x 6.35 mm x 7.29 Kg/m)	1,840.00	1,571.36	Sistema de recuperación
0.23	Tons	Angulo APS de acero ASTM A-36 de 2 1/2" x 1/4" de espesor (64 mm x 6.35 mm x 6.1 Kg/m)	1,320.00	349.50	Sistema de recuperación
6.19	Tons	Angulo APS de acero ASTM A-36 de 2" x 3/16" de espesor (50.8 mm x 4.76 mm x 3.63 Kg/m)	1,500.00	9,413.36	Sistema de recuperación
3,496.00	mts	Tubería de 6" (152 mm) 11 N, en acero aleado de 3% Cr - 0.5% Mo ASTM A-335-P3, CE/D. 40	172.00	603,409.50	Calentador



## ESTIMADO DE COSTOS

CANTIDAD	UNIDAD	DESCRIPCIÓN	PRECIO UNITARIO	PRECIO TOTAL	REFERENCIAS
2,024.00	mts	Tubería de 6" (152 mm) D.N. en acero aleado de 5% Cr - 0.35% Mo, AS 1M A-315-P4, C.F.D. 40 Bulada con pernos de 1/2" (12.7 mm) de diámetro y de 1" (25.4 mm) de altura, en acero aleado de 5% Cr. 23 Pernos por plano y 12 planos por pie.	240.00	506,000.00	Calentador
100.85	Tons	Ensamble y montaje de tubería de radiación. (tubo de 6" ced 40, 28.85 Kg/m)	1,736.00	175,075.60	Calentador
58.4	Tons	Ensamble y montaje de tubería de convección. (tubo de 6" ced 40, 28.85 Kg/m)	2,294.00	131,969.60	Calentador
68.00	pzas	Codo de 90 grados, de 6" (152 mm) de diámetro, C.F.D. 40, en acero aleado 5% Cr.	235.46	16,011.28	Calentador
168.00	pzas	Cabezal de 6 7/8" (175 mm) de D.L. x 1 Ft (305 mm) distancia entre centros, KEY tipo 7000.	7,402.50	1,243,620.00	Calentador
68.00	pzas	Cabezal sencillo de 6 7/8" (175 mm) de D.L. x 1 Ft (305 mm) distancia entre centros, KEY tipo 7000.	4,252.50	289,170.00	Calentador
626.00	mts <sup>2</sup>	Malla electro-soldada Cal 12, 2" x 2" c/c. Material acero inoxidable SS-304	37.90	23,725.40	Calentador y chimenea
58.35	Tons	Concreto refractario alante 1:1.1V: 1:2.4 (56 lb/cu. ft) 1,899 Kg/m <sup>3</sup>	1,570.00	91,609.50	Calentador
79.72	Tons	Concreto refractario alante L.H. 1:4 (85 lb/cu. ft) 1,364 Kg/m <sup>3</sup>	1,450.00	115,594.00	Chimenea
34,100.00	pzas	Ladrillo refractario alta resistencia tipo T-26 y de acuerdo con la norma ASTM C-27.	3.15	107,415.00	Calentador
4,307.00	mts <sup>2</sup>	Fibra Cerámica Mca. Kaowool de 8 lb/cu. Ft. de densidad (128 Kg/cu. m) en rollos de 7.6 m x 0.6 m x 25 mm (25 Ft x 24" x 1")	27.63	119,002.41	Calentador
6,408.00	mts <sup>2</sup>	Fibra Cerámica Mca. Inwoool de 4 lb/cu. Ft. de densidad (64 Kg/cu. m) en rollos de 7.6 m x 0.6 m x 25 mm (25 Ft x 24" x 1")	27.92	178,911.36	Calentador
1,710.00	pzas	Ancla tipo "V" de 3" (127 mm) de altura en acero inoxidable SS-310	3.00	5,130.00	Calentador
9,085.00	pzas	Ancla tipo "V" de 1 1/2" (38 mm) de altura en acero inoxidable SS-310	1.40	12,719.00	Calentador
2,253.00	pzas	Ancla tipo "A" de 1 1/2" (38 mm) de altura en acero inoxidable SS-310 (para malla electrosoldada)	2.25	5,069.25	Calentador
5,886.00	pzas	Ancla tipo "A" de 1" (25.4 mm) de altura en acero inoxidable SS-310 (para malla electrosoldada)	2.20	12,949.20	Calentador
5,097.00	pzas	Ancla para fibra cerámica. Dimension: 5" x 1/4" x 1/8" en acero inoxidable SS-310 e/ arandelas.	2.77	15,780.69	Calentador
18,232.00	pzas	Ancla para fibra cerámica. Dimension: 5" x 1/4" x 1/8" en material inconel 601 e/ copas cerámicas.	5.00	91,160.00	Calentador
3,560.00	pzas	Ancla para fibra cerámica. Dimension: 4" x 1/4" x 1/8" en acero inoxidable SS-310 e/ arandelas.	2.77	15,401.20	Calentador
200.00	pzas	Anclax tipo conel para 12" de espesor, en acero inoxidable tipo 310	30.00	6,000.00	Calentador

## ESTIMADO DE COSTOS

CANTIDAD	UNIDAD	DESCRIPCIÓN	PRECIO UNITARIO	PRECIO TOTAL	REFERENCIAS
3,000.00	pzas	Archivos tipo "cobel" para 9" de espesor, en acero inoxidable tipo 310	23.00	75,000.00	Calentador
72.00	mts²	Colecha de lana mineral de 2 1/2" de espesor. 192 Kg/m³ (Ductos de gas caliente)	32.00	2,304.00	Sistema de recuperación
1,023.00	mts²	Colecha de lana mineral 2" de espesor. (Kablitz) 192 Kg/m³ (Ducto de aire y gases fríos)	28.00	28,700.00	Sistema de recuperación
3.36	Tons	Lámina de acero galvanizado, cal. 24	1,750.00	9,373.00	Sistema de recuperación
840.00	pzas	Soportes de radiación en MTL, SA-297 Gr HK-40 Peso aproximado 20 Kg c/u. Se cotiza a N\$ 23.00 el Kilogramo, incluye accesorios (barras de cerro - miento)	460.00	386,400.00	Calentador
28.00	pzas	Soportes de convección en MTL, SA-297 Gr HK-40 Peso aproximado 250 Kg c/u. Se cotiza a N\$ 23.00 el Kilogramo, incluye accesorios (Guías)	7,800.00	218,400.00	Calentador
1.00	pzas	Precaentador Mca. Kablitz Tamaño m², mod: Precaentador aire - gases	376,100.00	376,100.00	Sistema de recuperación
1.00	pza	Precaentador aire - vapor (Pre - precaentador)	10,500.00	10,500.00	Sistema de recuperación
24.00	pzas	Soplador de hojilí. Retractivo Rotatorio, soplado con vapor, lanza de 6 mts long.	41,416.20	993,988.80	Calentador
1.00	pza	Ventilador FLAKT, HKMP, TAMAÑO: 112	156,000.00	156,000.00	Sistema de recuperación
1.00	pza	Motor eléctrico para ventilador flakt HKMP - 3 - 112	100,000.00	100,000.00	Sistema de recuperación
1.00	pza	Ventilador FLAKT, HKMP, TAMAÑO: 125	183,250.00	183,250.00	Sistema de recuperación
1.00	pza	Motor eléctrico para ventilador flakt HKMP - 3 - 125	110,000.00	110,000.00	Sistema de recuperación
64.00	pzas	Quemador Mca. John Zink tipo dual, modelo: JFC-Q-60	13,500.00	864,000.00	Calentador
19.00	pzas	Actuador neumático con resorte regresador con sistema de operación manual. 2000 in - lb torque de salida.	3,700.00	70,300.00	Sistema de recuperación
46.50	Tons	Fabricación de chimenea. (incluye: fabricación, limpieza, aplicación de recubrimiento, montaje y anclas)	10,974.00	510,291.00	Calentador
6.20	Tons	Fabricación ducto colector (incluye: fabricación, limpieza, aplicación de recubrimiento, montaje y anclas)	4,836.00	29,983.20	Calentador
19.70	Tons	Fabricación Convección (incluye: fabricación, limpieza, aplicación de recubrimiento, montaje y anclas)	4,836.00	95,269.20	Calentador
13.12	Tons	Fabricación Ducto de radiación a convección. (incluye fabricación, limpieza, aplicación de recubrimiento, montaje y anclas)	4,836.00	63,448.32	Calentador
86.34	Tons	Fabricación de zona de radiación (incluye fabricación, limpieza, aplicación de recubrimiento, montaje y anclas)	3,937.00	339,920.58	Calentador
20.88	Tons	Fabricación de cajas de cabezales, tanto de radiación como de convección (incluye fabricación, limpieza, aplicación de recubrimiento, montaje y anclas)	4,836.00	100,975.68	Calentador

## ESTIMADO DE COSTOS

CANTIDAD	UNIDAD	DESCRIPCIÓN	PRECIO UNITARIO	PRECIO TOTAL	REFERENCIAS
37.38	Tons	Fabricación de ductería del sistema de recuperación de energía. (incluye fabricación, limpieza, aplicación de recubrimientos, montaje).	4,836.00	180,769.68	Sistema de recuperación
125.50	Tons	Instalación de aislantes (Concreto refractario)	840.00	105,420.00	Calentadores
42.82	mts <sup>2</sup>	Instalación de aislantes (Fibra cerámica 3" espesor)	82.80	3,545.50	Calentadores
353.00	mts <sup>2</sup>	Instalación de aislantes (Fibra cerámica 4" espesor)	110.40	38,971.20	Calentadores
1,527.00	mts <sup>2</sup>	Instalación de aislantes (Fibra cerámica 5" espesor)	138.00	210,726.00	Calentadores
285.00	mts <sup>2</sup>	Instalación de aislantes (Fibra cerámica 6" espesor)	165.00	47,025.00	Calentadores
1,000.00	mts <sup>2</sup>	Instalación de aislantes (Lana mineral 2" y 2 1/2")	56.00	56,000.00	Sistema de recuperación
5.12	Tons	Instalación de L.Amina galvanizada cal 24	589.00	3,018.04	Sistema de recuperación
14,100.00	pzas	Instalación de ladrillo refractario.	1.55	21,855.00	Calentador
626.00	mts <sup>2</sup>	Instalación de malla electrosoldada 2" x 2" c/c acero inox. 304 (cal. 12)	4.00	2,504.00	Calentador
21.86	Tons	Montaje y ensamble de estructura. (incluye fabricación, ensamble, limpieza, aplicación de recubrimientos, montaje).	5,425.00	118,590.50	Sistema de recuperación.
194.80	Tons	Montaje y ensamble de estructura. (incluye fabricación, ensamble, limpieza, aplicación de recubrimientos, montaje).	5,425.00	1,056,700.00	Calentador

SUBTOTAL NS

10,140,875.94

10% I.V.A.

1,131,566.56

GRAN TOTAL NS

11,155,073.54

COSTO DIR. CALENTADOR NS

8,733,672.61

10% I.V.A.

873,367.26

TOTAL NS

9,607,039.87

COSTO DEL SISTEMA DE RECUPERACION NS

1,407,303.33

10% I.V.A.

140,730.33

TOTAL NS

1,548,033.66

## VII.5. Estudio del ahorro de energía.

Estudio referente a la recuperación de energía en los calentadores a fuego directo en las plantas primarias.

- 1) Con precalentamiento de aire utilizando un precalentador recuperativo (KABLITZ).

Los datos con los que fue elaborado este estudio se tomaron de la Planta Atmosférica de Salina Cruz, Oax.

Datos: W = gasto másico = 502,544 Kg/Hr  
Te = temperatura de entrada = 200 °C  
Ts = temperatura de salida = 370 °C  
Fluido: Crudo; 35.6 A.P.I.  
Q = calor = 274.3 x 10<sup>6</sup> KJ/Hr

La energía por absorber por el fluido de proceso: 548.6 x 10<sup>6</sup> KJ/Hr será suministrada mediante 2 calentadores a fuego directo.

En cada uno de los calentadores el fluido de proceso absorberá:

$$Q = 274.3 \times 10^6 \text{ KJ/Hr}$$

Considerando que la temperatura de entrada del fluido de proceso es de 200 °C. La temperatura de los gases de combustión al dejar la zona de convección sería:

$$T_g = T_f \text{ (temperatura del fluido)} + 200 \text{ °C} = 200 \text{ °C} + 200 \text{ °C}$$

$$T_g = 400 \text{ °C}$$

Lo cual dará un rendimiento teórico, anteriormente calculado, del 81.9% y tomando en cuenta las pérdidas en la zona de radiación y convección tenemos un rendimiento real de 77.9%, anteriormente calculado.

Para lo cual deberá liberar la siguiente energía:

$$Q_1 = 274.3 \times 10^6 \text{ KJ/Hr} / 0.779 = 352.1 \times 10^6 \text{ KJ/Hr.}$$

Considerando que la temperatura mínima a la cual se pueden reducir los gases de combustión, sin provocar problemas de corrosión, sería de:  $T_{gs} = 160 \text{ °C}$

Lo cual de acuerdo con la gráfica No. 5, del anexo B y tomando un 20% de exceso de aire, daría un rendimiento teórico del 91.9%, anteriormente calculado.

Tomando en cuenta las pérdidas en la zona de radiación y convección tendremos un rendimiento real de 87.9%, anteriormente calculado.

Para este rendimiento se tendría que liberar la siguiente cantidad de energía:

$$Q = 274,280,000 \text{ KJ/Hr} / 0.879 = 312,040,000 \text{ KJ/Hr}$$

De esta manera obtendremos un ahorro de energía equivalente a:

$$Q' = 352.1 \times 10^6 - 312.04 \times 10^6 \text{ KJ/Hr} = 40,060,000 \text{ KJ/Hr}$$

Ahorro que cotizado a un precio internacional de 1.799 dólares por millón de kilojoule (22) daría durante 8,000 Hr/año (23):

Sabemos que nuestro combustible tiene un poder calorífico igual a 42,790 KJ/Kg y un peso específico igual a 960 Kg/m<sup>3</sup>, por lo que procedemos a determinar el costo en dólares de un millón de KJ.

Costo del combustible = N\$ 0.244 / Lt., es decir, N\$ 244.00 /m<sup>3</sup>, por lo que auxiliandonos del peso específico, determinamos el precio por Kg de combustible, el cual al ser dividido por el poder calorífico del combustible no determina el costo en pesos por cada millón de KJ, es decir:

$$\frac{\text{N}\$244.00}{\text{m}^3} \times \frac{\text{m}^3}{960 \text{ Kg}} \times \frac{\text{Kg}}{2,790 \text{ KJ}} \times \frac{1'000,000 \text{ KJ}}{1 \text{ MM KJ}} = \text{N}\$5.94/\text{MMKJ}$$

Tomando el tipo de cambio de N\$ 3.3 por 1 USD, tendríamos que N\$5.94/MMKJ son 1.799 USD, por lo que procedemos con nuestro cálculos.

$$\frac{40.06 \text{ MM KJ}}{\text{Hr}} \times \frac{1.799 \text{ USD}}{\text{MM KJ}} \times \frac{8,000 \text{ Hr}}{\text{año}} = \frac{576,543.5 \text{ US}}{\text{año}}$$

Es decir, N\$ 1'902,593.6

Con la energía recuperada, se podrán calentar:

$$m = Q'/C_p \text{ DT} = 269,409.5 \text{ Kg/Hr}$$

Se podrá calentar 269,409.5 Kg/Hr de aire hasta una temperatura de 200 °C.

Para lograr lo anterior será necesario un precalentador de aire con las siguientes características dadas con anterioridad:

$$\text{DTm} = 150 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$U = 102.2 \text{ KJ/Hr/m}^2/\text{ }^\circ\text{C}$$

$$Q' = 40.06 \times 10^6 \text{ KJ/Hr.}$$

$$A = 2,613.7 \text{ m}^2$$

2) Sin recuperación de energía.

El no colocar sistemas de recuperación de energía disminuirá los costos por lo que se refiere a mantenimiento, inversión inicial y disminución de los cuidados que se deben tener con el equipo. Por otro lado, se estará tirando energía equivalente a  $40.06 \times 10^6$  KJ/Hr, o sea 576,543.52 USD/año (es decir, N\$ 1'902,593.6).

Al estimar el costo de nuestro calentador y sistema de recuperación de energía, es necesario agregar los conceptos, abajo enlistados (mismos que fueron tomados en consideración en el punto VII.4. Estimado de costos):

- a) Ductería.
- b) Aislantes.
- c) Material estructural.
- d) Ventiladores.
- e) Motores para los ventiladores.
- f) Mano de obra para instalación.
- g) Actuadores y compuertas.

Así una vez determinado el monto total del costo de nuestro sistema de recuperación de energía, se puede evaluar si fué o no correcta nuestra inversión. En nuestro caso tendremos:



a) AHORROS:

Estaremos ahorrando 576,543.50 USD/AÑO

Debido a que se recuperarán,  $40.06 \times 10^6$  KJ/Hr de energía, de otro modo estaríamos tirando a la atmosfera ésta energía.

b) RECUPERACION DE LA INVERSION:

La recuperación de la inversión no se puede determinar de manera exacta, pero experiencias de los Fabricantes de estos equipos registran que el tiempo de recuperación, va de 3 a 5 años, dependiendo del cuidado y de la correcta programación del mantenimientos al equipo, así como de la operación del mismo.

## VII.6. Conclusiones del capítulo.

Como conclusión de este capítulo en particular podemos mencionar lo siguiente:

a) Podemos concluir que para el óptimo diseño económico de los calentadores requerimos del conocimiento de el siguiente criterio básico:

Mayor capacidad con la menor inversión.

Se requiere además del estudio cuidadoso y minucioso de, principalmente, conceptos tales como:

Configuración del calentador.

Optimización del diseño.

Materiales de construcción.

Para así poder lograr un diseño económico y conciso.

b) En lo referente al presupuesto, obtiene el carácter de esencial, ya que es la forma en la que nosotros vamos a saber el monto o costo estimado de diseño del calentador.

Requerimos de precios reales y actuales para así poder tener un mejor enfoque de lo que estamos, económicamente hablando, diseñando.

c) Es importante tener a la mano el estudio de ahorro, ya sea de energía o directamente de dinero, que tendremos y así evaluar si será de beneficio la inversión o no.

Podemos enfatizar que la inversión que se hace con la implementación de estos equipo de recuperación de energía se recupera a mediano plazo. (Ver estudio de ahorro de energía).

Por lo que concluimos que para calentadores de alta capacidad de proceso, la inversión es justificable.

# CONCLUSIONES

## CONCLUSIONES.

a) Para facilitar los cálculos de cualquier tipo de equipo de uso en la industria tanto Petrolera, minera, química, etc., es realmente importante seguir un procedimiento previamente establecido, esto es aplicar un conjunto de normas de ingeniería y experiencias personales para así lograr establecer dicho procedimiento. El presente trabajo mostró una metodología para el cálculo de proceso y mecánico de un calentador a fuego directo de la planta de destilación primaria en Salina Cruz, Oaxaca (MEX). Este tipo de metodología como se mencionó anteriormente esta basada en un trabajo de investigación, así como algunas experiencias tanto de diseñadores y fabricantes de estos equipos, como de algunas experiencias personales, por lo que entenderemos que este en su conjunto está enfocado a orientar a los lectores en el tema del cálculo de los calentadores a fuego directo, (la operación del equipo) así como de enterarlos de la gran importancia de estos en la vida industrial de México.

b) Así también, debido a la cada vez mayor escasez de combustibles, resulta de necesario el ahorro de energía, lo cual implica que la implementación de sistemas de recuperación de energía estén ya en mente de todos los ingenieros dedicados al aprovechamiento de la energía como calor. Esto también se mostró en este trabajo y tuvo como objetivo orientar hacia un método de cálculo de los sistemas de recuperación, así como de la selección del equipo para esta recuperación.

Además, se sabe que si la mayor parte de la energía consumida en las plantas de refinación, es consumida por los calentadores a fuego directo, lo que los hace el equipo más importante dentro de esta industria, implementando sistemas de recuperación de energía, la energía de los gases que abandonan el calentador, no sería liberados a la atmósfera con una gran cantidad utilizable de energía, sino que esa energía se transformaría en grandes cantidades de combustible y por ende de dinero por unidad.

En este caso observamos que se tendrán ahorros del 11.38 % mismos que podrían ser utilizados para calentar una masa de 269,409.5 Kg/Hr a una temperatura de 200°C y que significó un ahorro de 576,543.5 dólares al año.

Así también, en cuanto al equipo para la recuperación de energía, tenemos que si se hace la mejor selección del equipo (ventilador

de tiro forzado, ventilador de tiro inducido, Precalentador, Pre-Precalentador, etc) resulta una inversión que se puede recuperar, debido al creciente costo de los combustibles, en la mayoría casos y basado en la experiencia de compañías que operan este tipo de equipos, de tres a cinco años.

c) La metodología de este trabajo aplica a un caso real y específico, de manera que el lector podrá obtener los conocimientos básicos de como opera este equipo, así como de darse cuenta de los ahorros de energía que podemos lograr, implementandose los sistemas de recuperación.

#### **EN CUANTO A LA OPERACION DEL EQUIPO PODEMOS CONCLUIR:**

d) Para poder determinar la cantidad de calor que debemos suministrar al calentador, resulta de necesario conocer las propiedades y/o características físicas de las fracciones de la carga. Así como el estado en que se encuentran a diferentes temperaturas, principalmente a la entrada y salida del calentador.

e) El cálculo del calentador se hizo para una capacidad mayor, es decir, de 90,000 B.P.D., con el objeto de que trabajen con este volumen cuando se requiera dejar fuera de operación el otro calentador, ya sea por razones de mantenimiento o por cubrir en un momento dado una mayor demanda de combustible.

f) La selección del tamaño adecuado de la tubería es de suma importancia, debido a que el crudo debe circular a una velocidad en la que no se produzca un flujo que de provoque calentamiento en los tubos, con la consecuente formación de depósitos de carbón que daría como consecuencia la formación de una película interior, la cual causaría una baja transferencia de calor.

g) El uso de los tubos pernados en la zona de convección reduce considerablemente el tamaño del calentador, ya que al absorber mayor cantidad de calor reducirá la cantidad de tubería a utilizar.

h) Al utilizar fibra cerámica, en lugar de concreto refractario, se reducirán los costos de mantenimiento, operación y de instalación y aunque el costo del material es mayor que el del concreto refractario, la inversión se recupera en tiempos de instalación con la consecuente mínima pérdida en los tiempos de operación de los calentadores. Además, no existen problemas debido a contracciones y expansiones, lo que en los refractarios provoca deterioros con el consecuente paro del equipo por mantenimiento.

i) Para poder lograr un diseño económico y conciso, se debe considerar primordialmente aspectos tales como: configuración del calentador, optimización del diseño, materiales de construcción, costos de instalación, etc.



j) Para decidir la adquisición del equipo, desde el punto de vista económico, es recomendable solicitar cotización de un buen número de fabricantes, para así poder evaluar la mejor opción y llegar a una mejor solución.

# BIBLIOGRAFÍA

### REFERENCIAS BIBLIOGRAFICAS.

- (1) American Petroleum Institute.  
API RECOMMENDED PRACTICE 560.  
Tercera Edición.  
Washington, D.C., U.S.A., Sept. 1988.
- (2) American Petroleum Institute.  
API RECOMMENDED PRACTICE 530.  
Tercera Edición.  
Washington, D.C., U.S.A., Sept. 1988.
- (3) PETROLEOS MEXICANOS.  
NORMAS DE CONSTRUCCION DE OBRAS; NORMA No. 2.374.03  
Primera Edición.  
México, 1979.
- (4) NELSON W. L.  
PETROLEUM REFINERY ENGINEER.  
Mc Graw Hill Company, Inc. Segunda Edición.  
New York, U.S.A., 1941.
- (5) JONHSON ALLEN J. & AUTH GEORGE H.  
FUELS AND COMBUSTION HANDBOOK.  
Mc Graw Hill Company, Inc. Primera Edición.  
U.S.A., 1951.
- (6) BABCOCK GEORGE H. & WILCOX STEPHEN.  
STEAM ITS GENERATION & USE.  
The Babcock & Wilcox Co. Edición No. 38.  
New York, U.S.A., 1982.
- (7) BERMAN HERBERT L.  
CHEMICAL ENGINEERING, PROCESS HEAT EXCHANGE.  
Mc Graw Hill Publication Co.  
New York, N.Y., U.S.A.
- (8) WIMPRESS R. NORMAN.  
HYDROCARBON PROCESSING & PETROLEUM REFINERY.  
C. F. Braun & Co.  
VOL.42 No. 10  
Alambrá, Cal., U.S.A., Octubre 1963.

REFERENCIAS BIBLIOGRAFICAS.

- (9) WHITE FRANK M.  
MECANICA DE FLUIDOS.  
Mc. Graw Hill Co., Primera Edición en Español.  
México, 1983.
- (10) EVANS FRANK L., Jr.  
EQUIPMENT DESIGN HANDBOOK FOR REFINERIES & CHEMICAL PLANTS.  
Gulf Publishing Co., Segunda Edición, Volumen 2.  
U.S.A.
- (11) RAUDA R. JOSE Y SOLORZANO S. ALEJANDRO.  
DISEÑO TERMICO DE CALENTADORES A FUEGO DIRECTO  
XI CONGRESO INTERNACIONAL (A.M.I.M.E)  
México, Julio de 1988.
- (12) KERN DONALD Q.  
PROCESOS DE TRANSFERENCIA DE CALOR.  
Continental, Decimaoctava impresión.  
México, 1984.
- (13) MANUAL CRANE.  
FLUJO DE FLUIDOS.  
Editorial Mc Graw Hill.  
México, 1987.
- (14) BAUMEISTER/AVALLONE/BAUMEISTER III.  
MARKS, MANUAL DEL INGENIERO MECANICO  
Mc. Graw Hill Co., Segunda Edición en Español.  
México, 1984.
- (15) KETCHUM MILO S.  
STRUCTURAL ENGINEERS HANDBOOK  
Mc. Graw Hill., Ultima edición.  
U.S.A., 1954.
- (16) GEBHARDT G. B.  
STEAM POWER PLANT ENGINEERING.  
Editorial John Wiley AND Sons., Sexta Edición.  
U.S.A.

#### REFERENCIAS BIBLIOGRAFICAS

- (17) ALTOS HORNOS DE MEXICO, S.A. DE C.V.  
MANUAL PARA CONSTRUCTORES AHMSA  
Edición, 1984.  
México, 1984.
- (18) INSTITUTO MEXICANO DEL PETROLEO.  
CURSO DE TRANSFERENCIA DE CALOR.  
TOMO V.  
México, 1983.
- (19) ASOCIACION MEXICANA DE INGENIEROS MECANICOS ELECTRICISTAS.  
REVISTA, INGENIERIA MECANICA-ELECTRICA.  
México, Noviembre-Diciembre de 1992.
- (20) BENLLOCH MARIA JOSE.  
LUBRICANTES Y LUBRICACION APLICADA.  
Editorial C.E.A.C., Primera edición.  
Barcelona, España, 1984.
- (21) TUBULAR EXCHANGER MANUFACTURER ASOCIATION.  
MANUAL T.E.M.A.  
Quinta Edición.  
U.S.A., 1974.
- (22) PETROLEOS MEXICANOS.  
DEPARTAMENTO DE NUEVOS PROYECTOS OLEODUCTOS Y GASODUCTOS  
COSTOS COMPARATIVOS DE COMBUSTIBLES.  
(PROPORCIONADO POR C.O.N.A.E.)  
México, 1993.
- (23) INSTITUTO MEXICANO DEL PETROLEO.  
SEMINARIO DE INGENIERIA MECANICA.  
Segundo Seminario.  
México, 1980.
- (24) FLAKT-MEXICO, S.A.  
MANUAL DE VENTILADORES CENTRIFUGOS HK.  
México, 1992.
- (25) TAYLOR FORGE & PIPE WORKS.  
MANUAL TAYLOR FORGE.  
CATALOGO 571, Tercera edición.  
Chicago, Ill. U.S.A.

# ANEXO A

**ANEXO "A"**

**NOMENCLATURA**

SIMBOLO	DESCRIPCION	UNIDAD
g	Aceleración de la gravedad	m/seg <sup>2</sup>
A	Area	m <sup>2</sup>
d	Diámetro	m
de	Diámetro equivalente	m
t	Espesor	cm
f	Factor de fricción	
Cp	Calor específico a presión cte.	KJ/°C Kg
k	Conductividad térmica	Watt/m/°C
L	Longitud	m
U	Coefficiente total de transión	Watt/m <sup>2</sup> /°C
t	Temperatura	°C
T	Temperatura absoluta	°K
Dtm	Media logarítmica de la diferencia de temperaturas	°C

ANEXO "A"

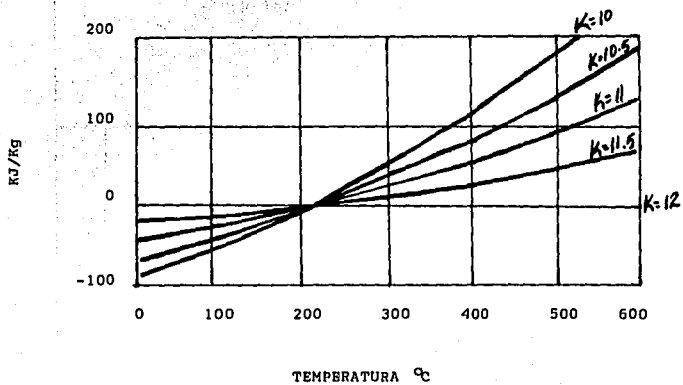
NOMENCLATURA

SIMBOLO	DESCRIPCION	UNIDAD
G	Masa velocidad	Kg/s-m <sup>2</sup>
W	Gasto másico	Kg/Hr
Ve	Volumen específico	Kg/m <sup>3</sup>
V	Velocidad	m/s
R	Rendimiento	†
Q	Cantidad de calor	KJ/Kg
DP	Caída de presión	bar
P	Presión	bar
I	Momento de inercia	m <sup>4</sup>
S	Modulo de sección	m <sup>3</sup>
M	Momento	Kg-m

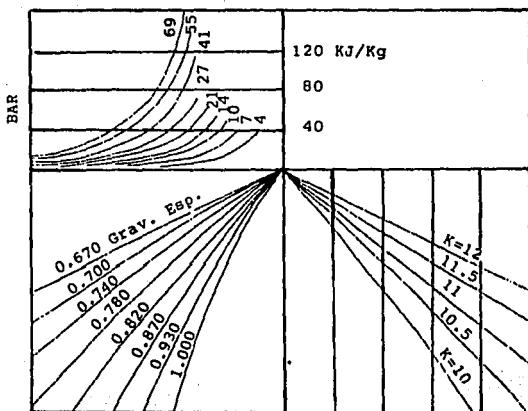


# ANEXO B

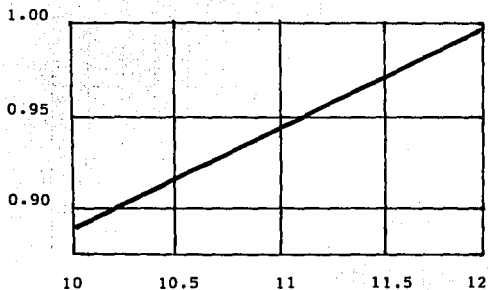




GRAFICA No. 2 CORRECCION POR FACTOR K PARTE DE VAPOR. ( 21 )

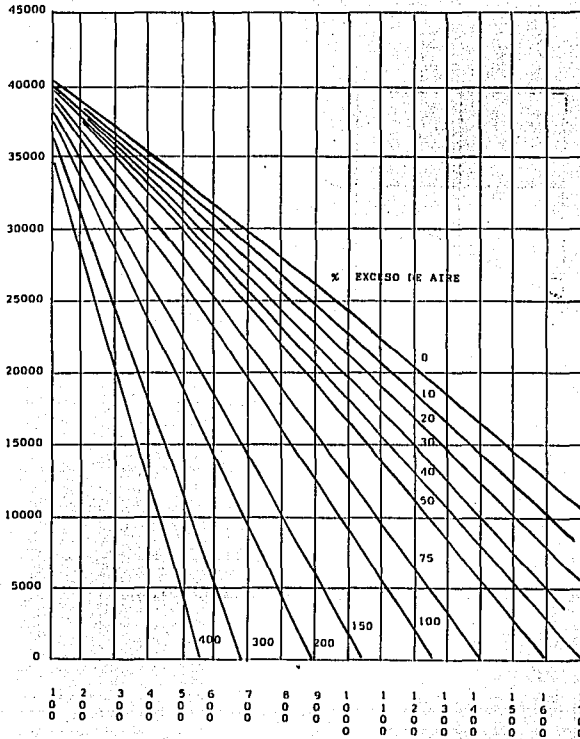


GRAFICA No. 3 CORRECCION POR PRESION. ( 21 )



Factor de Caracterización

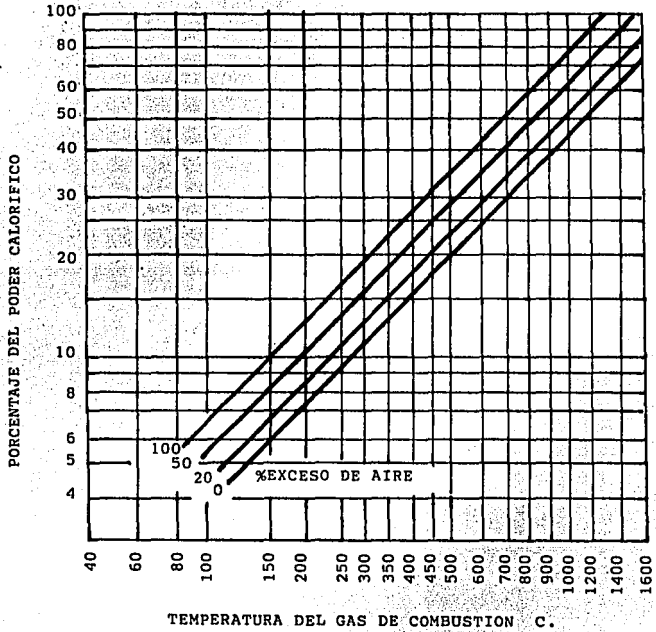
GRAFICA No. 4 CORRECCION POR FACTOR K PARTE LIQUIDA. ( 21 )



Temperatura de los Gases de Combustión °C.

GRAFICA No. 5 PODER CALORIFICO DEL GAS DE COMBUSTION. (21)

ANEXO B



GRAFICA No. 6 COMBUSTION DE ACEITE COMBUSTIBLE. ( 21 )

# ANEXO C



## ANEXO C

### C.1) Cálculo de la relación de absorción de calor entre tubos pernados y tubos desnudos.

Primeramente calculemos el área de 1 metro de tubo desnudo de 6" de diámetro nominal, el cual tendrá un diámetro exterior de 6.625" (equivalentes a 0.16827 m).

Area =  $\text{Pi} \times \text{DIA. EXT.} \times \text{LONGITUD DE TUBERIA.}$

$$\text{Area} = 3.1416 \times 0.16827 \text{ m} \times 1 \text{ m} = 0.5287 \text{ m}^2$$

Ahora calculamos el área del mismo tubo de 6" diámetro nominal, pero pernado o birlado con pernos de 1/2" de diámetro, 1" de altura, 22 pernos por plano, 36 planos por metro:

El total de área será igual al área del cuerpo cilíndrico del perno, multiplicado por el número de pernos por metro y sumado al área del tubo desnudo.

$$\text{Area} = ( 2 \text{ Pi } \cdot r \cdot h \cdot x 792 ) + 0.5287 \text{ m}^2$$

$$\text{Area} = 0.8022 \text{ m}^2 + 0.5287 \text{ m}^2$$

Procedemos al cálculo de la relación:

$$\begin{aligned} \text{Area tubo pernado} / \text{Area tubo desnudo} &= 1.3309 \text{ m}^2 / 0.5287 \text{ m}^2 \\ &= 2.5 \quad \text{a} \quad 1 \end{aligned}$$

Es decir, que 1 mt de tubo pernado absorberá lo que 2.5 m de tubo desnudo.

# ANEXO D

## ANEXO D

### D) Determinación del ancho de la sección de convección.

Auxiliandonos de la figura, dimensión del ancho de la zona de convección, determinaremos el área libre al paso del flujo de los gases a través de los bancos de tubos de la zona de convección, tanto a través de los tubos birlados, como de los tubos desnudos (zona escudo).

#### A) Area libre tubería desnuda.

Area libre = área de la sección de convección - área de los tubos  
- área del aislamiento.

$$\text{Area libre} = (2.7 \times 22.7) \text{m}^2 - (8 \times 0.168 \times 22.7) \text{m}^2 - (0.203 \text{ m}^2)$$

$$\text{Area libre} = 26.1 \text{ m}^2 \quad (281 \text{ Ft}^2)$$

#### B) Area libre tubería birlada.

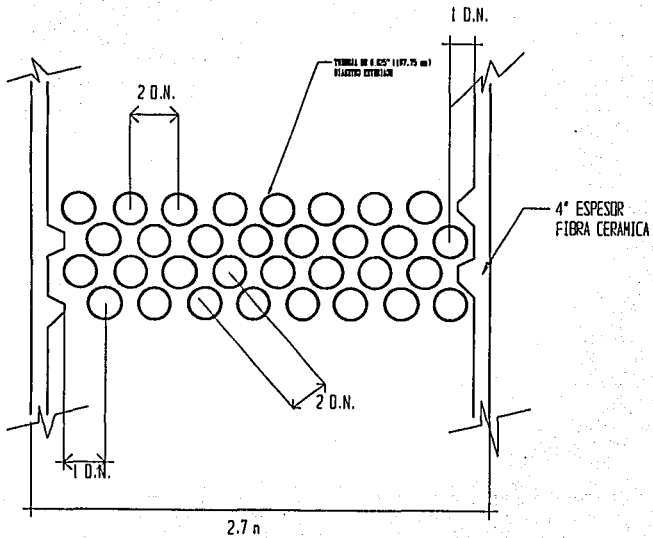
Area libre = área de la sección de convección - área de los tubos  
birlados - área del aislamiento.

$$\text{Area libre} = (2.7 \times 22.7) \text{m}^2 - (8 \times 0.196 \times 22.7) \text{m}^2 - (0.203 \text{ m}^2)$$

$$\text{Area libre} = 25.52 \text{ m}^2$$

## ANEXO D

Dimensión del ancho de la Zona de convección.



# ANEXO E

## ANEXO E

### E) Características de los precalentadores.

#### Precalentador Deka

El precalentador DEKA (fig. No.6-3) tiene las siguientes características principales:

Los precalentadores DEKA pueden usar superficie extendida, ya sea en las paredes internas y externas al mismo tiempo, dependiendo de la transferencia de calor deseada. Generalmente los gases circulan en forma vertical recorriendo dos o más pasos. Del lado de los gases no se presenta formación de ácido sulfúrico, puesto que la temperatura se mantiene arriba del punto de rocío.

Sin embargo, Cuando se requiere que la temperatura del gas sea menor, se elimina la superficie aletada del lado de los gases en el extremo frío y se instalan sopladores de hollín para la limpieza.

Las principales ventajas de los precalentadores DEKA son:

- Por ser de flujo cruzado, se reduce el peligro de formación de ácido sulfúrico al último 20% de la longitud que recorren los gases.

- No tiene partes móviles, no requiere reposición de materiales.
- Su mantenimiento es sumamente bajo.
- Requiere limpieza ocasional con agua o vapor.
- Su diseño evita la existencia de grandes superficies planas, ductos pequeños y zonas de bajo flujo. Todas las superficies de trabajo son barridas por los gases, con lo que se evita la acumulación de hollín.
- Por su facilidad de construcción, los tiempos de entrega son sumamente cortos.
- La posibilidad de fugas de gases o de aire, es mínima.
- Puede tener una gran área de transferencia de calor en un mínimo de espacio.
- No requiere consumo adicional de energía.
- Se recomienda cuando se tienen limitaciones de espacio.

Entre sus principales desventajas están:

- Por utilizar fierro fundido, las transferencias de calor son bajas; sin embargo, esto se compensa con la gran superficie de transferencia de que se dispone y el flujo cruzado entre las corrientes aire-gases.
- Para efectuar la limpieza es necesario parar el equipo. No se recomienda cuando se tienen combustibles sucios.
- La limpieza es difícil de efectuar debido a las superficies no uniformes.
- Es 100% de importación.



## Precalentador Kablitz

El precalentador KABLITZ (figs. No.6-4 y No.6-5.) es muy similar al DEKA. Está formado por módulos que se constituyen de placas aletadas que se colocan a ambos lados por donde circulan los fluidos. La altura de las aletas es variable; las del lado caliente, por ejemplo, son más grandes que las del lado frío.

Sus principales ventajas son:

- Diseño óptimo en el arreglo, por dimensionamiento de las superficies de transferencia de calor
- Alta transferencia de calor que corresponde a una alta capacidad térmica.
- Densidad máxima de superficie de transferencia de calor (20.27 Ft<sup>2</sup> por Ft<sup>3</sup> en cada módulo). Dimensiones pequeñas de alta capacidad térmica, peso ligero y gran superficie de transferencia de calor.
- Tiempos de ensamble cortos, unidades disponibles en forma de bloques prefabricados.
- Mantenimiento y limpieza óptimos, mediante el uso de sopladores de hollín, rociadores de bolas, limpiadores sónicos.
- Óptimo intercambio de calor como resultado del arreglo bilateral de las aletas.
- No tiene partes móviles.

- No hay posibilidad de fugas.
- Se recomienda cuando se tienen limitaciones de espacio.

La principal desventaja de los precalentadores KABLITZ es su baja integración nacional.

#### Precalentador Røthemuhle

El precalentador Røthemuhle (Fig. No.6-6 ).

Las principales ventajas son:

- Prácticamente no tienen áreas muertas.
- Tienen una buena distribución de temperatura.
- Alta eficiencia en la operación, debido a la distribución simétrica de la temperatura sobre la sección transversal del estator.
- Larga vida útil de las partes sometidas al desgaste, debido a la baja velocidad de rotación con dos ciclos aire-gases por vuelta.
- Fácil y rápido reemplazo de los paquetes de elementos de calentamiento.

Las desventajas más importantes son:

- Solo operan con flujos de aire y gases en sentido vertical.
- Poseen un sistema de transmisión bastante complejo, por lo que requieren mantenimiento frecuente y minucioso.
- Se requiere de un gran espacio para su instalación.
- Por la forma de la segmentación de las corazas, existe una alta posibilidad de fuga.
- Para su operación se requiere de equipo adicional, como motores y ventiladores.

#### Pre calentador Ljungström

El pre calentador más conocido es el Ljungström de placas rotatorias (fig. No.6-7).

Las principales ventajas de los pre calentadores Ljungström son:

- En general, la superficie de transferencia de calor es menos costosa por unidad de superficie que para otros pre calentadores.
- No hay regiones de estancamiento permanente de flujo y por lo tanto la superficie tiende a autolimpiarse.
- Es de fabricación prácticamente nacional en su totalidad.

Las desventajas más notables son:

- Mezcla de aire y gases debido a fugas, con las consecuentes pérdidas económicas.
- Necesita de energía adicional para accionar el rotor y ventiladores.
- Existe posibilidad de incendio.
- Para evitar la corrosión, se instala un precalentador primario (pre-precalentador) de aire.

#### Precalentador Q-DOT

El precalentador de aire de tubos térmicos Q-DOT (Fig. No. 6-8).

Este equipo posee gran versatilidad ya que:

- Los tubos pueden colocarse en línea o alternados.
- Las aletas pueden ser planas o segmentadas.
- El espaciamiento entre aletas puede ser diferente en las zonas de gases y aire.
- El flujo se puede orientar en diferentes direcciones, siempre y cuando se mantenga a contracorriente.
- Se puede montar en el piso o sobre la zona de convección.

Las ventajas del equipo son:

- En caso de que alguno de los tubos sufra alguna falla, éste se reemplazará individualmente, sin afectar sensiblemente la eficiencia global del equipo.

- Se considera que la vida útil es elevada (DE 20 A 30 AÑOS).
- No tiene partes móviles, la operación es confiable y el mantenimiento mecánico es casi nulo.
- Es compacto y ligero.
- No requiere equipo adicional.
- No necesita sistema de lubricación.

Las desventajas más claras son:

- Hay que considerar muy cuidadosamente el caso cuando se va a quemar combustóleo o algún otro combustible sucio.
- Es totalmente de importación.

# ANEXO F

(279)

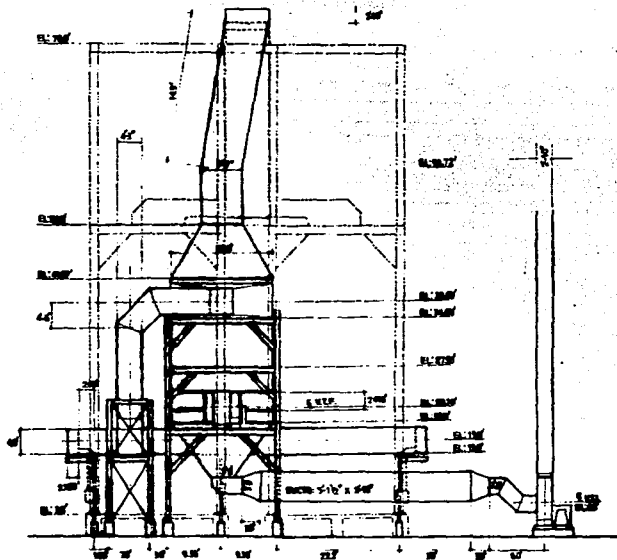


FIG. No. F.1. VISTA FRONTAL DEL CALENTADOR.

(280)

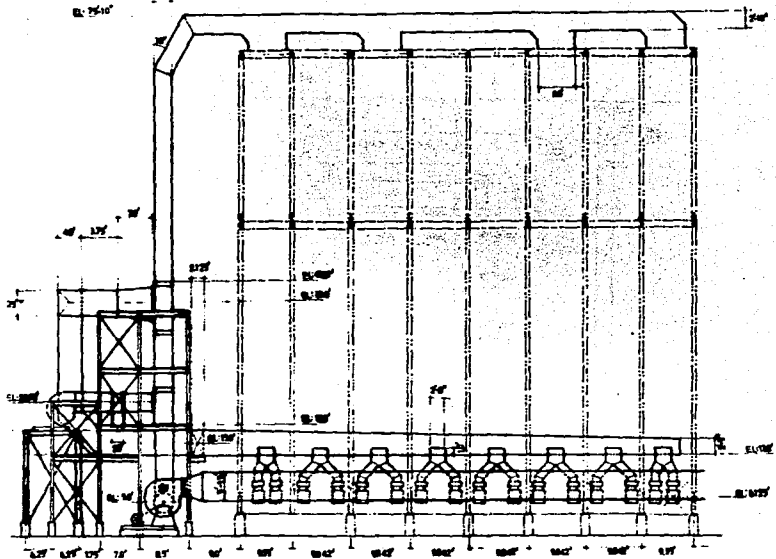


FIG. No. F.2. VISTA LATERAL DEL CALENTADOR.



(2811)

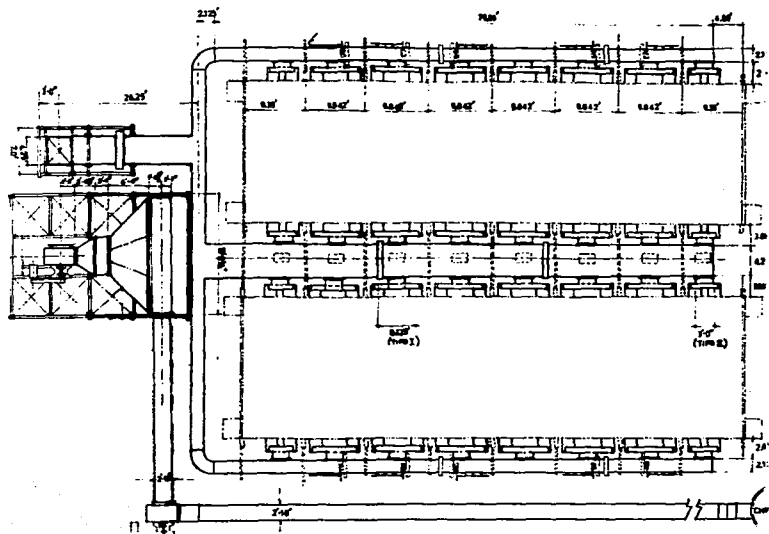


FIG. NO. F.3. VISTA EN PLANTA DEL CALENTADOR.

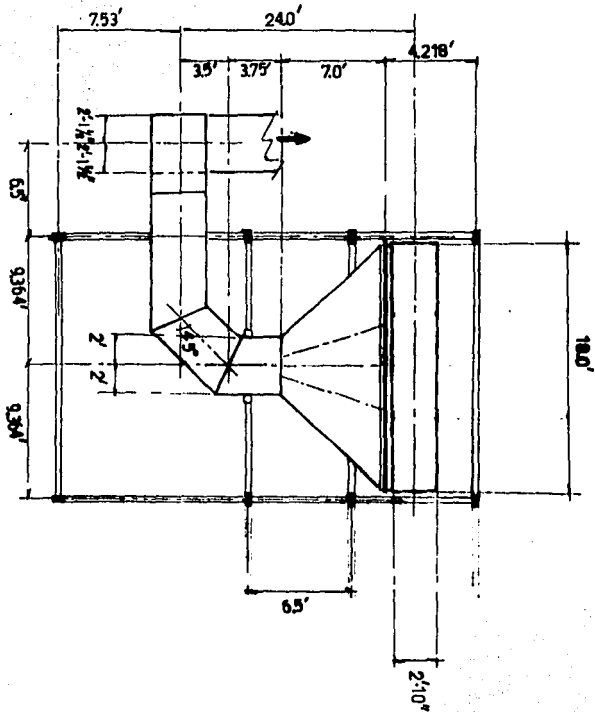


FIG. No. F.4. DIMENSIONES DEL CALENTADOR.  
(VISTA PLANTA\_SALIDA DE GASES).

# ANEXO G

## ANEXO G

### SELECCION DE VENTILADORES

#### Procedimiento.

Para determinar la velocidad de operación del ventilador (Figura G.1.), se debe conocer el flujo real de operación ( $W$ ) y la presión total ( $P_t$ ) requerida a una densidad de  $1.2 \text{ Kg/m}^3$ ; en la intersección de ambas tenemos la velocidad ( $n_1$ ) solicitada.

Bajando al eje de potencia (con el mismo flujo) y en la intersección con la velocidad que encontramos anteriormente, la potencia efectiva real ( $N_1$ ) en el eje del ventilador a una densidad de  $1.2 \text{ Kg/m}^3$ .

Para determinar la Presión total, ( $P_t = P_d + P_s$ ) presión total es igual a la suma de la presión dinámica más la presión estática (la cuál se a determinado en el capítulo VI), requerimos determinar entre otras variables:

- a.1) velocidad del fluido a la salida del ventilador, m/s.
  - a.2) La presión dinámica a la salida del ventilador, mm  $\text{H}_2\text{O}$ .
- ya que contamos previamente con la presión estática.

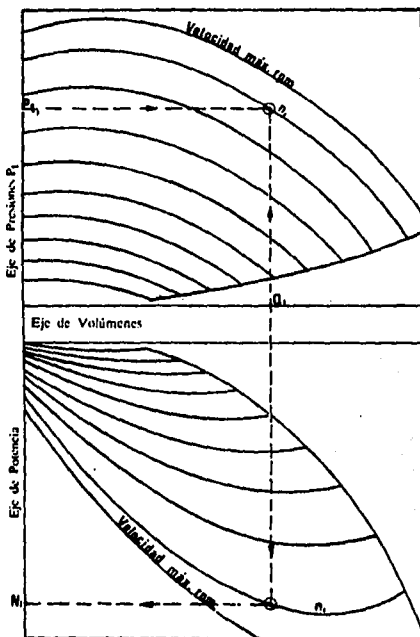


Fig. No. G..I. DIAGRAMA DE CAPACIDAD. (VENTILADORES FLAKT).

G.1. Ventilador de tiro forzado:

Datos de diseño

Fluido que maneja: aire

T.- Temperatura: 67 °C

d.- Densidad: 1.2 Kg/m<sup>3</sup>

W.- Flujo o gasto másico: 38.16 m<sup>3</sup>/seg (137,400,2 m<sup>3</sup>/Hr)

A.- área de salida del aire: 1.48 m<sup>2</sup>

g.- Aceleración de la gravedad: 9.81 m/s<sup>2</sup>

Ps.- Presión estática; 329.93 mm H<sub>2</sub>O

Primero calcularemos la velocidad del aire al salir de el ventilador; (m/s) (24):

$$V = W/A$$

$$V = 38.16 \text{ m}^3/\text{seg.} / 1.48 \text{ m}^2 = 25.78 \text{ m/s}$$

Ahora bien, determinamos la presión dinámica del aire auxiliandonos de las siguientes ecuaciones (24):

$$Pd = (d \times V^2) / 2g$$

$$Pd = (1.2 \text{ Kg/m}^3 \times (25.78 \text{ m/s})^2) / 2 \cdot (9.81 \text{ m/s}^2)$$

$$Pd = 40.68 \text{ mm H}_2\text{O}$$

Ahora podemos calcular la presión total:

$$P_t = P_d + P_s$$

$$P_t = 40.68 \text{ mm H}_2\text{O} + 329.93 \text{ mm H}_2\text{O} = 370.61 \text{ H}_2\text{O}$$

Por lo que de la gráfica No. G.1. determinamos que usaremos un ventilador Flakt HKMP-3-112 cuya velocidad angular y potencia se muestran en la tabla G.1.

G.2. Ventilador de tiro inducido.

#### Datos de diseño.

Fluido que maneja: gases de combustión.

T.- Temperatura: 175 °C

d.- Densidad: 1.2 Kg/m<sup>3</sup> (leer procedimiento)

W.- Flujo o gasto másico (densidad 0.88 Kg/m<sup>3</sup>);

56.32 m<sup>3</sup>/seg. (202,748.86 Kg/Hr)

Sin embargo la velocidad de operación del ventilador debe

calcularse con una densidad del fluido de 1.2 Kg/m<sup>3</sup>, por

lo que el gasto másico será de: 40.26 m<sup>3</sup>/seg.

(144,943.12 m<sup>3</sup>/Hr)

A.- área de salida del aire: 0.876 m<sup>2</sup>

g.- Aceleración de la gravedad: 9.81 m/s<sup>2</sup>

Ps.- Presión estática; 337.27 mm H<sub>2</sub>O





Ahora bien, calcularemos la velocidad del aire al salir de el ventilador; (m/s) (24):

$$V = W/A$$

$$V = 40.26 \text{ m}^3/\text{seg.} / 0.876 \text{ m}^2 = 45.96 \text{ m/s}$$

Ahora bien, determinamos la presión dinámica del aire auxiliandonos de las siguientes ecuaciones (24):

$$P_d = (d \times v^2) / 2g$$

$$P_d = (1.2 \text{ Kg/m}^3 \times (45.96 \text{ m/s})^2) / 2 (9.81 \text{ m/s}^2)$$

$$P_d = 129.2 \text{ mm H}_2\text{O}$$

Ahora podemos calcular la presión total:

$$P_t = P_d + P_s$$

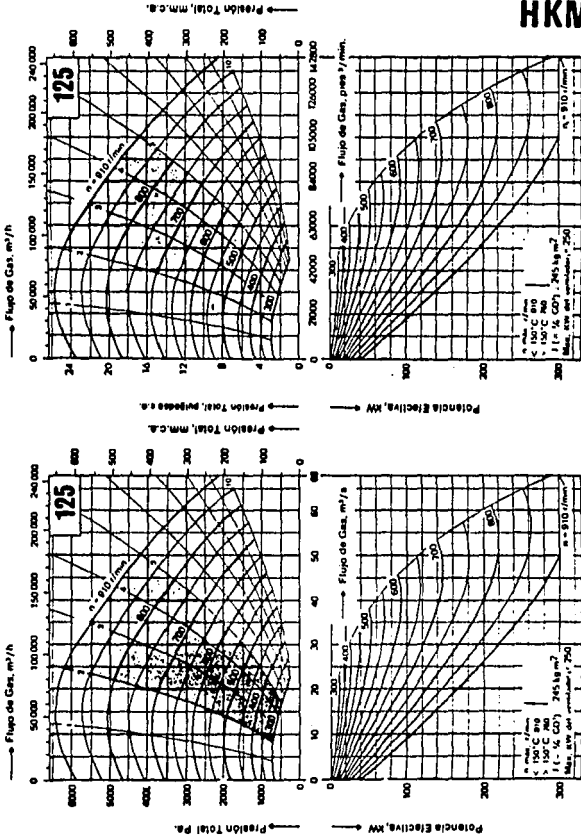
$$P_t = 129.2 \text{ mm H}_2\text{O} + 337.27 \text{ mm H}_2\text{O} = 466.47 \text{ mm H}_2\text{O}$$

Por lo que de la gráfica No. G.2. determinamos que usaremos un ventilador Flakt HKMP-3-125 cuya velocidad angular y potencia se muestran en la tabla G.1.

GRÁFICA No. G.2. CURVA DE CAPACIDAD VENTILADOR FLAKT 125.

**HKMP**

Los diagramas de capacidad corresponden a un gas con densidad de 1.2 Kg/m<sup>3</sup>.



1 mm c.a. = 9.81Pa Unidades Absolutas Pascal

**TABLA No. G.1. CARACTERISTICAS DE LOS VENTILADORES.**

## VENTILADOR TIRO FORZADO

DATOS CONOCIDOS		SISTEMA METRICO
FLUJO DE AIRE	Kg/Hr	164.880.28
TEMPERATURA DEL AIRE	°C	67
RANGO DE ALTURA SOBRE EL NIVEL DEL MAR	m	0-250
DENSIDAD DEL AIRE A 20°C Y 760 mm Hg	Kg/m <sup>3</sup>	1.182
PRESION ESTÁTICA.	mm c.a.	329.93

CALCULO		
PRESION DINAMICA (Ver anexo G)	mm c.a.	40.68
PRESION TOTAL (Ver anexo G)	mm c.a.	370.61
VELOCIDAD ANGULAR DE VENTILADOR Pt = 376.77 mm agua; flujo = 39.14 m <sup>3</sup> /Kg	RPM	980
POTENCIA EFECTIVA vel. angular = 1.150 ; flujo = 39.14 m <sup>3</sup> /Kg	kW	240

## VENTILADOR TIRO INDUCIDO

DATOS CONOCIDOS		SISTEMA METRICO
FLUJO DEL FLUIDO	Kg/Hr	173.931.75
TEMPERATURA DEL AIRE	°C	175
RANGO DE ALTURA SOBRE EL NIVEL DEL MAR	m	0-250
DENSIDAD DEL GAS (160°C)	Kg/m <sup>3</sup>	0.88
PRESION ESTÁTICA.	mm c.a.	337.27

CALCULO		
PRESION DINAMICA (Ver anexo G)	mm c.a.	129.2
PRESION TOTAL (Ver anexo G)	mm c.a.	466.47
VELOCIDAD ANGULAR DE VENTILADOR Pt = 572.87 mm agua; flujo = 178.419.0 m <sup>3</sup> /Kg	RPM	910
POTENCIA EFECTIVA vel. angular = 910 rpm; flujo = 178.419 m <sup>3</sup> /Kg	kW	250