



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO

FACULTAD DE QUIMICA

Selección de un Sistema de Pre calentamiento de Aire para Calentadores de Fuego Directo

T E S I S
QUE PARA OBTENER EL TITULO DE:
INGENIERO QUIMICO
PRESENTAN EN T A
Gustavo Alfonso Cruz Fernández
MEXICO, D. F. 1977



Universidad Nacional
Autónoma de México

Dirección General de Bibliotecas de la UNAM

Biblioteca Central



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 esta 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.

Las Tesis 1977
ABO M-~~107~~ 108
FECHA _____
PROC _____
I _____



QUIMICA.

Jurado asignado originalmente según el tema:

Presidente: Ing. Carlos Doormann Montero.

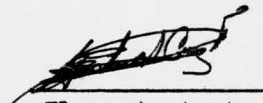
Vocal: Ing. Alfonso Mondragón Medina.

Secretario: Ing. José Antonio Ortíz.

Primer Suplente: Ing. Claudio A. Aguilar Martínez.

Segundo Suplente: Ing. Enrique Bravo Medina.

Sitio donde se desarrolló el tema: Instituto Mexicano
del Petróleo.



El sustentante



Asesor

PARA LA U.N.A.M.

CON CARÍÑO PARA MI FAMILIA

PARA ELSA MI AMOR

I N D I C E

CAPITULO	PAG.
INTRODUCCION	1
I. GENERALIDADES	1
II. PRECALENTADORES DE AIRE	6
III. SISTEMA PROPUESTO	16
IV. EJEMPLO ILUSTRATIVO	25
CONCLUSIONES	58
APENDICE	
NOMENGLATURA	
BIBLIOGRAFIA	

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

Para satisfacer las necesidades del desarrollo industrial en México como en el resto del mundo existe el problema de la gran demanda de energéticos, los que constituyen un costo considerable en cualquier industria.

En la industria de Refinación y Petroquímica los calentadores de fuego directo consumen hasta el 80 % de la energía derivada de la combustión de hidrocarburos. Tomando en cuenta el incremento en el costo de esta fuente de energía de carácter no renovable, el presente trabajo tiene por objeto hacer un análisis de algunas de las alternativas que permitan economizar la energía que proviene de la combustión de gas natural o de combustóleo.

Por ejemplo: para 1980 se estima que PEMEX tendrá una capacidad instalada de 8600 MM Btu/h en los CFD; si se considera un incremento en la eficiencia del uno por ciento en los calentadores se obtendrá un ahorro de 86 MM Btu/h lo cual representa una disminución en el costo total de combustible, suponiendo gas natural, de \$ 51'269,760.00/año, mientras que si se utiliza combustóleo el ahorro será de \$ 47'851,776.00/año. Esto nos da una idea de la importancia que tiene la recuperación de la energía.

El desperdicio de energía en la industria de proceso se lleva a cabo principalmente en los puntos en los cuales los gases que escapan como producto de una combustión, llevan una cantidad considerable de calor sensible, el cual puede ser recuperado mediante la selección adecuada de un sistema que permita a los gases ceder parte de dicho calor.

Para estudiar esta recuperación, el trabajo considera las generalidades del precalentamiento de aire, examinando las ventajas y desventajas de éste.

Así mismo se estudian los diferentes equipos para precalentamiento de aire, y a partir de éstos se propone un sistema en el cual se analizan las diferentes alternativas para observar las ventajas de la proposición de dichos equipos. En el análisis del sistema propuesto se describen paso a paso el método de diseño así como los criterios considerados para la selección de la alternativa mas adecuada tanto económica como técnicamente.

CAPITULO I

GENERALIDADES

El constante aumento en el costo de los combustibles derivados del petróleo ha originado que se busquen todos los medios posibles para aprovechar al máximo su poder calorífico. Cada caloría no aprovechada significa una pérdida económica.

Donde se consumen más combustibles derivados del petróleo en la Industria de Refinación y Petroquímica (70 - 80 %) es en:

- a) Calderas: que suplen del vapor necesario a esta industria.
- b) Calentadores de fuego directo: se utilizan principalmente en las operaciones de destilación atmosférica y al vacío de crudos, cracking térmico y los modernos procesos a altas temperaturas.

Se ha observado que estos equipos frecuentemente descargan los gases de combustión a la atmósfera a temperaturas hasta de 1000 °F, lo cual implica una pérdida de energía térmica, ya que se estima que por cada 68 °F de enfriamiento en los gases de combustión se puede obtener aproximadamente un ahorro del uno por ciento del combustible.

El aprovechamiento del calor de los gases de combustión trae como consecuencia un aumento en la eficiencia del equipo ya que ésta puede definirse como la relación entre el calor absorbido y el calor total liberado.

La eficiencia en un calentador de fuego directo se puede incrementar de diversas formas, siendo algunas de las más usuales:

1. Precalentamiento de aire para combustión.
2. Generación Parcial o sobrecalentamiento de vapor en la zona de convección. Esta dependerá del valor económico del vapor obtenido debido a que será función de las condiciones particulares de cada unidad, así como de la inversión inicial, amortización y mantenimiento del equipo.
3. Aprovechando al máximo la sección de convección en el calentamiento del fluido en proceso.
4. Utilizando tubos con superficie extendida.
5. Seleccionando el aislamiento adecuado del calentador.
6. Seleccionando adecuadamente el tipo de quemador.
7. Utilizando sopladores de hollín e inhibidores de incrustación.
8. Mejorando los sistemas de control incluyendo analizadores de combustión.

En este trabajo se considerará el primer punto, así como los puntos 4, 5, 6, 7, y 8 que de alguna manera se encuentran interrelacionados con el mismo.

PRECALENTAMIENTO DE AIRE PARA COMBUSTION

Con el precalentamiento de aire se logra una más rápida y completa combustión debido a que se incrementa la temperatura de flama. Este incremento en la temperatura de flama trae como consecuencia una disminución en el combustible que se utiliza. El precalentamiento se puede utilizar además para incrementar la capacidad total de un calentador ya diseñado para funcionar con aire sin precalentar, la única limitación consiste en que el incremento en la capacidad no sobrecargue las superficies absorventes del calor radiante.

Otros beneficios que también se obtienen con un sistema de precalentamiento de aire son los siguientes:

1. Existe una combustión más completa por lo que la limpieza del calentador fuera de los tubos requiere de menos sopladores de hollín.
2. El calentador de fuego directo al estar más limpio fuera de los tubos permite una mejor distribución de calor en la carga de proceso con lo cual se reduce el coquizado en los tubos y se obtiene una mejor calidad en dicha carga.
3. Con aire precalentado existe menor coquizado en las puntas de los quemadores lo cual minimiza la necesidad de limpiar los mismos. Además encima de las unidades de fuego, disminuye el goteo de aceite abajo de los quemadores.

4. Existe una reducción en la emisión de gases - NO_x y SO_3 liberados a la atmósfera disminuyendo los problemas de contaminación.
5. Se puede controlar mejor la flama con el tiro forzado del sistema de precalentamiento de - aire, debido a que éste controlará el exceso de aire.

Entre las desventajas de introducir un sistema de precalentamiento de aire se tendrá:

1. Una inversión inicial adicional.
2. Un aumento en el mantenimiento mecánico del - equipo.
3. Controlar adecuadamente la temperatura de salida de los gases de combustión ya que esta no - debe ser menor a la temperatura de rocío de la mezcla de gases porque de lo contrario se tendrán problemas de corrosión.
4. Elevada temperatura en la inyección de aire que puede presentar una explosión inmediata.

A continuación se resume el contexto de los Capítulos siguientes:

En el Capítulo II se describen los diferentes tipos de equipo que se encuentran en el mercado para -- precalentar aire.

En el Capítulo III se detalla el sistema que se - propone y se indica la secuencia de cálculo de cada - uno de los equipos empleados en este sistema.

En el Capítulo IV se ilustra cuantitativamente el diseño del sistema de precalentamiento de aire - que se propone en un calentador de fuego directo específico.

Finalmente se concluye esta tesis con la selección de la alternativa más apropiada para este calentador, basándose en los resultados que se obtuvieron en el Capítulo anterior.

CAPITULO II

PRECALENTADORES DE AIRE

Los precalentadores de aire se dividen en:

- a) Precalentadores de aire tipo recuperativo.
- b) Precalentadores de aire tipo regenerativo.

En los primeros el intercambio de calor entre los gases de combustión y el aire se efectúa en forma indirecta sin que exista contacto entre ambas corrientes.

En los precalentadores de aire tipo regenerativo el intercambio de calor se obtiene al girar una matriz de placas de los gases de combustión al aire.

CONSIDERACIONES GENERALES DE DISEÑO EN LOS PRECALENTADORES DE AIRE.

Arreglo del Flujo

Los precalentadores de aire se han construido en paralelo y contracorriente, siendo los más usuales en precalentadores de ambos tipos los diseños a contracorriente, debido a que se ha observado que la eficiencia térmica aumenta con este arreglo además de que hace posible seleccionar una temperatura de salida del aire mayor que la temperatura de salida de los gases.

Fugas

Uno de los problemas más comunes de diseños son las fugas, debiéndose éstas a que la corriente de aire se encuentra a una presión mayor que la del gas, lo que traerá como consecuencia que cualquier fuga ocurra entre las corrientes del aire al gas.

Además las fugas hacen necesario considerar una capacidad de ventilador adicional lo cual reducirá la eficiencia térmica.

Expansión Térmica

Otro de los problemas de diseño es la expansión térmica que se debe a que la temperatura de entrada de los gases de combustión es bastante grande y la temperatura del aire que entra es relativamente baja.

Para proveer de integridad estructural y minimizar las fugas, los precalentadores de aire deberán permitir estas expansiones.

Corrosión

Otros dos problemas de diseño que se relacionan entre sí, son la corrosión y el ensuciamiento.

La corrosión es originada por una interacción química de los óxidos de sulfuro y otros constituyentes con la mezcla presente en los gases de combustión.

Si la temperatura del metal en cualquier parte - del precalentador es más baja que la temperatura de - rocío de la mezcla de gases, la condensación ocurri - rá. La superficie húmeda actúa como un adhesivo para cualquiera de las partículas sólidas en el gas, por - lo que los depósitos que se forman se van incrementan - do. Sin embargo, si la condensación incluye agua y - si los gases de combustión traen partículas de cenizas ricas en óxidos de sulfuro, estas se unirán con el -- agua para formar ácido sulfúrico, uno de los agentes - más corrosivos del metal. La corrosión y los depósi - tos de cenizas constituyen núcleos del aire para que - se depositen más, lo que hará que la temperatura baje por el efecto del aislamiento.

Los factores que afectan la velocidad a la cual - ocurre la corrosión y los posibles medios para contro - lar estos factores son:

1. Tipo de combustible.- Dependiendo del tipo - de combustible la corrosión aumentará o dis - minuirá.
2. Temperatura del Metal en el extremo frío.- Se han utilizado diferentes alternativas -- para mantener la temperatura del metal en - el extremo frío arriba de la del punto del - rocío de la mezcla de gases durante la ope - ración o cuando la temperatura del medio - ambiente es bastante baja. Estas alterna -

tivas son las siguientes:

- a) Serpentin de vapor en el precalentador de aire el cual se encontrará localizado en el ducto de aire entre el ventilador de tipo forzado y la entrada de aire al precalentador.
- b) Recirculación de aire caliente, se utiliza para elevar la temperatura del aire arriba de la del punto de rocío.

3. Medio de Transferencia de calor.- El grosor y la resistencia a la corrosión del medio de transferencia de calor es importante para la vida de servicio del equipo. Se deberán evaluar las alternativas de utilizar material grueso y resistente a la corrosión o un revestimiento en el extremo frío del precalentador de aire. Esta evaluación estará basada en el tipo de combustible, condiciones de operación y costos de reemplazamiento.

4. Infiltración de mezclas provenientes de fuentes externas: Las mezclas introducidas al precalentador de aire que provienen de algunas fuentes externas también aceleran la corrosión, éstas pueden provenir de:

- a) La condensación del vapor de los sopladores de hollín.

- b) El serpentín de vapor del precalentador de aire.
- c) Los tubos.
- d) Mezclas de gases que se introducen al precalentador de aire de la atmósfera a través del ventilador de tipo forzado o de la chimenea de salida de los gases de combustión del precalentador de aire.

Ensuciamiento

La combustión de carbono, aceite o gas sucio produce cenizas que son llevadas en la corriente del gas.

El depósito continuo de cenizas sobre cualquier parte del precalentador traerá como consecuencia un ensuciamiento y por lo tanto un incremento en la caída de presión debido a la reducción del área de flujo.

Entre los recursos que se utilizan para reducir el ensuciamiento se encuentran los sopladores de ho llín, el lavado con agua y la remoción de depósito de cenizas delante del precalentador de aire por medio de mamparas.

PRECALENTADORES DE AIRE TIPO RECUPERATIVO.

Los precalentadores de aire tipo recuperativo pueden ser divididos en precalentadores de aire de placas y tubulares dependiendo de la superficie de intercambio de calor utilizada.

Precalentadores de Placas.- Consisten de un número de cámaras espaciadas equidistantemente en un envolvente. El aire pasa fuera de las cámaras y los gases de combustión dentro de ellas. Para conservar en un mínimo las pérdidas por fricción del lado de los gases de combustión, éstos pasan a través del precalentador del fondo a la parte superior.

El arreglo a contracorriente es el más empleado en estos precalentadores debido a que se incrementa la eficiencia y se tiene una aproximación mayor entre la temperatura del aire precalentado y la temperatura de entrada de los gases de combustión.

Los precalentadores de placas se instalan con un ventilador de tiro forzado para vencer las caídas de presión del aire a través de las cámaras. El tiro natural solo se deberá utilizar para inducir el flujo de los gases a través de precalentadores diseñados para recuperaciones de calor comparativamente bajas.

El principal inconveniente que tiene este tipo de equipo es la excesiva pérdida de fricción en el lado de los gases de combustión; razón por la que no se incluye en este trabajo.

Precalentadores tubulares.- En el tipo recuperativo tubular los gases de combustión calientes pasan en forma continua por el interior de los tubos y el aire frío circula por fuera de ellos. Fig (3). Los

diseños mas recientes de este tipo de precalentadores se arreglan con pasos en el lado del aire sencillo o múltiples, seleccionándose frecuentemente estos últimos para reducir la longitud del tubo.

Las fugas de aire o gas en el precalentador de aire tubular no ocurren a menos de que haya habido corrosión en las paredes y la expansión térmica de alguno de los tubos no es apreciable en este tipo de precalentador.

Para evitar la corrosión se ha observado que los tubos de baja aleación resistente a la corrosión son los más empleados y los más económicos en el extremo frío.

Cuando el ensuciamiento ocurre, deberán limpiarse los precalentadores empleando sopladores de hollín, sistemas de aire o lavado con agua, prefiriéndose en general los primeros.

PRECALENTADORES DE AIRE TIPO REGENERATIVO

Los precalentadores de aire más comunes son los de tipo regenerativo y utilizan una matriz de superficie de precalentamiento rotante; esta se monta en un rotor que se mueve alternativamente de la corriente de los gases de combustión a la del aire. Fig (4).

Estos precalentadores consisten de un paquete compacto y segmentado de placas onduladas, donde la cu

bierta esta provista de conexiones para entrada y salida del aire y del gas. La superficie de intercambio de calor gira a través de la zona de calentamiento donde se calienta gradualmente hasta la temperatura de entrada de los gases de combustión para que después se mueva hacia la zona de enfriamiento donde el aire frío absorbe el calor.

Una regla general es que una proporción mayor de los segmentos del rotor se encuentre en el flujo de los gases de combustión para proveer de una sección transversal mayor a este flujo, además de que se minimizan las pérdidas por fricción en el gas a través del precalentador.

En forma diferente al precalentador de aire tubular, el precalentador de aire de matriz rotante al estar en movimiento deberá estar completamente sellado a la cubierta estacionaria para disminuir las fugas y la desviación. Los sellos se acompañan con una banda alrededor del rotor entre las corrientes de aire y del gas. La banda sello consiste normalmente en sellos radiales, axiales o centrales. Fig (5).

Los sellos radiales se componen de:

- a) Cubierta radial ajustable en el montaje y sello de placa axial.
- b) Rotor flexible con aletas de contacto deslizante arregladas para formar un sello ce

rrado.

El eje tiene alrededor de la flecha del rotor un sello cerrado, así como en los puntos donde la flecha pasa por la cubierta, lo cual minimiza las fugas al exterior del aire y del gas. Otros sellos se encontrarán localizados alrededor del rotor en los extremos caliente y frío.

Las fugas esperadas en este tipo de unidad van desde 6 hasta 15 %.

Con las variaciones de temperatura, las distorsiones resultantes que ocurren dentro de la matriz en el precalentador afectan significativamente las fugas del aire al gas.

La matriz de transferencia de calor se encuentra formada generalmente por rodillos de placas de 18 a 22 BWG con aleación baja de acero al carbón en el extremo caliente.

El grosor, tamaño y configuración de los rodillos varía con el funcionamiento deseado.

La corrosión, cuando ocurre se presenta normalmente en el extremo frío. Para aumentar la vida útil del equipo bajo condiciones de carga parcial y temperatura baja del aire ambiente se emplean calentadores de agua o vapor entre el ventilador de tiro forzado y la entrada al precalentador de aire.

El ensuciamiento en todo precalentador de aire regenerativo aparece primero en el extremo frío de la superficie de calentamiento donde el depósito de cenizas favorece la corrosión. En unidades donde se quema aceite, los sopladores de hollín son inefectivos comparados con el lavado de agua periódico y programado.

Otro tipo de precalentador de aire regenerativo emplea una superficie de calentamiento fija o estacionaria, esta superficie es esencialmente la misma que en el precalentador de matriz rotante solo que se encuentra montada en una cubierta cilíndrica estacionaria en el ducto de gas, girando dentro de ésta las cubiertas del motor que están fijadas a una flecha común. Fig (6).

El precalentador de aire tipo regenerativo de matriz estacionaria no se utiliza en calentadores de fuego directo.

CAPITULO III

SISTEMA PROPUESTO

En este capítulo se presentará el sistema que se propone así como la secuencia de cálculo de los equipos que intervienen en él.

El sistema de precalentamiento de aire propuesto - consta de dos etapas como se observa en las Figs (I, II, y III).

En la primera etapa el aire se calentará en el precalentador primario EC-202, el cual llevará por dentro de los tubos aceite térmico. Este aceite térmico se calentó previamente en un serpentín localizado en la zona de convección del calentador de fuego directo BA-202, - con los gases de combustión.

El aceite térmico se almacenará en el tanque de almacenamiento TH-202 y será recirculado por la bomba GA-202.

En la segunda etapa el aire pasará al precalentador secundario EA-202, el cual será calentado por los gases de combustión que se enviarán posteriormente a la atmósfera.

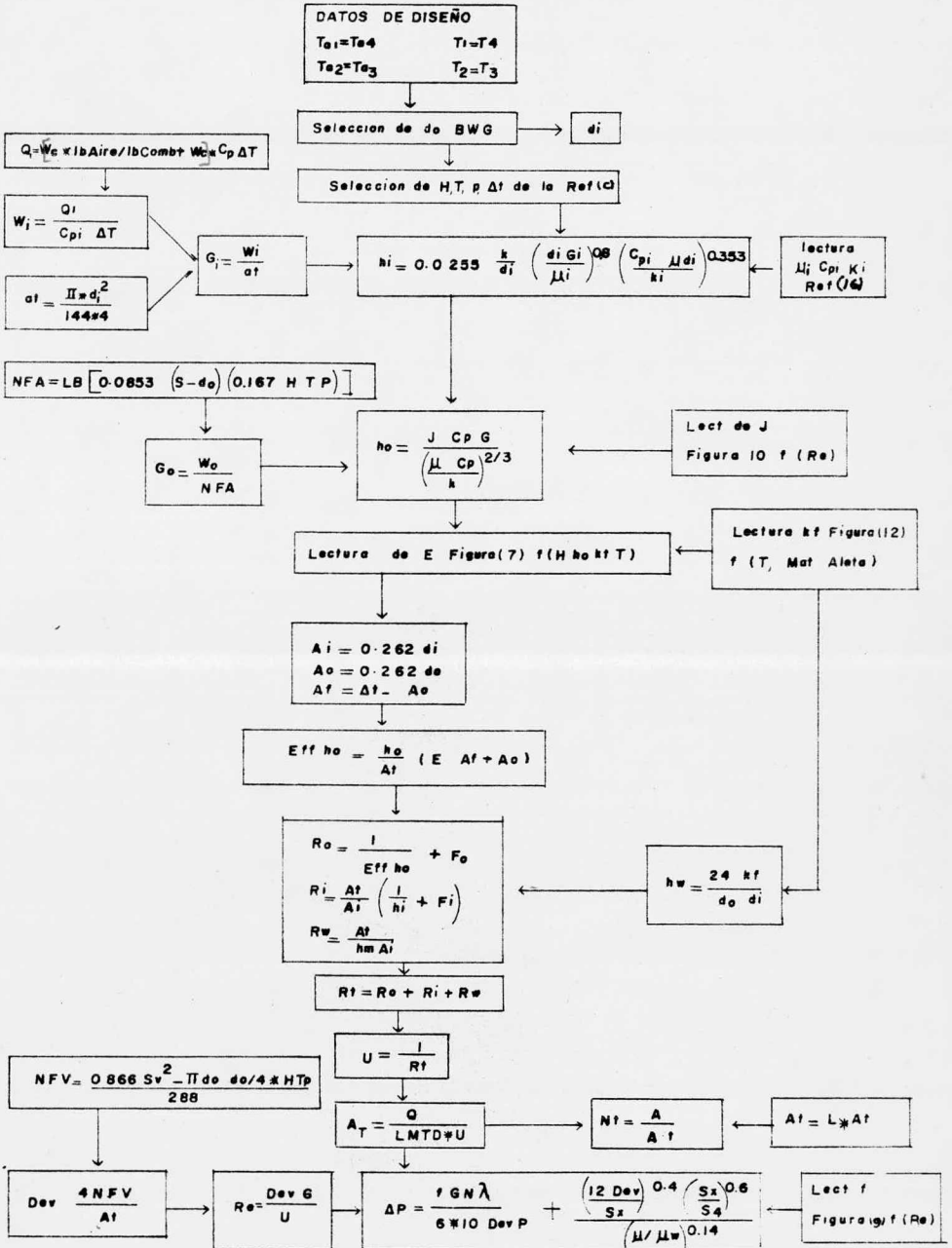
El precalentador secundario EA-202 podrá ser de tipo recuperativo (tubular) o de tipo regenerativo, siendo

la selección entre ambos de tipo económico y operativo ya que se tomará en cuenta:

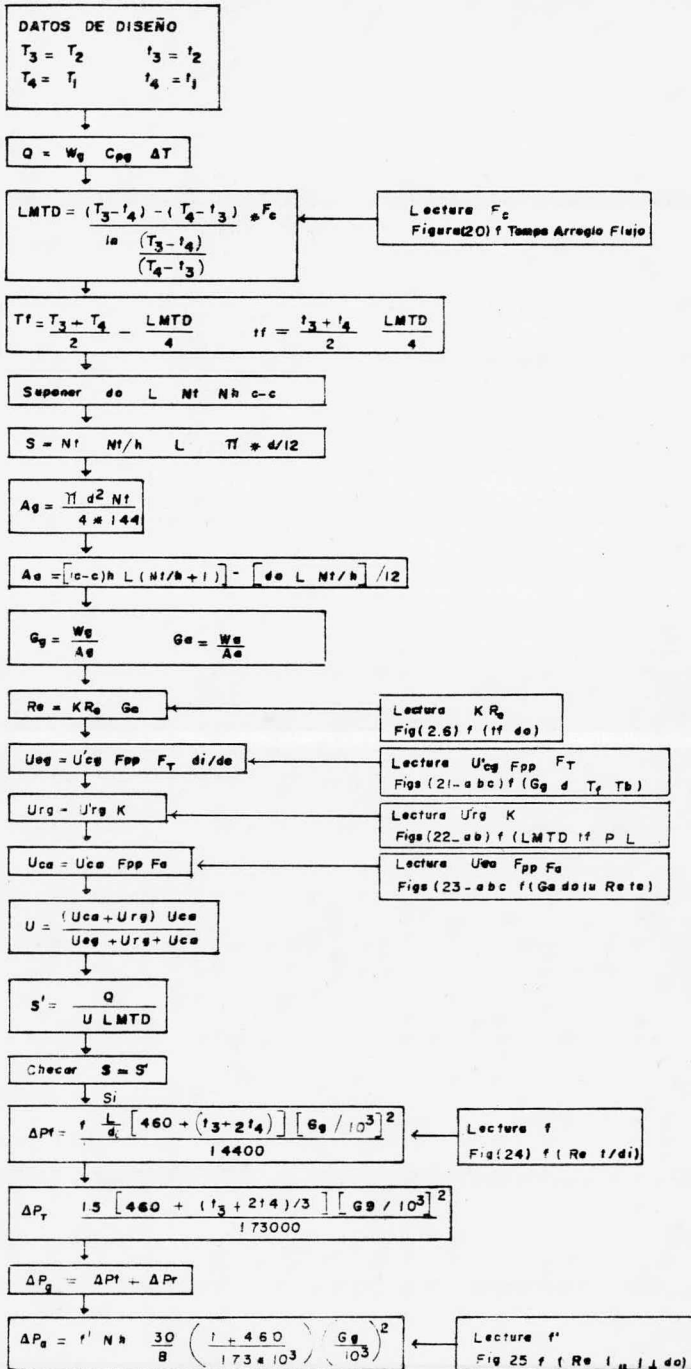
- a) Ahorro de combustible que se tendrá con el - aire precalentado.
- b) Costo de inversión inicial.
- c) Mantenimiento del equipo.
- d) Amortización del equipo.
- e) Problemas de operación.

En las siguientes páginas se describirá la secuencia de cálculo de cada uno de los equipos que interven
drán en el sistema.

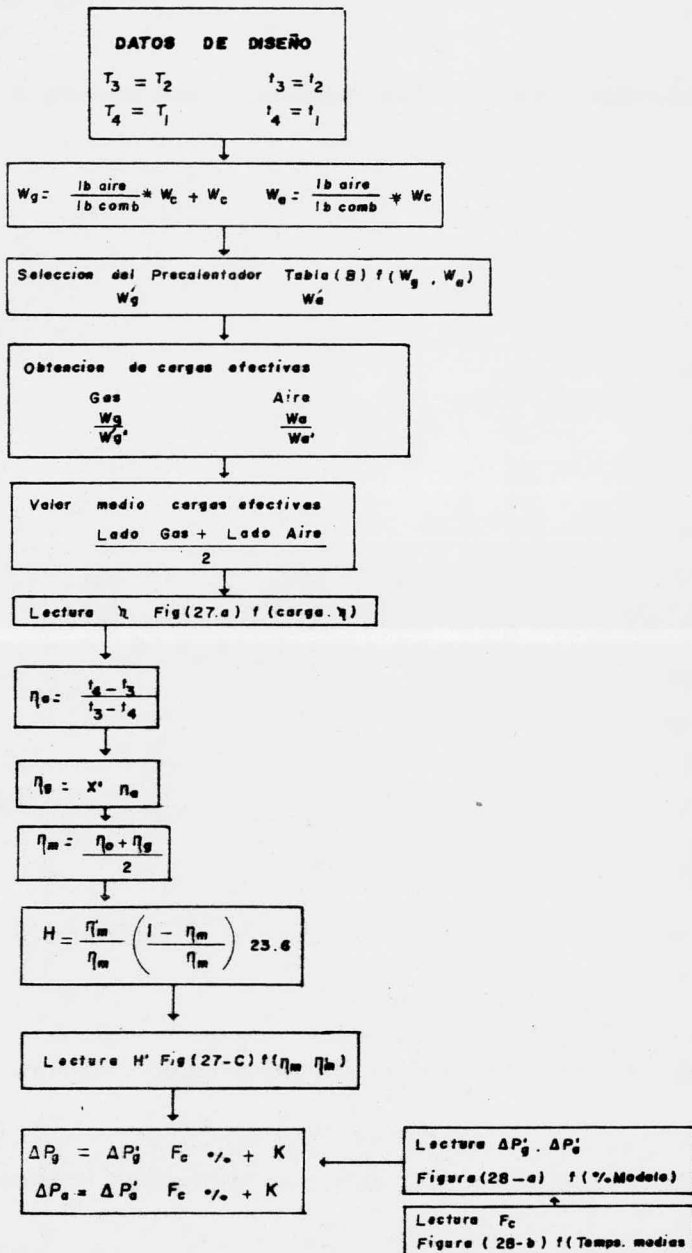
CAMA ADICIONAL DE TUBOS EN LA SECCION DE CONVECCION DEL CALENTADOR DE FUEGO DIRECTO BA 202.



PRECALENTADOR SECUNDARIO EA-202 TIPO RECUPERATIVO



**PRECALENTADOR SECUNDARIO
EA-202 TIPO REGENERATIVO**



VISTA SUPERIOR DEL SISTEMA PROPUESTO
DE PRECALENTAMIENTO DE AIRE.

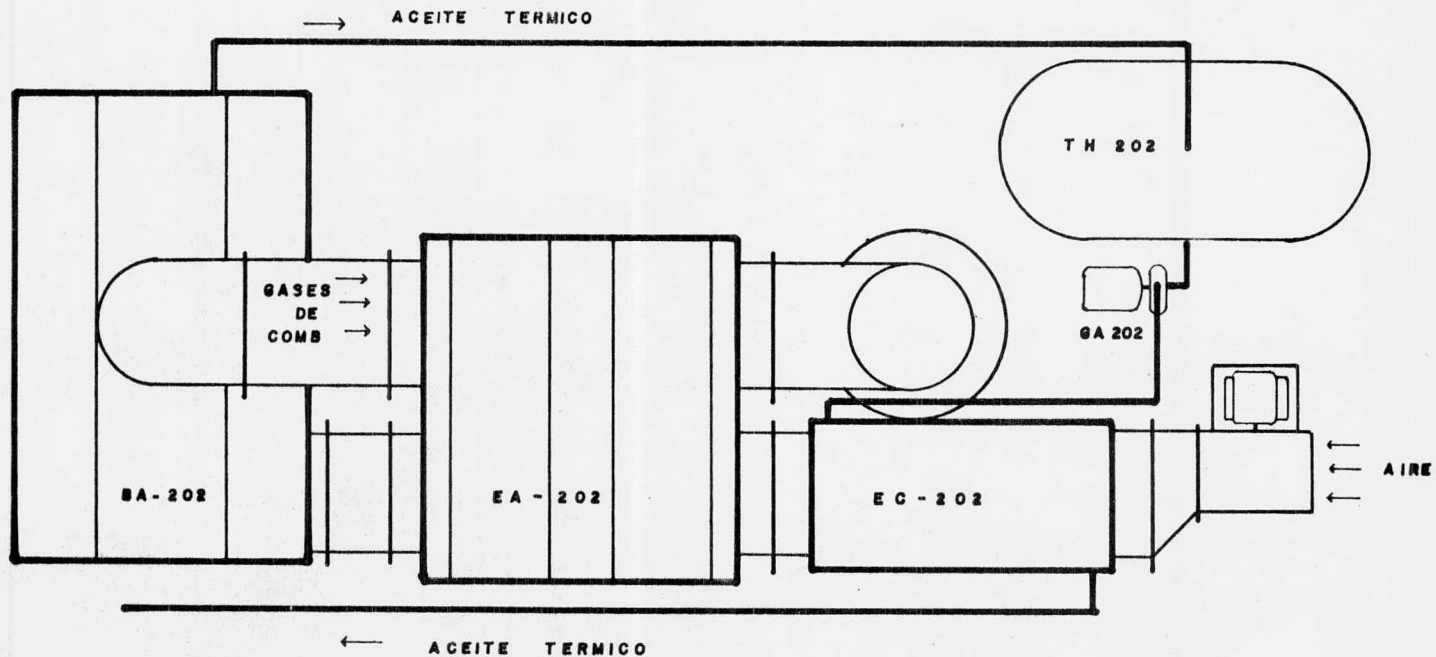


FIGURA II

VISTA LATERAL DEL SISTEMA PROPUESTO
DE PRECALENTAMIENTO DE AIRE

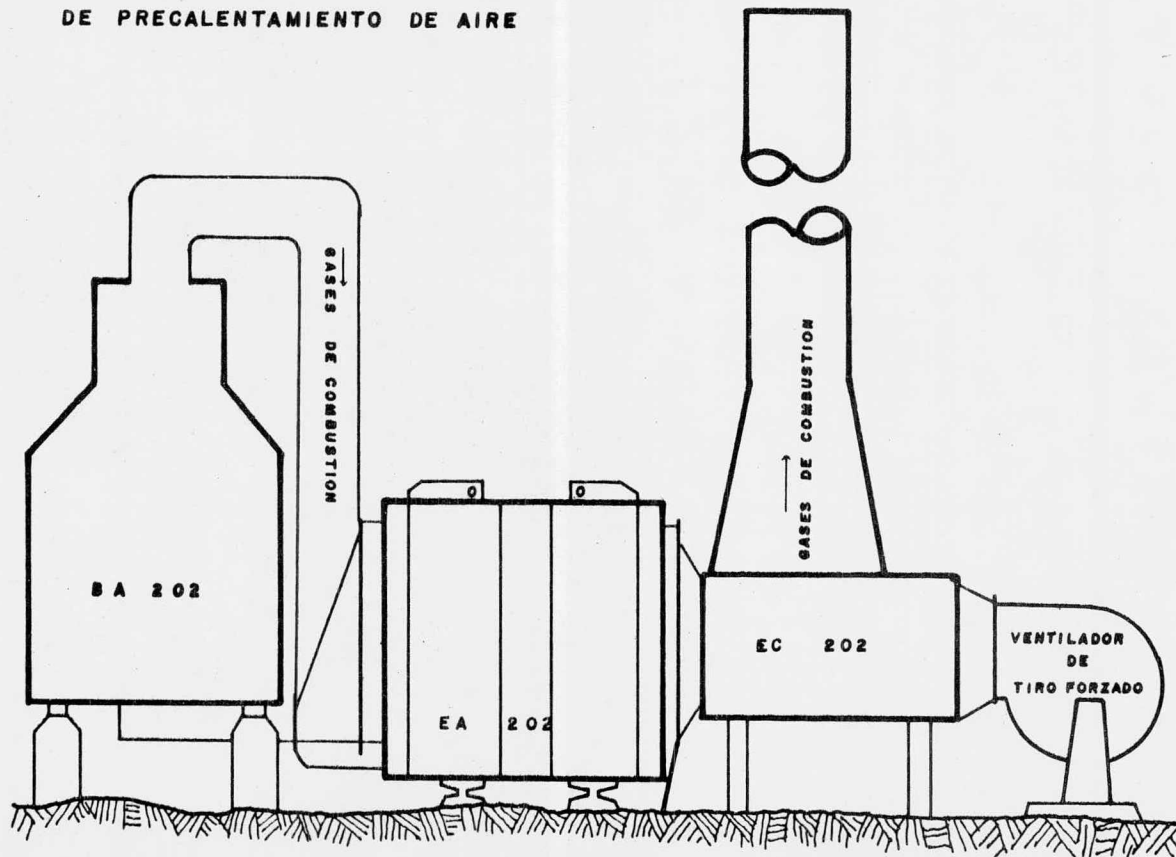


FIGURA III

CAPITULO IV

EJEMPLO ILUSTRATIVO

El sistema de precalentamiento de aire propuesto - que se calculará, tendrá dos opciones en temperaturas - de entrada de aire al calentador.

En la primera opción se considera una primer temperatura de aire precalentado de 500 °F ya que ésta es la temperatura máxima a la cual se puede calentar el aire - por el calor disponible de los gases de combustión, de tal manera que la temperatura de salida de éstos, sea - menor a la temperatura de rocío de la mezcla de los gases. Fig (2).

En la segunda alternativa se escoge arbitrariamente una temperatura de entrada de aire al calentador con el fin de analizar el efecto de la disminución de la alta temperatura sobre los costos totales y el ahorro del combustible.

DATOS DEL CALENTADOR DE FUEGO DIRECTO BA-202

CALENTADOR DE CRUDO REDUCIDO

UNIDAD: DESTILACION VACIA

CARGA TOTAL, MM Btu por hora absorbidos		42.595	
Sección del calentador - - -	Rad.	Conv.	Sobrecal.
Servicio - - - - -	Proceso		Vapor
Absorción de calor, MM Btu			
por hora - - - - -		41.13	1.465
Fluido - - - - -	Crudo Reducido		Vapor
Velocidad de flujo, lb/h - -	727552		8107
Caída de presión disponible,			
psi- - - - -	100		5
Caída de presión calc., psi-	80		1.5
Densidad de flujo promedio,			
calc., Btu/h ft ² - - - - -	10430		
Densidad de flujo máxima,			
Btu/h ft ² - - - - -	18800		
Velocidad máxima, ft/seg - -	331		
Factor de incrustamiento,			
h ft ² °F/Btu - - - - -	0.004		0.001
Características de corrosión			
o erosión- - - - -	sales y sulfuro		

CONDICIONES DE ENTRADA

Temperatura, °F - - - - -	690	298
Presión, psig - - - - -	69	50
Flujo líquido - - - - -	727552	
Flujo vapor, lb/h - - - - -	0	8107
Líquido, °API - - - - -	10.4-0.77	
Peso molecular vapor - - - -		18.016
Viscocidad líquido, cs - - -	1.29-1.67	

CONDICIONES DE SALIDA

Temperatura, °F - - - - -	752	658
Presión - - - - -	200mmHg	48.5 Psig
Flujo líquido, lb/h - - - -	64667	
Flujo vapor, lb/h - - - - -	79885	8107
Líquido °API - - - - -	9.2-0.765	
Peso molecular vapor - - - -	328.09	18.017
Viscocidad líquido, cp - - -	2.59-3.385	

CARACTERISTICAS DE LA COMBUSTION.

Alternativa - - - - -	Aire s/Prec.	A	B
Tipo de combustible - - - -		gas	metano
Flujo combustible, lb/h - -	2380.5	2135	2240
Exceso de aire, % - - - -	15	15	15
Relación aire-combustible, lb aire/lb combustible - -	19.7375	19.7375	19.7375
Eficiencia calculada, % (LHV) - - - - -	80	89.10	85.02
Pérdida de radiación, % ca_ lor liberado (LHV) - - - -	2	2	2
Temperatura gases de combus_ tión abandonando sec., ra_ diante, °F - - - - -	1485	1485	1485
Temperatura de gases de com_ bustión abandonando sec., de convección, °F - - - - -	750	750	750
Velocidad máxima de gases de combustión a través de sec., de convección lb/ft ² seg - - - - -	0.29	0.258	0.273
Presión en la pared del puente in H ₂ O - - - - -	0.05	0.05	0.05
Presión en quemadores, in H ₂ O - - - - -	0.31	0.31	0.31
Temperatura de aire ambiente, °F - - - - -	100	100	100
Altitud sobre el nivel del mar - - - - -	0	0	0
Contenido de S en el com_ bustible, % peso - - - - -	2.91	2.91	2.91
Temperatura de entrada del aire al calentador, °F - -	100	500	400
Flujo de aire necesario, /h	50000	43000	45000

CONDICIONES MECANICAS DE DISEÑO

Diseño serpentín

Sección del calentador -	Rad.	Conv.	Sobrecal.
Presión de diseño - - - - -	130		75
Temperatura de diseño flui_ do, °F - - - - -	752		658
Corrosión disponible tubos	1/8"		
Accesorios	1/8"		
Número de pasos - - - - -	2		
Longitud tubo total, ft - -		32.5	

Sección del calentador - - -	Rad.	Conv.	Sobrecal.
Longitud tubo efectiva, ft		31	
Número tubos lisos (tamaño tubo) - - - - -	48(6")	2(8")	8(6")
Superficie total expuesta, ft ² - - - - -		2725	430
Superficie tubos extendida; número - - - - -		24	8
Superficie total expuesta, ft ² Base lisa - - - - -		1290	430
Espacio centro-centro tubo, in - - - - -	12"	16"IL	12"A
Centro tubo-pared horno, in-	9		
Tubo			
Diámetro interior, in - - -	6.625"	8.625	6.625"
Tw tubo máxima, °F - - - -	895		750
Coef. película interior - -	270		34
Temperatura pared, °F diseño		950	

DESCRIPCION SUPERFICIE EXTENDIDA

	Convección		
Tipo - - - - -	Studs		
Material stud - - - - -	c.s.		
Dimensiones stud - - - - -	1 3/8" alto	1/2" Diámetro	
Espacio stud - - - - -	22/hilera	5/8" pitch	
Temperatura máxima stud - -	900	850	
Relación extensión - - - - -		4.65	

El cálculo numérico de cada uno de los equipos presentados en esta tesis se describirá en las siguientes páginas.

1. CAMA ADICIONAL DE TUBOS EN LA SECCION DE CONVECCION DEL CALENTADOR DE FUEGO DIRECTO BA-202.- Esta cama de tubos llevará por el interior de los tubos aceite térmico mientras que por fuera de ellos pasarán los gases de combustión. Los tubos serán aletados, seleccionándose los tubos TURB-X™ 5/16" SEGMENT ESCOA, las características de éstos se encuentran en la Tabla C, cuyas aletas en el tubo -

serán del tipo dentado, ya que este tipo produce turbulencia en los gases de combustión lo que hará que aumenten los coeficientes de transferencia de calor; por otra parte, la limpieza se hace más fácilmente.

La secuencia del cálculo fué obtenida de la Ref. - (9). Siendo el cálculo de la alternativa A el siguiente:

Características del proceso.

Gases de Combustión

Aceite Térmico

$$T_1 = 750 \text{ }^\circ\text{F} (398.89 \text{ }^\circ\text{C})$$

$$T_{ac1} = 500 \text{ }^\circ\text{F} (260 \text{ }^\circ\text{C})$$

$$T_2 = 600 \text{ }^\circ\text{F} (315.56 \text{ }^\circ\text{C})$$

$$T_{ac2} = 600 \text{ }^\circ\text{F} (315.56 \text{ }^\circ\text{C})$$

$$LMTD = 123.32 \text{ }^\circ\text{F} (51 \text{ }^\circ\text{C})$$

$$d_o = 3 \text{ in} (7.62 \text{ cm})$$

$$d_i = 2.704 \text{ in} (6.868 \text{ cm})$$

$$H = 1.0 \text{ in} (2.54 \text{ cm})$$

$$T = 0.025 \text{ in} (0.0635 \text{ cm})$$

$$p = 10$$

Cálculo del coeficiente de transferencia de calor interno

$$Q = \left[\frac{1b}{2135} \times 19.7375 + 2135 \right] \times 0.28 \times 150 = 1859531 \text{ Btu/h} \\ (545.16 \text{ kJ/s})$$

$$W_i = \frac{1859531}{0.56 \times 100} = 33375 \text{ lb/h} (4.209 \text{ kg/s})$$

$$a_t = \frac{17 \times (2.704)^2}{144 \times 4} = 0.03988 \text{ ft}^2 (0.00371 \text{ m}^2)$$

$$G_i = \frac{33375}{0.03988} = 836886 \text{ lb/h ft}^2 (1134.54 \text{ kg/s m}^2)$$

$$h_i = 0.0255 \frac{0.061}{2.704/12} \left(\frac{2.704 \times 836886}{12 \times 1.5} \right)^{0.8} \left(\frac{0.56 \times 1.5}{0.061} \right) \quad 0.333$$

$$= 191.87 \text{ Btu/h ft}^2 \text{ } ^\circ\text{F} \quad (1.088 \text{ kJ/s m}^2 \text{ } ^\circ\text{C})$$

Cálculo del coeficiente externo.

$$\text{NFA} = 31 \times 8 \left[0.0833 \times (6 - 3) - (0.167 \times 0.025 \times 10) \right]$$

$$= 56.621 \text{ ft}^2 \quad (5.267 \text{ m}^2)$$

$$G_o = \frac{45622.5}{51.621} = 883.79 \text{ lb/h ft}^2 \quad (1.198 \text{ kg/s m}^2)$$

$$\text{Re} = \frac{3 \times 883.79}{12 \times 0.03017} = 7323$$

$$J = 0.0105$$

$$h_o = \frac{0.0105 \times 0.277 \times 883.79}{\left(\frac{0.03017 \times 0.277}{0.026637} \right)^{0.666}} = 4.621 \text{ Btu/h ft}^2 \text{ } ^\circ\text{F}$$

$$(0.0262 \text{ kJ/s m}^2 \text{ } ^\circ\text{C})$$

$$k = 24.6 \text{ Btu/lb } ^\circ\text{F} \quad (21.22 \text{ kJ/kg } ^\circ\text{C})$$

$$k_T = 0.615$$

$$E = 52$$

$$A_i = 0.262 \times 2.704 = 0.7084 \text{ ft}^2/\text{ft} \quad (0.216 \text{ m}^2/\text{m})$$

$$A_o = 0.262 \times 3 = 0.786 \text{ ft}^2/\text{ft} \quad (0.240 \text{ m}^2/\text{m})$$

$$A_F = 17.75 - 0.786 = 16.964 \text{ ft}^2/\text{ft} \quad (5.174 \text{ m}^2/\text{m})$$

$$\text{Eff } h = \frac{4.621}{17.75} (0.52 \times 16.964 + 0.786) = 2.501$$

$$h_w = \frac{24 \times 24.6}{3 - 2.704} = 1994.60 \text{ Btu/h ft}^2 \text{ } ^\circ\text{F} \quad (11.315 \text{ kJ/s m}^2 \text{ } ^\circ\text{C})$$

$$R_o = \frac{1}{2.501} + 0.002 = 0.4018 \text{ h ft}^2 \text{ } ^\circ\text{F/Btu} \quad (70.83 \text{ s m}^2 \text{ } ^\circ\text{C/kJ})$$

$$R_i = \frac{17.75}{0.7084} \frac{1}{191.87} + 0.002 = 0.1879 \text{ h ft}^2 \text{ } ^\circ\text{F/Btu}$$

(33.123 s m² °C/kj)

$$R_w = \frac{17.75}{1994.60 \times 0.7084} = 0.01256 \text{ h ft}^2 \text{ } ^\circ\text{F/Btu} \text{ (2.214 s m}^2 \text{ } ^\circ\text{C/kj)}$$

$$R_T = 0.4018 + 0.1879 + 0.01256 = 0.6023 \text{ h ft}^2 \text{ } ^\circ\text{F/Btu}$$

(106.175 s m² °C/kj)

$$U = \frac{1}{0.6023} = 1.660 \text{ Btu/h ft}^2 \text{ } ^\circ\text{F} \text{ (0.00942 kj/s m}^2 \text{ } ^\circ\text{C)}$$

$$A = \frac{1859531}{1.660 \times 123.32} = 9082 \text{ ft}^2 \text{ (844.85 m}^2\text{)}$$

$$A_t = 31 \times 17.75 = 550.25 \text{ ft}^2 \text{ (51.187 m}^2\text{)}$$

$$N_t = \frac{9082}{51.197} = 16.00$$

Por lo tanto, en esta alternativa se tendrán que adicionar 2 camas de 8 tubos por cada una.

La caída de presión en estas 2 camas será de:

$$NFV = \frac{0.866 (6)^2 - \pi \times 3 \times (3/4 + 1 \times 0.125 \times 10)}{288} = 0.07553 \text{ ft}^{3/2} \text{ ft}$$

(0.007026 m³/m)

$$Dev = \frac{4 \times 0.7553}{17.75} = 0.004255 \text{ ft} \text{ (0.00129 m)}$$

$$Re = \frac{0.04255 \times 883.79}{0.03017} = 124.645$$

$$f = 0.23$$

$$\Delta P_g = \frac{0.23 \times (883.79)^2 \times 3 \times (0.866 \times 6)}{6 \times 10^{10} \times 0.04255 \times 0.33881} \left(12 \times 0.04255\right)^{0.4} \left(\frac{6}{6}\right)^{0.6}$$

$$\Delta P_g = 0.04908 \text{ lb/ft}^2 = 0.2551 \text{ In H}_2\text{O} \text{ (63.478 N/m}^2\text{)}$$

En la alternativa B tendremos:

Características del proceso

Gases de Combustión

Aceite Térmico

$$T_1 = 750 \text{ }^\circ\text{F (398.89 }^\circ\text{C)}$$

$$T_{a1} = 500 \text{ }^\circ\text{F (260 }^\circ\text{C)}$$

$$T_2 = 600 \text{ }^\circ\text{F (315.56 }^\circ\text{C)}$$

$$T_{a2} = 600 \text{ }^\circ\text{F (315.56 }^\circ\text{C)}$$

$$\text{LMTD} = 123.32 \text{ }^\circ\text{F (51 }^\circ\text{C)}$$

$$d_o = 3 \text{ in (7.26 cm)}$$

$$d_i = 2.704 \text{ in (6.868 cm)}$$

$$L = 31 \text{ ft (9.455 m)}$$

$$H = 1.0 \text{ in (2.54 cm)}$$

$$T = 0.25 \text{ in (0.0635 cm)}$$

$$p = 10$$

Cálculo del coeficiente de transferencia de calor interno

$$Q = 46500 \times 0.28 \times 150 = 1953000 \text{ Btu/h (572.56 kJ/s)}$$

$$W_i = \frac{1953000}{0.56 \times 100} = 34875 = 35000 \text{ lb/h (4.144 kg/s)}$$

$$a_t = 0.03988 \text{ ft}^2 \text{ (0.00371 m}^2\text{)}$$

$$G_i = \frac{35000}{0.03988} = 877633 \text{ lb/h ft}^2 \text{ (1189.8 kg/s m}^2\text{)}$$

$$h_i = 0.0255 \frac{0.061 \times 12}{2.704} \left(\frac{2.704 \times 877633}{12 \times 1.5} \right)^{0.8} \left(\frac{0.595 \times 1.5}{0.061} \right)^{0.333}$$
$$= 210.43 \text{ Btu/h ft}^2 \text{ } ^\circ\text{F} \text{ (1.194 kJ/s m}^2 \text{ } ^\circ\text{C)}$$

Cálculo del coeficiente de transferencia de calor externo.

$$NFA = 31 \times 8 \left[0.0833 \times (6 - 3) - (0.617 \times 1 \times 0.0255 \times 10) \right]$$
$$= 51.261 \text{ ft}^2 \text{ (4.769 m}^2\text{)}$$

$$G_o = \frac{45000}{51.26} = 877.9 \text{ lb/h ft}^2 \text{ (1.19 kg/s m}^2\text{)}$$

$$Re = \frac{3 \times 877.9}{0.03017} = 7275$$

$$J = 0.010$$

$$h_o = \frac{0.010 \times 0.277 \times 877.9}{\left(\frac{0.03017 \times 0.277}{0.026637} \right)^{0.666}} = 5.263 \text{ Btu/h ft}^2 \text{ } ^\circ\text{F} \text{ (0.0299 kJ/s m}^2 \text{ } ^\circ\text{C)}$$

$$k = 24.6 \text{ Btu/lb } ^\circ\text{F} \text{ (21.22 kJ/kg } ^\circ\text{C)}$$

$$kT = 0.615$$

$$E = 53$$

$$A_i = 0.262 \times 2.704 = 0.7084 \text{ ft}^2/\text{ft} \text{ (0.216 m}^2/\text{m)}$$

$$A_o = 0.262 \times 3 = 0.786 \text{ ft}^2/\text{ft} \text{ (0.239 m}^2/\text{m)}$$

$$A_f = 17.75 - 0.786 = 16.964 \text{ ft}^2/\text{ft} \text{ (5.174 m}^2/\text{m)}$$

$$\text{Eff } h_o = \frac{5.263}{17.75} \times 0.53 \times 16.964 + 0.786 = 2.899$$

$$h_w = \frac{24 \times 24.6}{3 - 2.704} = 1994.60 \text{ Btu/h ft}^2 \text{ } ^\circ\text{F} \text{ (11.315 kJ/s m}^2 \text{ } ^\circ\text{C)}$$

$$R_o = \frac{1}{2.899} + 0.002 = 0.3469 \text{ h ft}^2 \text{ } ^\circ\text{F/Btu} \text{ (61.152 s m}^2 \text{ } ^\circ\text{C/kj)}$$

$$R_i = \frac{17.75}{0.7084} \cdot \frac{1}{210.43} + 0.002 = 0.1692 \text{ h ft}^2 \text{ } ^\circ\text{F/Btu} \text{ (29.827 s m}^2 \text{ } ^\circ\text{C/kj)}$$

$$R_w = \frac{17.75}{1994.60 \times 0.7084} = 0.01256 \text{ h ft}^2 \text{ } ^\circ\text{F/Btu} \text{ (2.214 s m}^2 \text{ } ^\circ\text{C/kj)}$$

$$R_T = 0.3469 + 0.1692 + 0.01256 = 0.5287 \text{ h ft}^2 \text{ } ^\circ\text{F/Btu} \text{ (93.205 m}^2 \text{ } ^\circ\text{C/kj)}$$

$$U = \frac{1}{0.5287} = 1.8916 \text{ Btu/h ft}^2 \text{ } ^\circ\text{F} \text{ (0.01073 kj/s m}^2 \text{ } ^\circ\text{C)}$$

$$A = \frac{1953000}{1.8916 \times 123.32} = 8372 \text{ ft}^2 \text{ (778.81 m}^2)$$

$$A_t = 550.25 \text{ ft}^2 \text{ (51.187 m}^2)$$

$$N_t = \frac{8372}{550.25} = 15.21 = 16 \text{ Tubos}$$

Como se observa se tendrá el mismo número de camas - adicionales que en la primer alternativa por lo que la - caída de presión será también la misma.

PRECALENTADOR PRIMARIO EC-202. Este equipo llevará por dentro de tubos el aceite térmico que se hizo pasar anteriormente por la cama de tubos adicional; debido a - ésto, la temperatura de salida del aceite en el calenta_ dor será la misma que la de entrada al precalentador por_ que las pérdidas térmicas por tubería y ductos se des_ preciarán en este trabajo.

El aire pasará por fuera de los tubos, entrará a -

la temperatura ambiente y se calentará hasta una temperatura lo suficientemente alta para que no se tengan problemas de corrosión en el extremo frío del precalentador secundario EA-202.

El diseño térmico se tomó de la Ref. (15) y es el siguiente para la primer alternativa.

Datos de diseño

Aceite Térmico

Aire

$$T_{ac3} = 600 \text{ }^{\circ}\text{F} (315.56 \text{ }^{\circ}\text{C})$$

$$T_1 = 100 \text{ }^{\circ}\text{F} (37.78 \text{ }^{\circ}\text{C})$$

$$T_{ac4} = 500 \text{ }^{\circ}\text{F} (260 \text{ }^{\circ}\text{C})$$

$$T_2 = 300 \text{ }^{\circ}\text{F} (148.89 \text{ }^{\circ}\text{C})$$

El calor intercambiado por los gases de combustión será:

$$Q = \left[2135 \times 19.375 + 2135 \right] 0.28 \times (750 - 600) = 1859531 \text{ Btu/h} \\ (545.15 \text{ kJ/s})$$

Se supondrá:

$$U_x = 2.0$$

$$N_n = 4$$

$$N_p = 2$$

Cálculo de las características del precalentador.

$$\text{LMTD} = \frac{(600 - 300) - (500 - 100)}{\ln \frac{600 - 300}{600 - 100}} \times 0.99 = 344.0 \text{ }^{\circ}\text{F} (173.33 \text{ }^{\circ}\text{C})$$

$$A_x = \frac{1859531}{2.0 \times 344} = 2703 \text{ ft}^2 (251.45 \text{ m}^2)$$

$$F_a = \frac{2703}{107.20} = 25.20 \text{ ft}^2 \text{ (2.344 m}^2\text{)}$$

$$W = \frac{25.20}{5} = 5.04 = 5 \text{ ft (1.525 m)}$$

$$N_t = \frac{2703}{5.58 \times 5} = 96.88 = 100 \text{ Tubos.}$$

Cálculo del coeficiente de transferencia de calor interno.

$$W_t = \frac{1859531}{0.56 \times 100} = 33375 \text{ lb/h (4.209 kg/s)}$$

$$G_t = \frac{144 \times 33375 \times 2}{3600 \times 100 \times 0.4803} = 55.60 \text{ lb/ft}^2 \text{ s (271.35 kg/m}^2 \text{ s)}$$

$$P = 56.133 \text{ lb/ft}^3 \text{ (899.87 kg/m}^3\text{)}$$

$$Re = \frac{0.782 \times 56.133}{0.619} = 70.914$$

$$\Delta P_t = \frac{0.0037 \times 170 \times 5 \times 7}{0.98} + (2.2 \times 2) = 9.95 \text{ Psi}$$

$$h_t = \frac{700 \times 0.11 \times 0.98}{0.782} = 96.50 \text{ Btu/h ft}^2 \text{ }^\circ\text{F (0.547 kJ/s m}^2 \text{ }^\circ\text{C)}$$

Cálculo del coeficiente de transferencia de calor externo.

$$W_a = 19.7375 \times 2135 = 42939.56 = 43000 \text{ lb/h (5.423 kg/s)}$$

$$G_a = \frac{43000}{25} = 1720 \text{ lb/ft}^2 \text{ s (8324.29 kg/m}^2 \text{ s)}$$

$$h_a = 6.6 \text{ Btu/h ft}^2 \text{ }^\circ\text{F (0.03744 kJ/s m}^2 \text{ }^\circ\text{C)}$$

Cálculo del coeficiente de transferencia de calor total.

$$\frac{A_x}{A_1} = \frac{21.4 \times 1.0}{0.782} = 27.366$$

$$\frac{1}{U'_x} = \frac{27.366}{96.50} + 0.002 \times 27.366 + \frac{1}{6.6} = 0.489 \text{ h ft}^2 \text{ }^\circ\text{F/Btu (86.202 s m}^2 \text{ }^\circ\text{C/kJ)}$$

$$U'x = 2.04 \text{ Btu/h ft}^2 \text{ } ^\circ\text{F} \text{ (0.0116 kJ/s m}^2 \text{ } ^\circ\text{C)}$$

$$U'x = Ux$$

Cálculo de la caída de presión del aire.

$$FAPF = \frac{0.40 \times 25}{1} = 10.00 \text{ ft}^2/\text{ft} \text{ (3.05 m}^2/\text{m)}$$

$$D_{vent} = \frac{10.00}{0.785} = 3.57 \text{ ft (1.089 m)}$$

$$\Delta P_a = \frac{0.10 \times 4}{0.94} = 0.426 \text{ in H}_2\text{O (106.00 N/m}^2\text{)}$$

Para la alternativa B tendremos que las temperaturas de diseño serán las mismas que las de la alternativa A - variando sólo los flujos. El diseño de la alternativa - B será:

$$Q = 46500 \times 0.28 \times 150 = 1953000 \text{ Btu/lb}$$

$$U'x = 2.0$$

$$N = 4$$

$$N_p = 2$$

$$LMTD = 344 \text{ } ^\circ\text{F (173.33 } ^\circ\text{C)}$$

$$A_x = \frac{1953000}{344 \times 2} = 2839 \text{ ft}^2 \text{ (264.10 m}^2\text{)}$$

$$F_a = \frac{2839}{5.58 \times 5} = 26.48 \text{ ft}^2 \text{ (2463 m}^2\text{)}$$

$$W = \frac{26.48}{5} = 5.3 = 5 \text{ ft (1.525 m)}$$

$$N_t = \frac{2839}{5.58 \times 5} = 101.70 = 102 \text{ Tubos}$$

Coeficiente de transferencia de calor interno.

$$W_t = \frac{1953000}{0.56 \times 100} = 34875 = 35000 \text{ lb/h (4.414 kg/s)}$$

$$G_t = \frac{144 \times 35000 \times 2}{3600 \times 100 \times 0.4803} = 58.30 \text{ lb/ft}^2 \text{ s (284.53 kg/m}^2 \text{ s)}$$

$$\begin{aligned} Re &= \frac{0.782 \times 58.30}{0.619} = 73.66 \\ &= 56.133 \text{ lb/ft}^3 \text{ (899.87 kg/m}^3) \end{aligned}$$

$$\Delta P_t = \frac{0.003 \times 170 \times 5 \times 2}{0.98} + 2.25 \times 2 = 9.70 \text{ Psi}$$

$$h_t = \frac{700 \times 0.115 \times 0.98}{0.782} = 100.88 \text{ Btu/h ft}^2 \text{ }^\circ\text{F (0.5723 kJ/s m}^2 \text{ }^\circ\text{C)}$$

Coeficiente de transferencia de calor externo.

$$W_a = 45000 \text{ lb/h (5.675 kg/s)}$$

$$G_a = \frac{45000}{25} = 1800 \text{ lb/ft}^2 \text{ s (8784.72 kg/m}^2 \text{ s)}$$

$$h_a = 6.65 \text{ Btu/h ft}^2 \text{ }^\circ\text{F (0.0377 kJ/s m}^2 \text{ }^\circ\text{C)}$$

Coeficiente de transferencia de calor total.

$$\frac{A_x}{A_i} = \frac{21.4 \times 1.0}{0.782} = 27.366$$

$$\frac{1}{U'_x} = \frac{1}{100.88} \times 27.366 + 0.002 \times 27.366 + \frac{1}{6.65} = 0.4763 \text{ lb h }^\circ\text{F/Btu (83.96 kgs }^\circ\text{C/kJ)}$$

$$U'x = 2.09 \text{ Btu/h ft}^2 \text{ }^\circ\text{F} \text{ (0.01856 kJ/s m}^2 \text{ }^\circ\text{C)}$$

$$U'x = Ux$$

Caída de presión del aire.

$$FAPF = \frac{0.40 \times 25}{1} = 10.0 \text{ ft}^2/\text{ft} \text{ (3.05 m}^2/\text{m)}$$

$$\text{Devnt} = \frac{10.00}{0.785} = 3.57 \text{ ft (1.088 m)}$$

$$\Delta P_a = 0.11 \times 4/0.94 = 0.468 \text{ in H}_2\text{O}$$

3 - PRECALENTADOR SECUNDARIO EA-202. Este equipo se encontrará colocado en seguida del precalentador primario EC-202.

Se considerarán dos tipos de precalentadores de aire con dos temperaturas de salida del aire diferentes.

- a) PRECALENTADOR RECUPERATIVO TIPO TUBULAR. Llevará por dentro de los tubos gases de combustión mientras que por fuera de ellos irá el aire que sale del precalentador primario. La secuencia de -- cálculo fué tomada de la Ref. (1), siendo el cálculo numérico de la primer alternativa el -- siguiente:

Gases de Combustión.

$$T_3 = 600 \text{ }^\circ\text{F} \text{ (315.56 }^\circ\text{C)}$$

$$t_3 = 300 \text{ }^\circ\text{F} \text{ (148.89 }^\circ\text{C)}$$

$$T_4 = 436 \text{ }^\circ\text{F} \text{ (224.44 }^\circ\text{C)}$$

$$t_4 = 500 \text{ }^\circ\text{F} \text{ (260 }^\circ\text{C)}$$

$$W_g = 45000 \text{ lb/h (5.68 kg/s)}$$

$$W_a = 43000 \text{ lb/h (5.423 kg/s)}$$

El calor sensible dado por los gases de combustión será:

$$Q = 45000 \times 0.28 \times (600 - 436) = 2066400 \text{ Btu/h}$$

$$LMTD = \frac{(600 - 500) - (436 - 300)}{\ln \frac{600 - 500}{436 - 300}} \times 0.82 = 96.0 \text{ } ^\circ\text{F} \text{ (35.56 } ^\circ\text{C)}$$

$$T_f = \frac{600 + 436}{2} - \frac{96}{4} = 494 \text{ } ^\circ\text{F} \text{ (256.67 } ^\circ\text{C)}$$

$$t_f = \frac{300 + 500}{2} + \frac{96}{4} = 424 \text{ } ^\circ\text{F} \text{ (217.78 } ^\circ\text{C)}$$

Los tubos que se seleccionarán tendrán las características:

$$L = 12 \text{ ft (3.66 m)}$$

$$d_o = 2.0 \text{ in (5.08 cm)}$$

$$d_i = 1.822 \text{ in (4.628 cm)}$$

Dimensiones del precalentador.

58 hileras de tubos con espaciamento centro-centro - de tubo 2.5 in (6.35 cm).

42 tubos por hilera con espaciamento 3.5 in (8.89 cm)

Diseño térmico del equipo.

$$S = \frac{58 \times 42 \times 12 \times 11 \times 2.0}{12} = 15306 \text{ ft}^2 \text{ (1423.84 m}^2\text{)}$$

$$A_g = \frac{\pi \times 1.822^2 \times 2436}{4 \times 144} = 44.15 \text{ ft}^2 \text{ (4.107 m}^2\text{)}$$

$$A_a = \frac{3.5 \times 12 \times (42 + 1)}{12} - \frac{2.0 \times 12 \times 42}{12} = 66.50 \text{ ft}^2 \text{ (6.186 m}^2\text{)}$$

$$G_g = \frac{45000}{44.15} = 1019.25 \text{ lb/h ft}^2 \text{ (1.382 kg/s m}^2\text{)}$$

$$G_a = \frac{43000}{66.50} = 646.62 \text{ lb/h ft}^2 \text{ (0.8766 kg/s m}^2\text{)}$$

$$Re = 2.7 \times 646.62 = 1746$$

Coefficiente de transferencia de calor total.

$$U_{cg} = 8.552 \times 0.185 \times 1.05 \times \frac{1.822}{2} = 1.513 \text{ Btu/h ft}^2 \text{ } ^\circ\text{F} \\ \text{(0.00858 kg/s m}^2 \text{ } ^\circ\text{C)}$$

$$U_{rg} = 2.2 \times 0.26 = 0.572 \text{ Btu/h ft}^2 \text{ } ^\circ\text{F} \text{ (0.003245 kJ/s m}^2 \text{ } ^\circ\text{C)}$$

$$U_{ca} = 60 \times 0.11 \times 0.75 = 4.95 \text{ Btu/h ft}^2 \text{ } ^\circ\text{F} \text{ (0.02808 kJ/s m}^2 \text{ } ^\circ\text{C)}$$

$$U = \frac{(1.513 + 0.572) \times 4.95}{1.513 + 0.572 + 4.95} = 1.467 \text{ Btu/h ft}^2 \text{ } ^\circ\text{F}$$

$$S' = \frac{2066400}{1.467 \times 96} = 14672 \text{ ft}^2 \text{ (1364.86 m}^2\text{)}$$

$$S = S'$$

Caída de presión a través del equipo.

$$Re = \frac{1019.25 \times 1.822}{12 \times 0.062} = 2496$$

$$\Delta P_f = 0.048 \times \frac{12}{1.822} \times \left[\frac{460 + \frac{600 + (2 \times 436)}{3}}{14400} \right] \left[\frac{1019.25}{10^3} \right]^2 \\ = 0.0217 \text{ in H}_2\text{O (5.399 N/m}^2\text{)}$$

$$\Delta P_r = 1.5 \times 460 + \left[\frac{600 + (2 \times 436)}{3} \right] \left[\frac{1019.25}{10^3} \right]^2 \\ = 0.00856 \text{ in H}_2\text{O (2.13 N/m}^2\text{)}$$

$$\Delta P_g = 0.0217 + 0.0856 = 0.03026 \text{ in H}_2\text{O} (7.53 \text{ N/m}^2)$$

$$\Delta P_a = \left(0.25 \times 58 \times 1.0 \right) \left(1 \right) \left(460 + \frac{300 + 500}{2 \times 0.95} \right) \left(\frac{0.6462^2}{173000} \right)$$
$$= 0.0308 \text{ in H}_2\text{O} (7.664 \text{ N/m}^2)$$

En la alternativa B se tendrá:

Gases de Combustión

Aire

$$T_3 = 600 \text{ }^\circ\text{F} (315.56 \text{ }^\circ\text{C})$$

$$t_3 = 300 \text{ }^\circ\text{F} (148.89 \text{ }^\circ\text{C})$$

$$T_4 = 512 \text{ }^\circ\text{F} (266.67 \text{ }^\circ\text{C})$$

$$t_4 = 400 \text{ }^\circ\text{F} (204.44 \text{ }^\circ\text{C})$$

$$W_g = 46500 \text{ lb/h} (5.864 \text{ kg/s})$$

$$W_a = 45000 \text{ lb/h} (5.675 \text{ kg/s})$$

$$Q = 46500 \times 0.28 \times (600 - 512) = 1145760 \text{ Btu/h} (335.902 \text{ kJ/s})$$

$$\text{LMTD} = \frac{(600 - 400) - (512 - 300)}{\ln \frac{600 - 400}{512 - 300}} \times 0.925 = 190.55 \text{ }^\circ\text{F} (88.0 \text{ }^\circ\text{C})$$

$$T_f = \frac{600 + 512}{2} - \frac{190.55}{4} = 508.36 \text{ }^\circ\text{F} (264.44 \text{ }^\circ\text{C})$$

$$t_f = \frac{400 + 300}{2} - \frac{190.55}{4} = 397.64 \text{ }^\circ\text{F} (203.0 \text{ }^\circ\text{C})$$

Selección del tubo

$$L = 6 \text{ ft} (1.83 \text{ m})$$

$$d_o = 2 \text{ in} (5.08 \text{ cm})$$

$$d_i = 1.822 \text{ in} (4.628 \text{ cm})$$

Dimensiones del precalentador.

35 hileras con espaciamento centro-centro 2.5 in
(6.35 cm)

20 tubos por hilera con espaciamento 3.5 in -
(8.89 cm)

$$S = \frac{700 \times 6 \times 2}{12} = 2199.11 \text{ ft}^2 \text{ (204.57 m}^2\text{)}$$

$$A_g = \frac{\pi \times 1.822^2 \times 700}{4 \times 144} = 12.69 \text{ ft}^2 \text{ (1.1805 m}^2\text{)}$$

$$A_a = \frac{3.5 \times 6 \times (20 + 1) - 2 \times 6 \times 20}{12} = 16.75 \text{ ft}^2 \text{ (1.558 m}^2\text{)}$$

$$G_g = \frac{46500}{12.69} = 3664 \text{ lb/h ft}^2 \text{ (4.967 kg/s m}^2\text{)}$$

$$G_a = \frac{45000}{16.75} = 2687 \text{ lb/h ft}^2 \text{ (3.643 kg/s m}^2\text{)}$$

$$Re = 2.7 \times 2687 = 7254$$

Coefficiente de transferencia de calor total.

$$U_{cg} = \frac{24 \times 0.185 \times 1.1 \times 1.822}{2.0} = 4.449 \text{ Btu/h ft}^2 \text{ }^\circ\text{F} \text{ (0.02524 kJ/s m}^2 \text{ }^\circ\text{C)}$$

$$U_{ca} = 75 \times 0.103 \times 0.82 = 6335 \text{ Btu/h ft}^2 \text{ }^\circ\text{F} \text{ (0.03594 kJ/s m}^2 \text{ }^\circ\text{C)}$$

$$U_{rg} = 2.7 \times 0.26 = 0.702 \text{ Btu/h ft}^2 \text{ }^\circ\text{F} \text{ (0.00398 kJ/s m}^2 \text{ }^\circ\text{C)}$$

$$U = \frac{(4.449 + 0.702) \times 6.335}{4.449 + 0.702 + 6.335} = 2.841 \text{ Btu/h ft}^2 \text{ }^\circ\text{F} \text{ (0.0161 kJ/s m}^2 \text{ }^\circ\text{C)}$$

$$S' = \frac{1145760}{2.841 \times 190.55} = 2116.48 \text{ ft}^2 (196.88 \text{ m}^2)$$

$$S = S'$$

Caída de presión.

$$Re_g = \frac{3664 \times 1.822}{12 \times 0.070} = 7947.40$$

$$\begin{aligned} \Delta P_f &= \frac{0.034 \times \frac{6}{1.822} \left[\frac{460 + \frac{600 + (2 \times 512)}{3}}{3} \right] \left[\frac{3664}{10^3} \right]}{14400} \\ &= 0.1045 \text{ in H}_2\text{O} (26.00 \text{ N/m}^2) \end{aligned}$$

$$\Delta P_r = \frac{1.5 \times \left[\frac{460 + \frac{600 + (2 \times 512)}{3}}{3} \right] \left[\frac{3664}{10^3} \right]^2}{173000} = 0.1168 \text{ in H}_2\text{O} (29.015 \text{ N/m}^2)$$

$$\Delta P_g = 0.1166 + 0.1045 = 0.2211$$

$$\begin{aligned} \Delta P_a &= \frac{0.25 \times 35 \times 1.0 \quad 1 \quad \times \left[\frac{460 + \frac{300 + 400}{2 \times 0.95}}{2} \right] \left[\frac{2687}{10^3} \right]^2}{173000} \\ &= 0.3025 \text{ in H}_2\text{O} (75.274 \text{ N/m}^2) \end{aligned}$$

b) PRECALENTADOR REGENERATIVO TIPO MATRIZ ROTANTE.

Como se describió anteriormente la matriz girará de los gases de combustión a la corriente de aire que sale del precalentador primario EA-202.

La secuencia de cálculo se tomó de la Ref. (8).

En la alternativa A las temperaturas y los flujos de entrada así como de salida en ambas corrientes serán:

Gases de Combustión	Aire
$T_3 = 600 \text{ }^\circ\text{F} (315.56 \text{ }^\circ\text{C})$	$t_3 = 300 \text{ }^\circ\text{F} (148.89 \text{ }^\circ\text{C})$
$T_4 = 436 \text{ }^\circ\text{F} (224.44 \text{ }^\circ\text{C})$	$t_4 = 510 \text{ }^\circ\text{F} (215.56 \text{ }^\circ\text{C})$
$W_g = 45000 \text{ lb/h} (5.68 \text{ kg/s})$	$W_a = 43000 \text{ lb/h} (5.43 \text{ kg/s})$

En función de los flujos anteriores se seleccionará el precalentador No. 9 de la Tabla B ya que éste trabaja con 100% de carga:

(4.4722 kg/s) de aire y (4.9166 kg/s) de gas.

Las cargas efectivas de acuerdo con esto son:

Gases de Combustión	Aire
$\frac{5.69}{4.9166} = 115.53 \%$	$\frac{5.43}{4.4722} = 121.42 \%$

Por lo tanto el valor medio es:

$$\frac{115.53 + 121.42}{2} = 118.475 \%$$

A éste valor corresponde en la curva (a) de la Fig.,
 $27 \eta_m = 65.0 \%$.

La eficiencia del lado del aire y del gas serán:

$$\eta_a = \frac{510 - 300}{600 - 300} = 0.70$$

$$\eta_g = \frac{43000}{45000} \times \frac{0.24}{0.28} \times 0.70 = 0.5733$$

$$\eta_m = \frac{0.70 + 0.5733}{2} = 0.6365$$

Este valor frente al obtenido de acuerdo con la curva (a) de la Fig. 27 es más pequeño, por lo que se tendrá que considerar esta diferencia para utilizar una superficie de calentamiento menor que con lámina de 23.6 in (60.0 cm) de profundidad.

Para encontrar la profundidad correcta de la lámina se hacen las siguientes operaciones:

$$H = \frac{0.6366}{0.65} \left[\frac{1 - 0.65}{1 - 0.6366} \right]$$

De la Fig. 27 curva (c) $H' = 56.0$ cm

Por razones de economía se utilizará lámina con 23 in (58.42 cm) de profundidad. Valor que es el 97.36% de la lámina 23.6 in (60.0 cm).

A continuación se determinarán las pérdidas por fricción en el precalentador. Con este tipo de precalentadores es muy difícil obtener valores exactos de las pérdidas por fricción por medio de cálculo debido a la forma propia de la lámina de calentamiento y a sus canalizaciones angostas y numerosas. Por éste motivo, se han determinado las pérdidas por fricción en la experimentación. Los fabricantes de los precalentadores han-

estudiado ésta, dando como resultado la curva (a) de la Fig. 28 donde se obtienen las pérdidas en función de la carga.

Dichas pérdidas son validas para temperaturas medias de 347 °F (175 °C). Como con las temperaturas mayores o menores no sólo se cambian las velocidades, sino también sus propiedades físicas, deben hacerse correcciones, para lo cual también se obtuvieron las curvas (b) y (c) de la Fig. 28.

Las pérdidas por fricción en el lado de los gases de combustión se encuentran en la curva (a) de la Fig. 28 que para la carga de 115.53 % de acuerdo con el modelo moderno de la lámina son de 0.396 m H₂O (98.5 N/m²).

Del lado del aire para una carga de 121.42 % son de 0.410 in H₂O (102 N/m²)

Los resultados anteriores son para láminas de 23.6 in (60.0 cm) de profundidad; para láminas de 23 in (58.42 cm) o sea 97.36 % se hacen correcciones tomando en cuenta las temperaturas medias.

$$\bar{t} = \frac{300 + 510}{2} = 405 \text{ °F (207.22 °C)} \quad F_c' = 1.03$$

$$\bar{T} = \frac{600 + 436}{2} = 518 \text{ °F (257.78 °C)} \quad F_c' = 1.2$$

Por lo tanto, las caídas de presión serán tomando en cuenta la constante de dilatación y contracción que varía normalmente de 0.0788 a 0.315 in H₂O con buen margen de seguridad.

$$\Delta P_g = (0.396 \times 0.9736 \times 1.2) + 0.118 = 0.5806 \text{ in H}_2\text{O} \\ (144.48 \text{ N/m}^2)$$

$$\Delta P_a = (0.410 \times 0.9736 \times 1.03) + 0.118 = 0.529 \text{ in H}_2\text{O} \\ (131.70 \text{ N/m}^2)$$

En la alternativa B se tendrá:

Gases de combustión

Aire

$$T_3 = 600 \text{ }^\circ\text{F} (315.56 \text{ }^\circ\text{C})$$

$$t_3 = 300 \text{ }^\circ\text{F} (148.89 \text{ }^\circ\text{C})$$

$$T_4 = 512 \text{ }^\circ\text{F} (266.67 \text{ }^\circ\text{C})$$

$$t_4 = 402 \text{ }^\circ\text{F} (205.56 \text{ }^\circ\text{C})$$

$$W_g = 46500 \text{ lb/h} (5.871 \text{ kg/s}) \quad W_a = 45000 \text{ lb/h} (5.682 \text{ kg/s})$$

Selección del precalentador en la Tabla B: Precalentador No. 9

$$W'_g = 38987 \text{ lb/h} (4.9166 \text{ kg/s}) \quad W'_a = 35463 \text{ lb/h} (4.4722 \text{ kg/s})$$

Cargas efectivas.

$$\frac{46000}{38987} = 131.30 \%$$

$$\frac{45000}{35463} = 115.60 \%$$

Lectura $\eta_m = 65 \%$

$$\eta_a = \frac{402 - 300}{600 - 300} = 0.34$$

$$\eta_g = \frac{45000}{46500} \times \frac{0.25}{0.28} \times 0.34 = 0.294$$

$$\eta_m = \frac{0.34 + 0.294}{2} = 0.317$$

Este valor obtenido frente al de 65 % de la curva (a) de la Fig. 27 es más pequeña, por lo que se habrá de considerar esta diferencia para utilizar una superficie de calentamiento menor al de la lámina de 23.6 in (60.0 cm) de profundidad; por lo tanto la profundidad correcta será:

$$H = \frac{0.317}{0.65} \left[\frac{1 - 0.65}{1 - 0.34} \right] \times 23.6 = 6.11 \text{ in (15.518 cm)}$$

Por razones de economía se utilizarán láminas de 7 in (17.78 cm) que representa el 29.63 % de 23.6.

Temperaturas medias.

$$\bar{T} = \frac{600 + 512}{2} = 556 \text{ }^{\circ}\text{F (291.12 }^{\circ}\text{C)} \quad F_c = 1.35$$

$$\bar{t} = \frac{300 + 402}{2} = 351 \text{ }^{\circ}\text{F (177.23 }^{\circ}\text{C)} \quad F_c = 0.95$$

Pérdidas por fricción.

$$\Delta P_g = 0.442 \times 0.2963 \times 1.35 + 0.118 = 0.295 \text{ in H}_2\text{O} \\ (73.41 \text{ N/m}^2)$$

$$\Delta P_a = 0.402 \times 0.2963 \times 0.95 + 0.118 = 0.2313 \text{ in H}_2\text{O} \\ (57.56 \text{ N/m}^2)$$

4. BOMBA GA-202.- Esta bomba moverá el aceite térmico

en el circuito del precalentador primario EC-202.

Para el cálculo de esta bomba se tomaron en cuenta las siguientes consideraciones:

El precalentador primario EC-202 se encontrará a una distancia de 15 ft (4.575 m), del calentador de fuego directo BA-202, sobre el rack de tubería.

La altura donde se pondrá el serpentín de tubos en la sección de convección del calentador es de 37.222 ft - - (11.353 m)

Para el cálculo de esta bomba se utilizará el método de la Ref. (5), con tubería de 2 in cédula 40.

$$d_o = 2.375 \text{ in (6.0325 cm)}$$

$$d_i = 2.067 \text{ in (5.250 cm)}$$

$$\rho = 56.133 \text{ lb/ft}^3 \text{ (899.9 kg/m}^3\text{)}$$

$$A_t = 3.35 \text{ in}^2 = 0.0233 \text{ ft}^2 \text{ (0.002167 m}^2\text{)}$$

$$W = 33375 \text{ lb/h (4.209 kg/s)}$$

El flujo por unidad de superficie será:

$$G = \frac{33375}{0.0233} = 397.89 \text{ lb/s ft}^2 \text{ (194.86 kg/s m}^2\text{)}$$

La velocidad del aceite en la tubería.

$$v = \frac{397.89}{56.133} = 7.088 \text{ ft/s (2.162 m/s)}$$

$$Re = \frac{(2.067/12) \times 1432403.4}{1.5} = 164487.65 \quad f = 0.022$$

El tramo de tubería será:

$$L = [(2 \times 15) + (2 \times 40)] \times 2 = 220 \text{ ft}$$

Cabeza en tubería recta:

$$\begin{aligned} \frac{\Delta P}{P} &= 40 + \frac{8^2}{2 \times 32.2} + \frac{0.1863 \times 0.022 \times 220 \times 8^2}{2.067} \\ &= 68.913 \text{ ft } \frac{\text{lb}}{\text{lb}} = 70 \text{ ft } \frac{\text{lb}}{\text{lb}} \end{aligned}$$

La cabeza en el serpentín de tubos será:

$$L = (8 \times 2 \times 3) + (16 \times 5) = 576 \text{ ft (175.68 m)}$$

$$Re = \frac{2704/12 \times 836913}{1.5} = 125723 \quad / \quad = 0.009 \quad f = 0.0215$$

$$v = \frac{836913}{56.133} = 4.142 \text{ ft/s (1.263 m/s)}$$

$$\frac{\Delta P}{P} = \frac{4.142^2}{2 \times 32.2} + \frac{0.1863 \times 0.0215 \times 576 \times (4.14)^2}{2074} = 19.50 \text{ ft } \frac{\text{lb}}{\text{lb}}$$

$$Bhp = \frac{74.13 \times 56.133 \times 100}{247000 \times 0.7} = 2.406$$

Por lo tanto, se tendrá que comprar una Bomba de -
3 HP.

5. TANQUE DE ALMACENAMIENTO TH-202.- Servirá para almacenar el aceite térmico y recircular éste por medio de la Bomba GA-202 a través del circuito de la primer etapa descrita en este trabajo.

El tanque se diseñará para las siguientes condiciones:

Velocidad de flujo del líquido = 33375 lb/h

(4.209 kg/s)

Tiempo de residencia = 10 minutos.

Siendo las dimensiones del tanque:

Diámetro del tanque = 4.5 ft (1.3725 m)

Longitud del tanque = 6.5 ft (1.9825 m)

Espesor del material de la coraza = 0.25 in

(0.635 cm)

Se utilizará acero al carbón número de especificación SA-285 grado C.

T A B L A D

COSTOS DEL EQUIPO ADICIONAL NECESARIO PARA EL SISTEMA
DE PRECALENTAMIENTO DE AIRE PROPUESTO

Alternativa	A		B	
	Tub.	Mat. Rot.	Tub.	Mat. Rot.
Cama de tubos adic.	720000	720000	720000	720000
Prec. Primario EA-202	42500	42500	40000	40000
Prec. Secundario EC-202	943287	454000	135530	310435
Bomba GA-202	18125	18125	18125	18125
Tanque de Alm. TH-202	37500	37500	37500	37500
Vent. Tiro Forz. (Con Reductor Vel).	75000	75000	75000	75000
Tubería, Ductos y Acc. (20 % Costo- Equipo).	367283	269425	205231	240212
Transporte e Ins- talación (40 - 50 % Costo Equipo).	881478	808275	492554	720636
INVERSION INICIAL	3085173	2424825	1723940	2161908

NOTA: Los costos se obtuvieron de las Ref. (10, 17), toman-
do como base 23 pesos mexicanos = 1 E.E.U.U. Dolar.

T A B L A E

ESTUDIO ECONOMICO PARA LAS DIFERENTES ALTERNATIVAS
EN EL SISTEMA PARA PRECALENTAMIENTO DE AIRE
PROPUESTO.

Alternativa	A		B		
	Tub.	Mat.Rot.	Tub.	Mat.Rot.	
Prec. Secundario					
Inv. In (\$).	3085173	2424825	1723940	2161908	
Costos Mant. (\$/año)	123407	169738	68958	151334	
Costos Op. (\$/año)	7000	12000	7000	12000	
Amort. (\$/año)n					
	1	3316561	2606687	1853236	2324051
	3	1186366	932437	662920	831336
	5	762547	599332	426098	534348
	10	449467	353263	251154	314960
	15	349510	274701	195300	244916
Cost. Tot.	1	3446968	2788425	1929194	2487385
An. (\$/año)	3	1316773	1114175	738878	994670
	5	892954	781070	502056	697682
	10	579874	535001	327112	479284
	15	479917	456439	271258	408250
Cost. Tot.An	1	3206480	2593882	1794598	2313845
Valor Presente (\$)	3	3424334	2897482	1921489	2586689
	5	3612794	3160123	2031263	2822745
	10	3980302	3672290	2245323	3283048
	15	4236275	4029042	2394427	3603672
Ahorro de -	1	1862215		1065748	
Comb. (\$)	3	6206728		3552119	
	5	11032151		6313716	
	10	23980113		13723854	
	15	36839480		21083287	
Valor Presente (\$)	1	1344265	731667	67618	1248097
	3	- 2782394	- 3309260	-1630630	- 965430
	5	- 7419358	- 7872028	- 4282453	-3490971
	10	-19999811	-20307824	-11478532	-10440806
	15	-32603205	-32810439	-18688861	-17479616

Para hacer el estudio de la tabla anterior se utilizaron los siguientes criterios:

1. Costos de Mantenimiento.- En el precalentador secundario tubular 4 % de la Inversión Inicial; mientras que en el precalentador secundario de tipo regenerativo matriz rotante es del 7 % de la Inversión Inicial.
2. Costos de Operación.- Se tomaron en cuenta el ventilador de tiro forzado, la bomba que mueve el aceite térmico en ambos tipos de precalentadores y además la bomba que hará que gire la matriz del precalentador regenerativo. El costo del Kw-h se tomo como de \$ 0.25.
3. Amortización.- Para obtener el estudio de la amortización se utilizó la ecuación siguiente:

$$\text{AMORT} = \text{Inv. In.} \times \frac{i}{1 - (1 + i)^{-n}}$$

Donde: n es el número de años siendo 1, 3, 5, 10 y 15.

i es el interés que será en todos los casos de 7.5 %.

4. Costos Totales Anuales (CTA).- Los costos totales anuales son la suma de costos de mantenimiento, costos de operación y amortización.
5. Valor Presente de los Costos Totales Anuales.- Es la suma de valores presentes de una serie de pagos anuales iguales CTA invertidos a in

terés uniforme i para n años.

$$VP (CTA) = CTA \times \frac{(1 + i)^n - 1}{i (1 + i)^n}$$

6. Ahorro de Combustible.

$$AC = \sum_n^1 \left(\text{Costo Comb. Fig } (1)_n \times \frac{1}{(1 + i)^n} \right)$$

7. Valor Presente de la Inversión.- Se calcula restando al valor presente de los costos totales anuales a el ahorro de combustible, siendo éste el parámetro que nos dará la mejor opción para la selección del sistema.

Como se observa en la Tabla E la mejor opción - cuando la amortización sea a un año será la alternativa B (Temperatura de aire precalentado = 400 °F) - con precalentador tubular, debido a que es con esta opción con la que se obtiene un ahorro mas grande.

Cuando la amortización sea 3, 5, 10 y 15 años la mejor opción será la de la alternativa A (Temperatura de aire precalentado = 500 °F) con precalentador de - tipo matriz rotante por el ahorro que se tiene.

C O N C L U S I O N E S

El estudio económico del sistema propuesto muestra en una forma objetiva la importancia que tiene la recuperación de calor en los gases que se obtienen como producto de la combustión. El sistema propuesto presenta las ventajas óptimas económicamente para la recuperación de calor en calentadores de fuego directo para industrias de Refinación y Petroquímica.

Dichos calentadores actualmente están adquiriendo una mayor importancia en nuestro país, debido a que es en estos equipos en donde se están realizando estudios de optimización y de diseño. Es en la optimización de los calentadores donde el cálculo, selección y estudio técnico económico de un sistema de precalentamiento de aire tiene su papel más importante.

La optimización de dicho sistema lleva implícita a la optimización de un calentador de fuego directo y por lo mismo el empleo más adecuado de los recursos energéticos en la industria de proceso.

A P E N D I C E

T A B L A A

DATOS DE TUBOS ALETADOS PARA TUBOS DE 1 in d_o

Altura de aleta por aletas/in	1/2 in por 9	5/8 in por 9		
APF	3.80	5.58		
AR	14.5	21.4		
Pitch del tubo	2 in	2 1/4 in	2 1/4 in	2 1/2 in
APSF (3 hileras)	68.4	60.6	89.1	80.4
(4 hileras)	91.2	80.8	118.8	107.2
(5 hileras)	114.0	101.0	148.5	134.0
(6 hileras)	136.8	121.2	178.2	160.8

NOTAS: APF = Area/ft de tubo aletado, ft^2/ft (m^2/m)

AR = Relación de área de tubo aletado comparada con el área exterior de tubo liso de 1 in de diámetro externo el cual tiene 0.262 - ft^2/ft .

APSF = Area/ ft^2 de área de los haces de la cara - del intercambiador, ft^2/ft^2 (m^2/m^2)

T A B L A B

PRODUCCIONES NORMALES DE LOS PRECALENTADORES LJUNGSTROM

Número	Flujo de Aire kg/s	Flujo de Gases kg/s
1	0.9166	1
2	1.125	1.25
3	1.388	1.5277
4	1.6666	1.8055
5	2.0277	2.1666
6	2.4722	2.7222
7	7.0555	3.3611
8	3.6941	4.0694
9	4.4722	4.9166
10	5.4444	5.875
11	6.6666	7.3333
12	8.1666	8.9861
13	10.0555	11.0555
14	12.3611	13.6111
15	15.1388	16.6666
16	18.4722	20.3333
17	22.6388	24.9166
18	27.7777	30.5555

T A B L A C

TURB-X TM 5/16" SEGMENT ESCOA

SUPERFICIE EXTERIOR TOTAL

(DESPUES DEL ALETADO EN PIES CUADRADOS POR PIE LINEAL)

GROSOR DE ALETA	.012	.020	.025	.030	.035	.050	.060
ALETAS/PULGADA	ALTURA ALETA 1.000 PULGADA						
1	2.42	2.46	2.48	2.51	2.53	2.61	2.66
2	4.05	4.13	4.18	4.23	4.28	4.43	4.53
3	5.68	5.80	5.87	5.95	6.03	6.25	6.40
4	7.31	7.47	7.57	7.67	7.77	8.07	8.27
5	8.94	9.14	9.27	9.39	9.52	9.90	10.15
6	10.57	10.81	10.96	11.11	11.26	11.72	
7	12.20	12.48	12.66	12.84	13.01		
8	13.83	14.15	14.36	14.56			
9	15.46	15.83	16.05				
10	17.10	17.50	17.75				

23 Pesos Nac = 1 EEUU Dolar
\$

COSTO DE COMBUSTIBLE ESPERADO

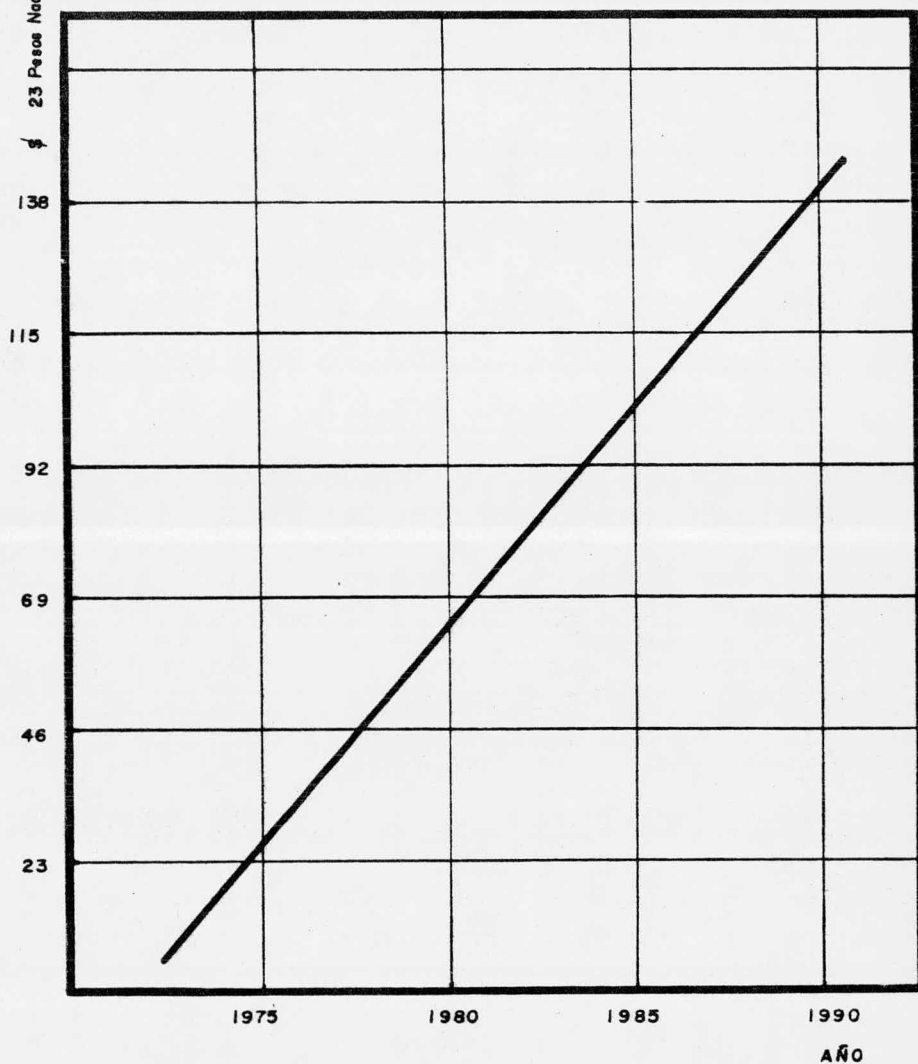


FIGURA 1

**GRAFICA PARA LIMITES DE CORROSION A TEMPERATURA BAJA
PARA PRECALENTADORES DE AIRE REGENERATIVOS Y TUBULARES**

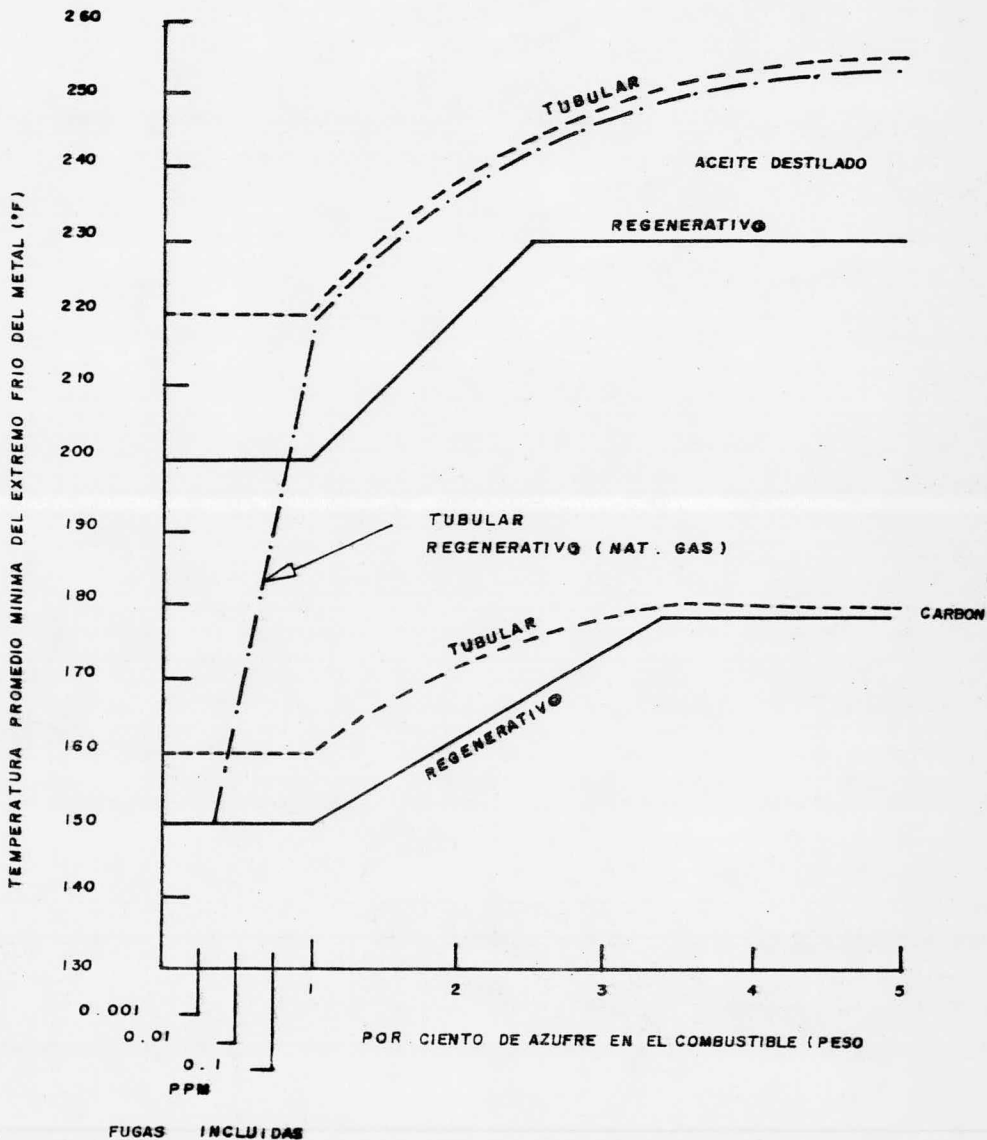


FIGURA 2

**PRECALENTADOR DE AIRE TUBULAR
NO SECCIONADO**

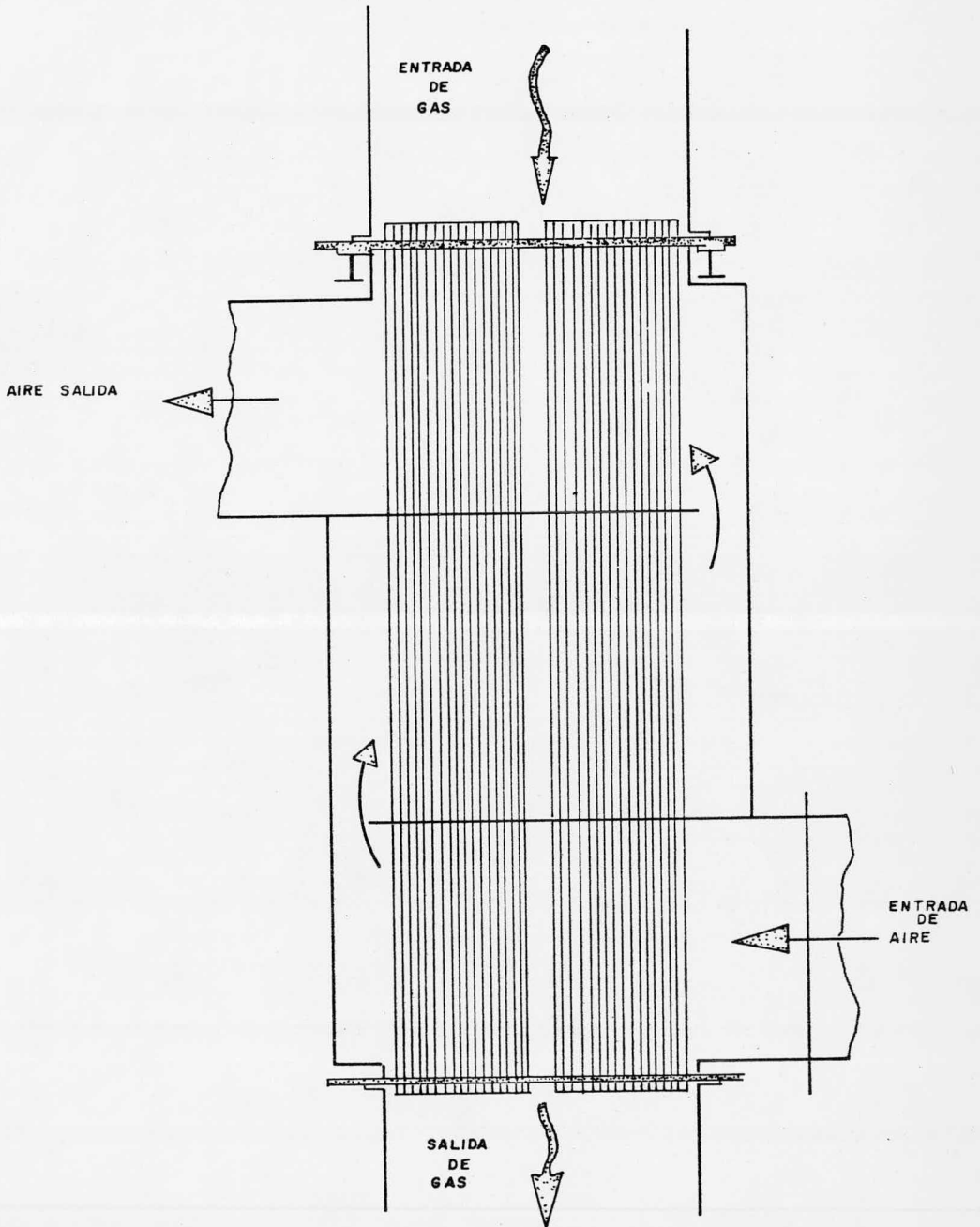


FIGURA 3

PRECALENTADOR DE AIRE REGENRATIVO MATRIZ RODANTE

ARREGLO DE SELLOS

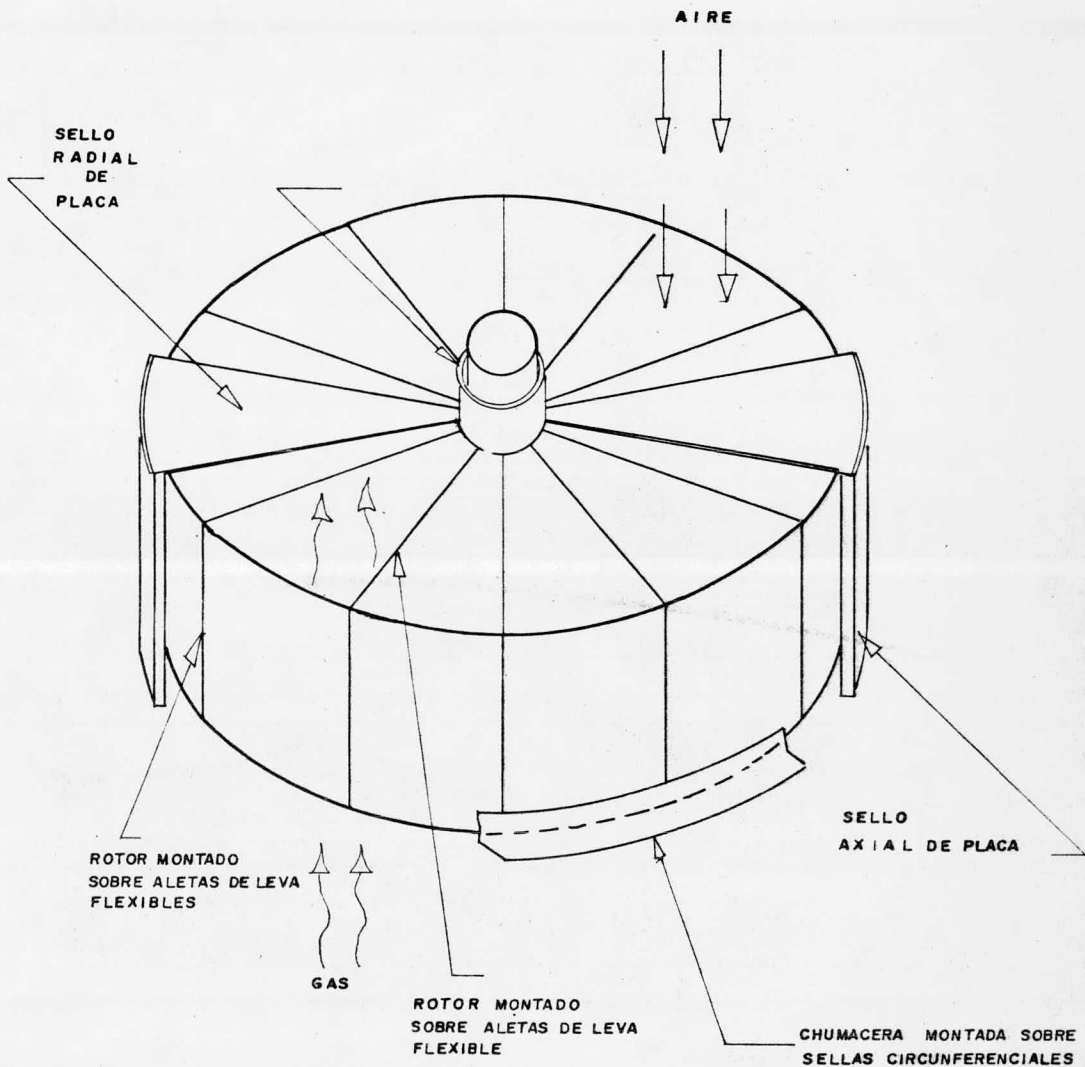


FIGURA 4

PRECALENTADOR DE AIRE TIPO REGENERATIVO MATRIZ ROTANTE

EXPANSION TERMICA

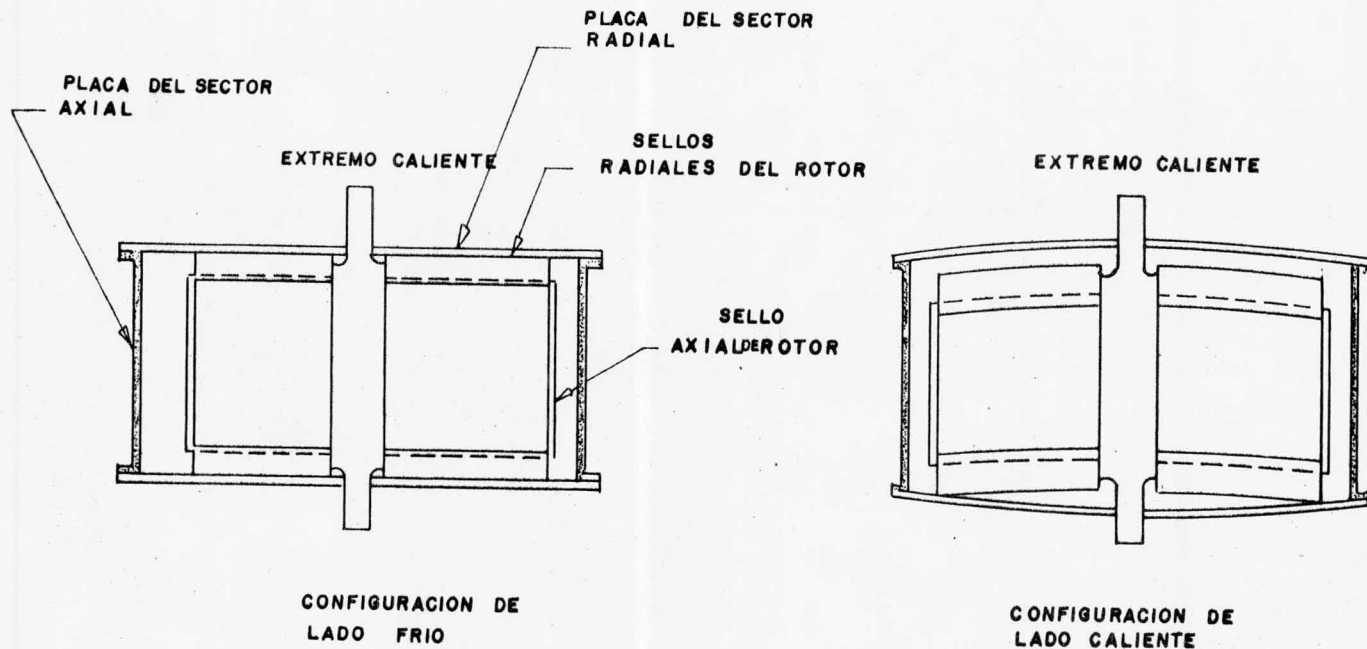


FIGURA 5

PRECALENTADORES DE AIRE TIPO REGENERATIVO MATRIZ ESTACIONARIA

ARREGLO DE SELLOS

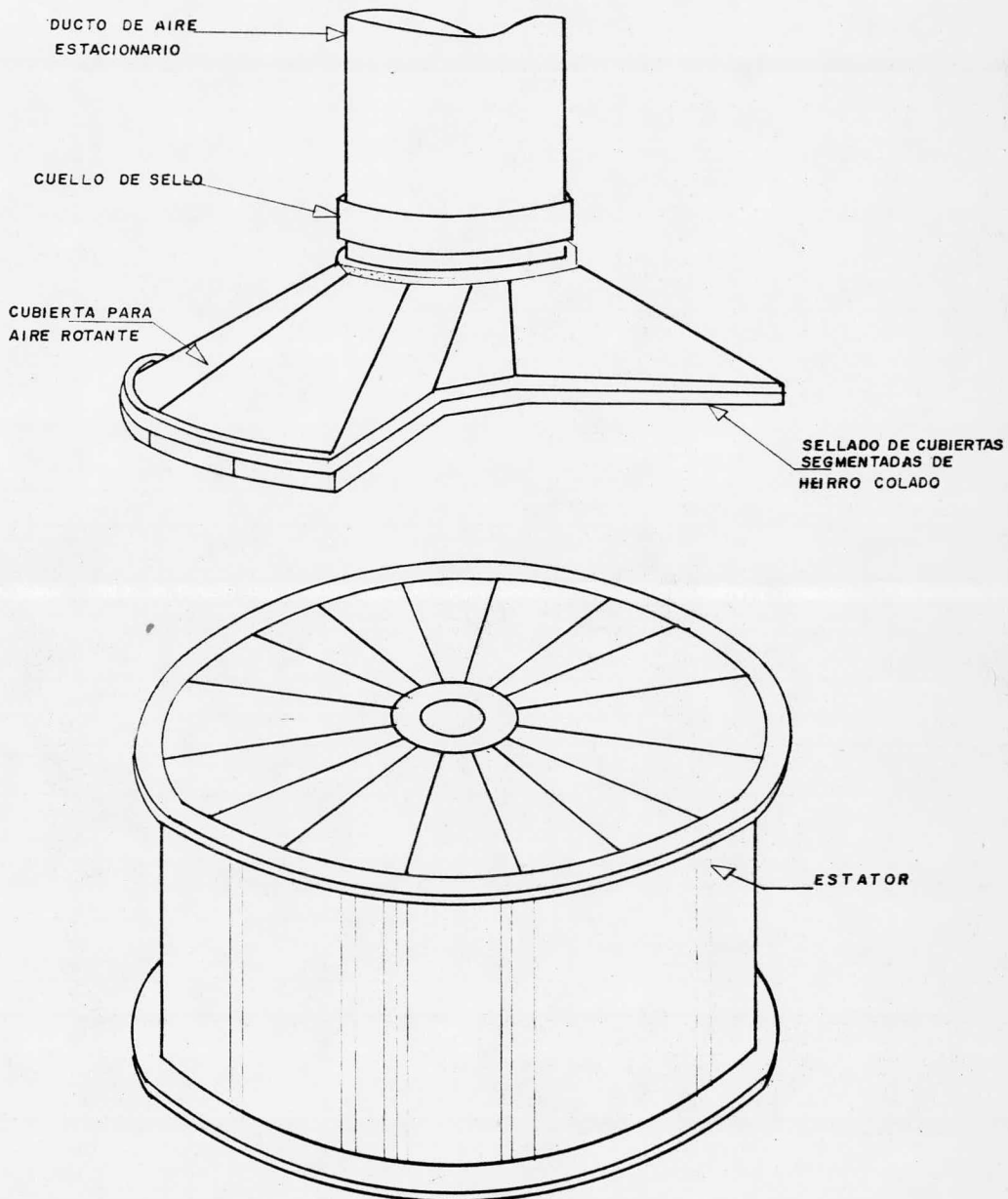


FIGURA 6

CARTA DE LA EFICIENCIA DE LA ALETA

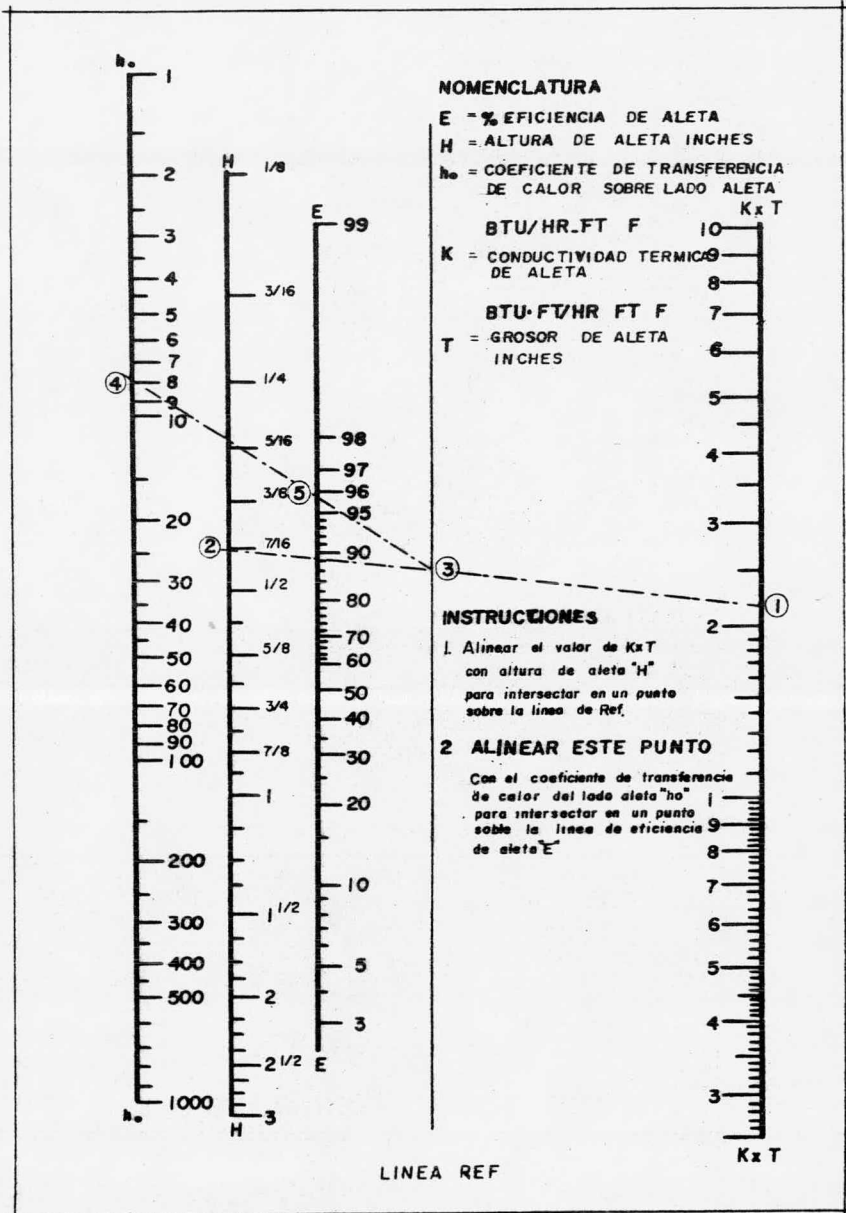


FIGURA 7

COEFICIENTE DE TRANSFERENCIA DE CALOR PARA GAS SOBRE LADO DE LA ALETA

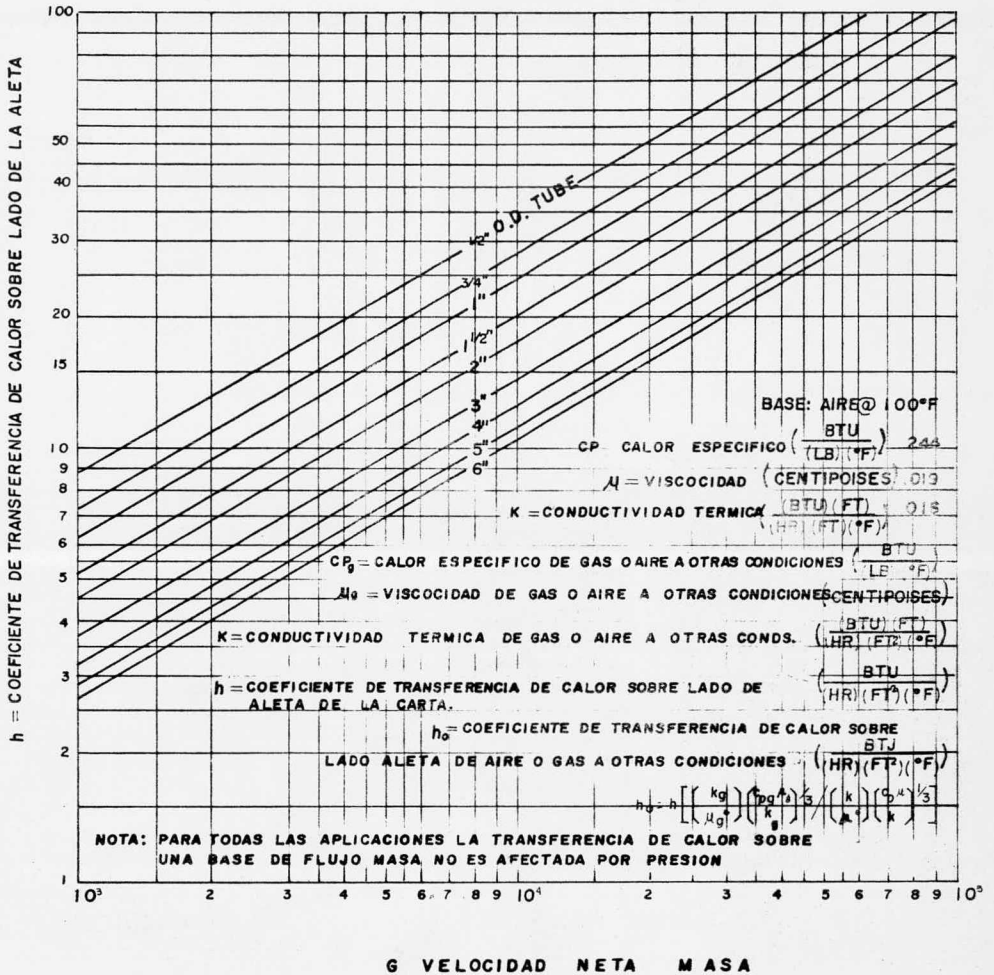
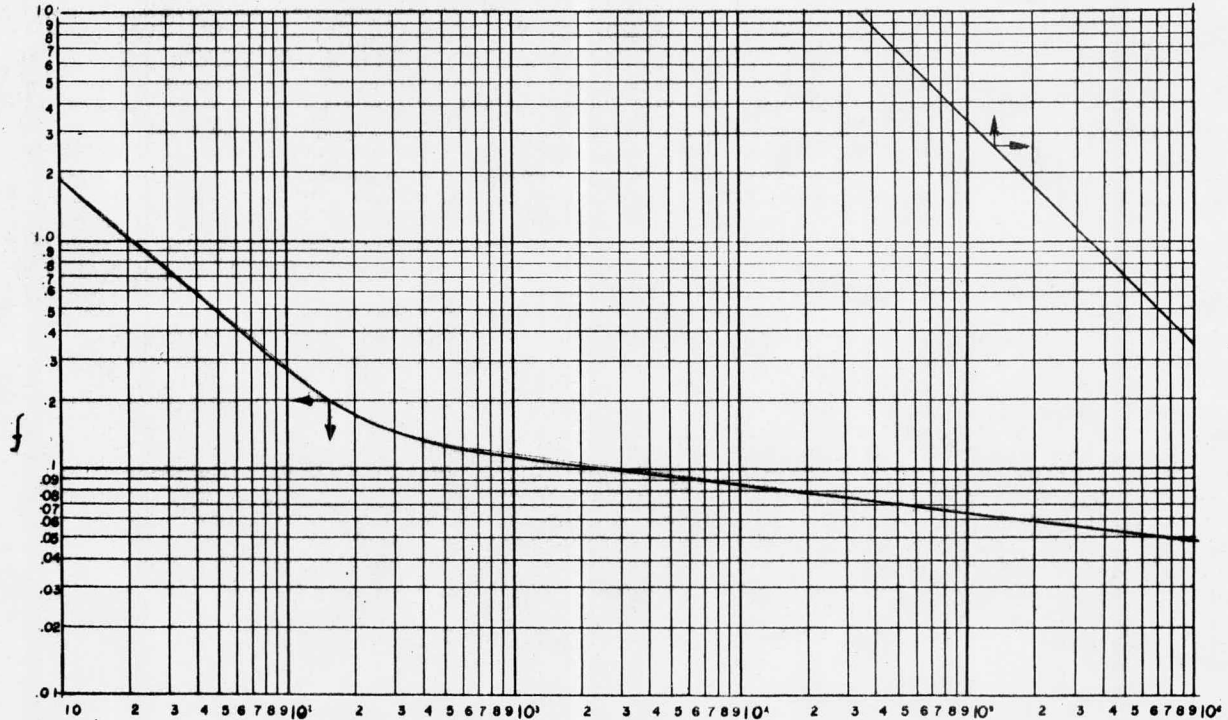


FIGURA 8

CAIDA DE PRESION LADO DE LA ALETA



REYNOLDS NO (N_{Re}) = $\frac{D_{ext} G}{\mu}$

TURB_XTH

FIGURA 9

COEFICIENTE DE TRANSFERENCIA DE CALOR SOBRE LADO DE LA ALETA

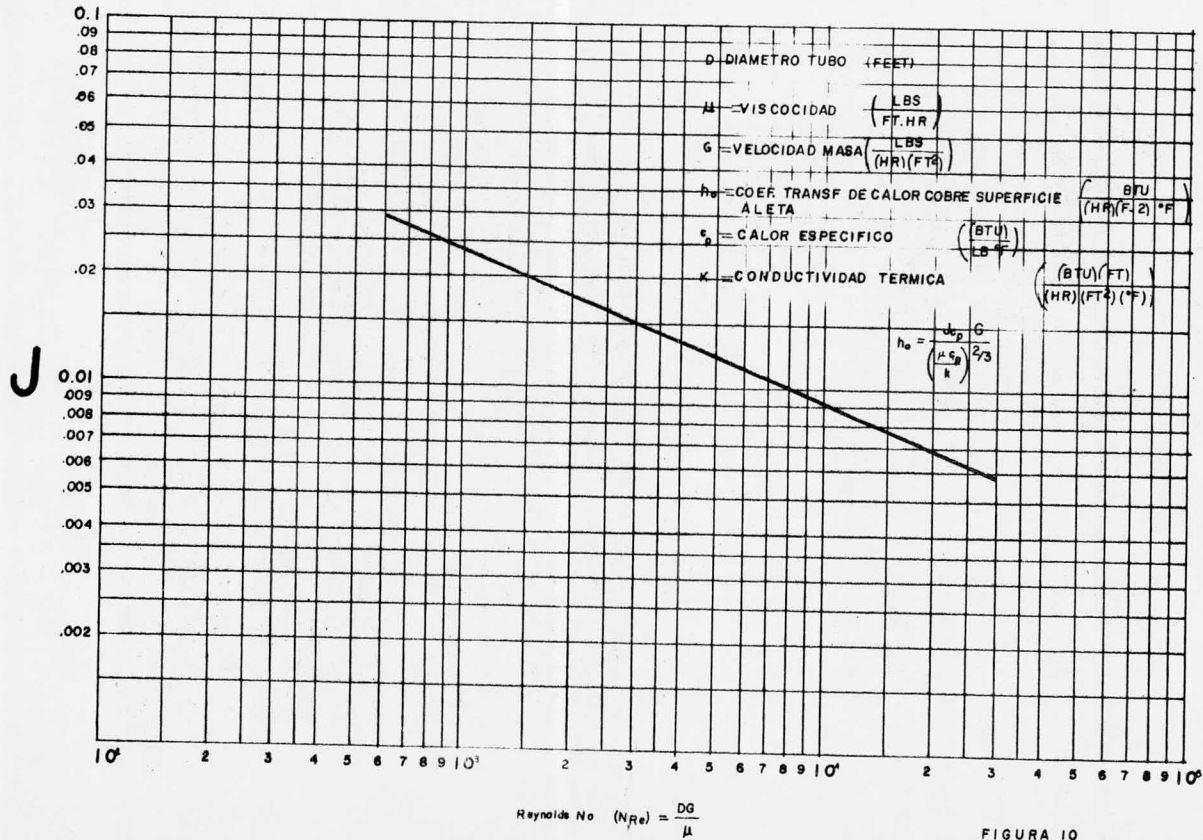


FIGURA 10

PARED DE TUBO Y TEMPERATURA DE ALETA

TEMPERATURA DE PARED TUBO TEMPERATURA DE ALETA

$$T_{base} = t_c + \frac{h_o}{h_{ip} + h_o} \times (T_c - t_c)$$

$$T_{tip} = \theta \times (T_{gas} - T_{base}) + T_{base}$$

$$h_{i0} = h_i \times \frac{A_i(\text{Superficie interior})}{A_o(\text{Superficie exterior})}$$

T_{base} = Temperatura pared de tubo (°F)

T_{tip} = Temperatura de aleta (°F)

h_o = Coeficiente de Transferencia de calor exterior

T_c = Temperatura de gas alrededor de aleta (°F)

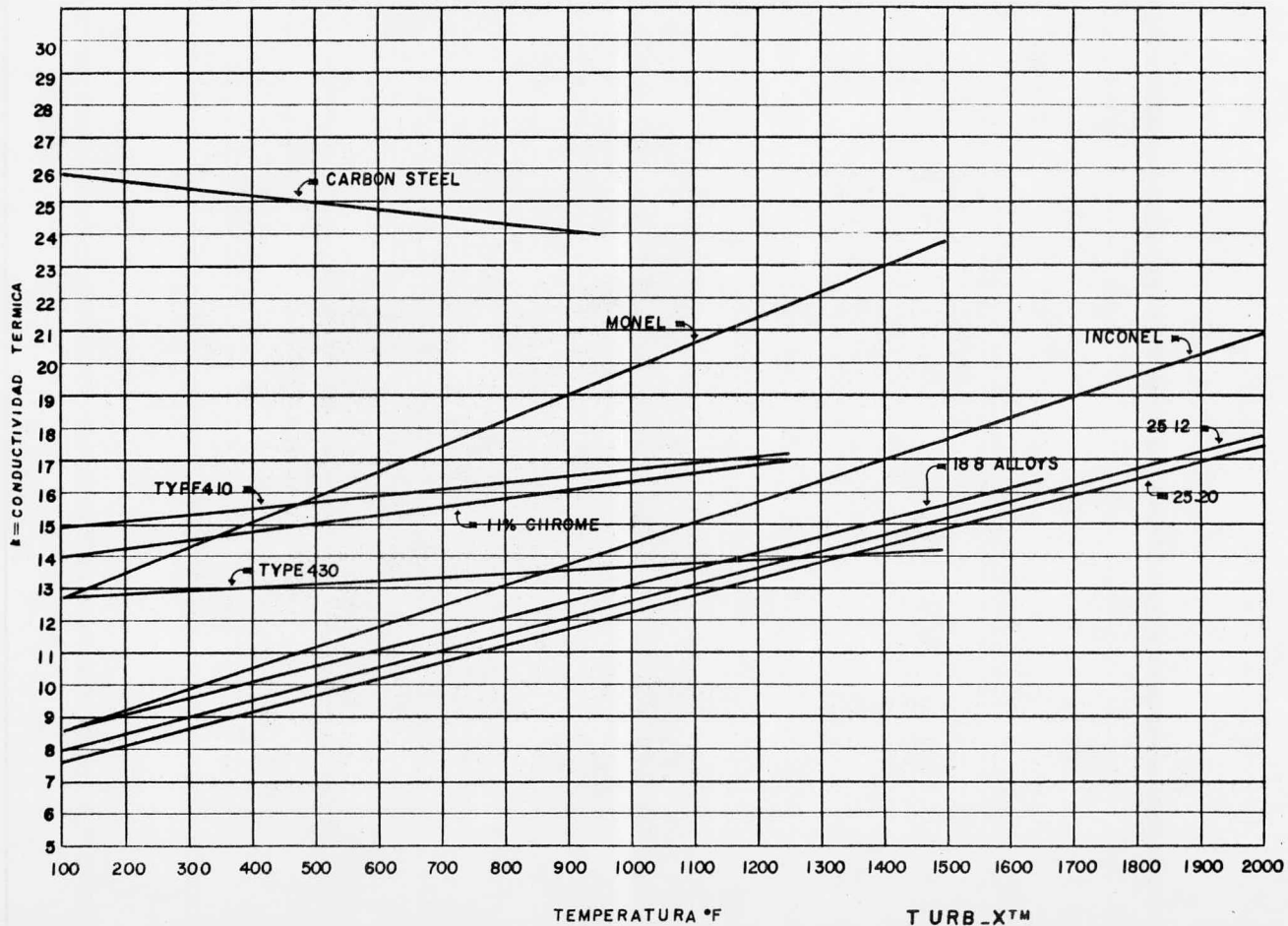
h_i = Coeficiente de transferencia de calor interior

t_c = Temperatura del fluido en el interior del tubo (°F)



Figure II

CONDUCTIVIDAD TERMICA Y TEMPERATURA DE ALETA



TEMPERATURA °F

TURB_X™

FIGURA 12

Factores de correccion
LMTD 2 pasos flujo
cruzado ambos fluido
no mezclado

Nomenclatura:

T_1 = Temperatura de entrada lado tubos
 T_2 = Temperatura de salida lado tubos
 t_1 = Temperatura entrada lado aire.
 t_2 = Temperatura salida lado aire

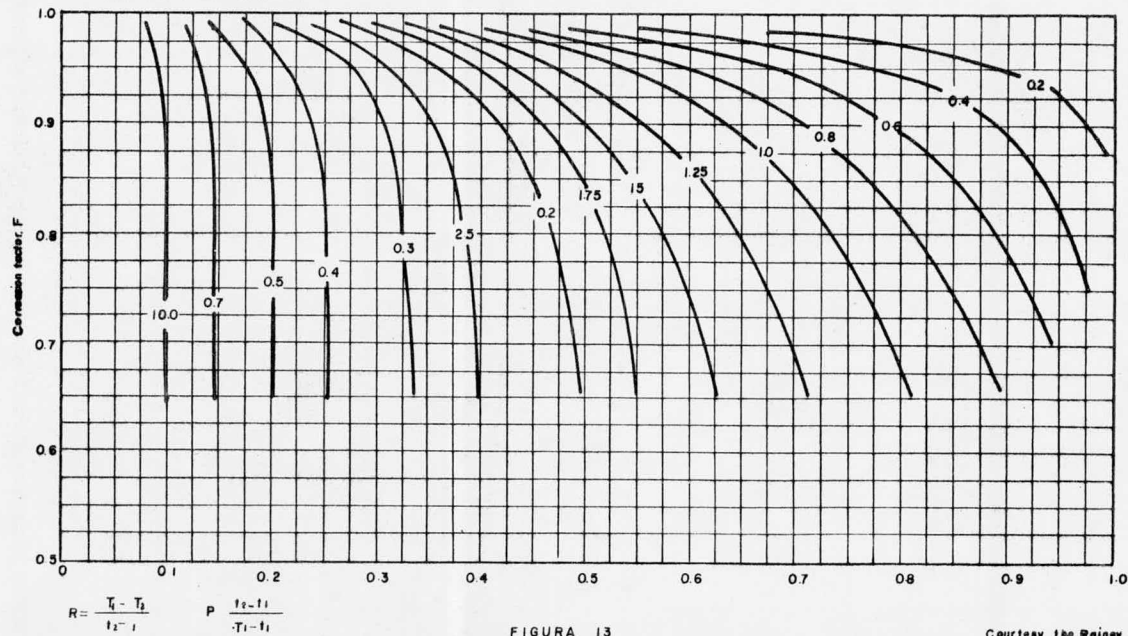
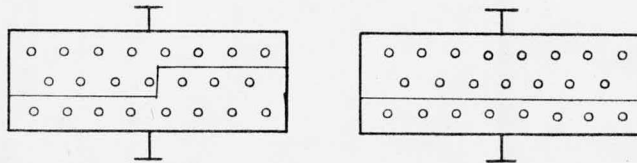


FIGURA 13

Courtesy the Reiney Corp

TRANSFERENCIA DE CALOR PARA FLUIDO DENTRO DE TUBOS

$$J = \frac{h \cdot D_i}{K} \left(\frac{c_p \mu}{K} \right)^{1/4} \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14}$$

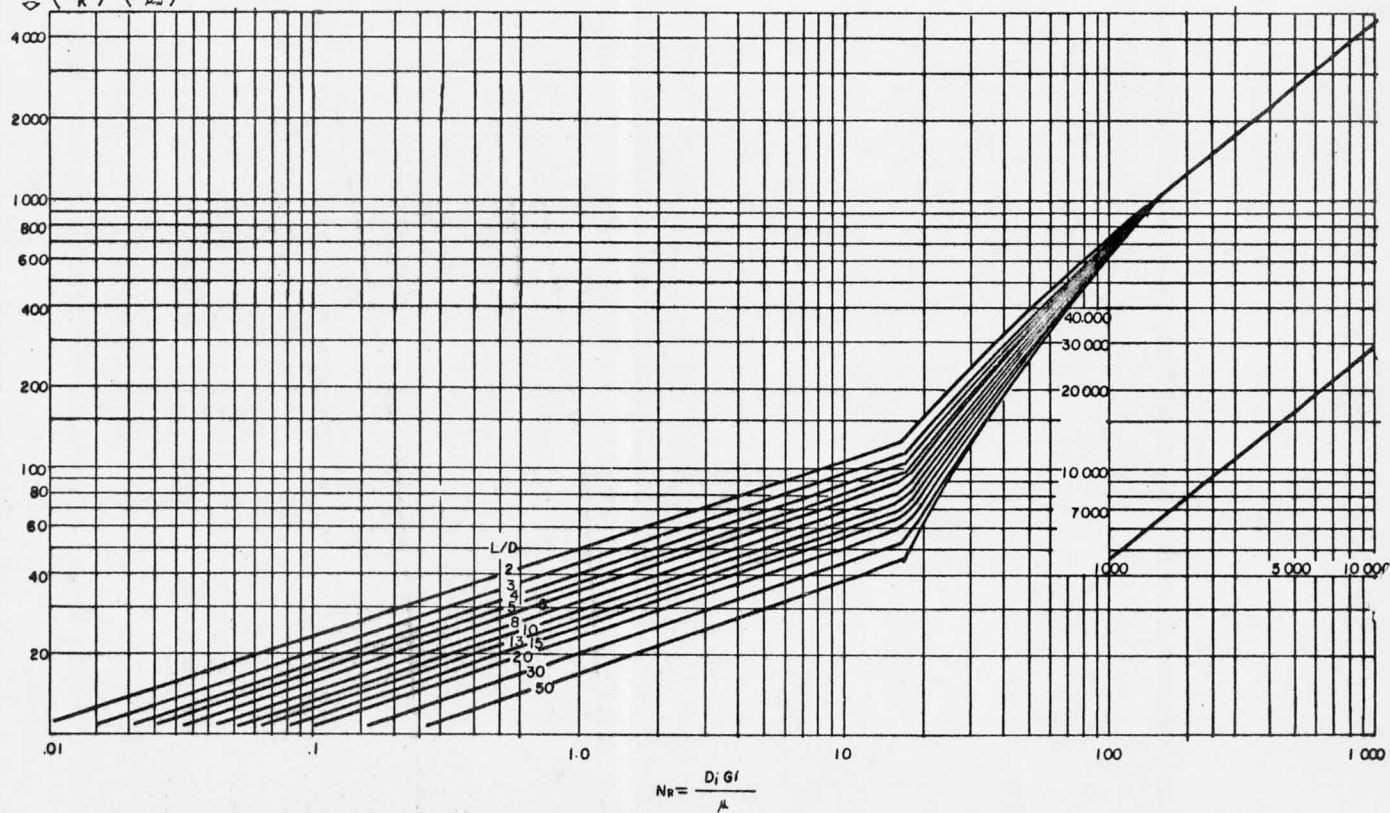


FIGURA 14

FACTOR DE PROPIEDADES FISICAS PARA HIDROCARBUROS

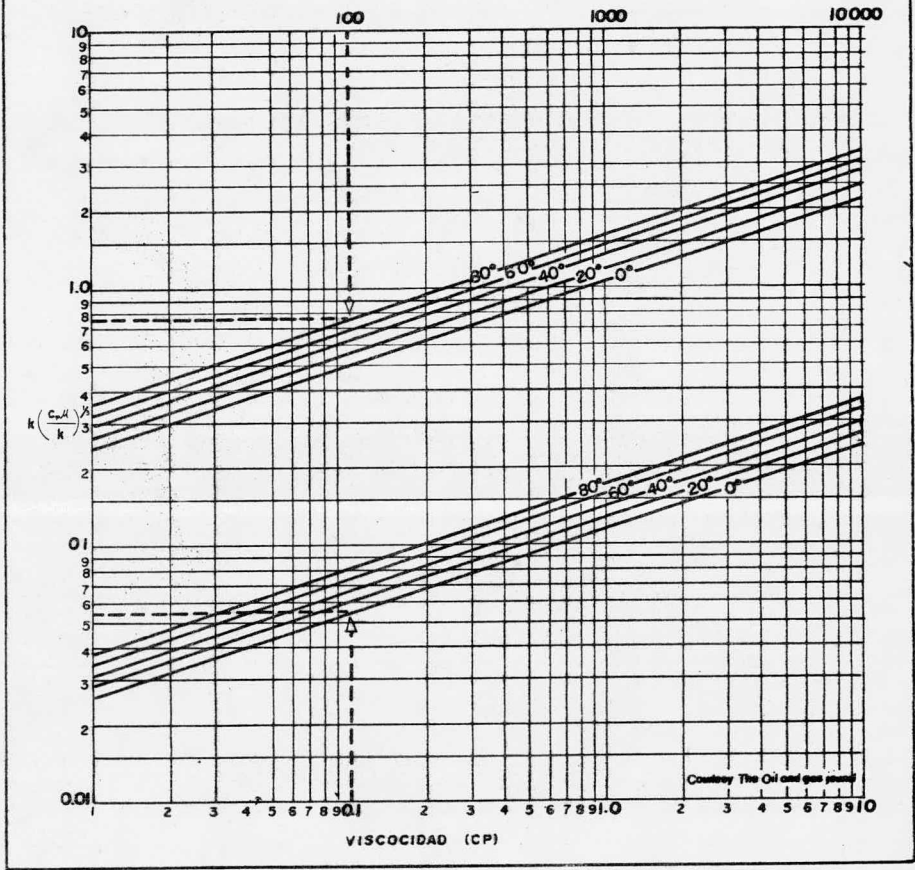


FIGURA 13

COEFICIENTE DE PELICULA DEL AIRE

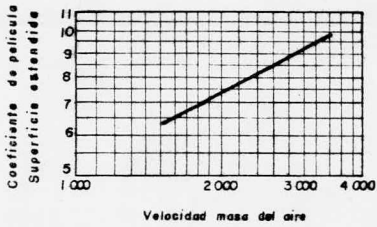


FIGURA 16 A

CAIDA DE PRESION AIRE ESTATICO

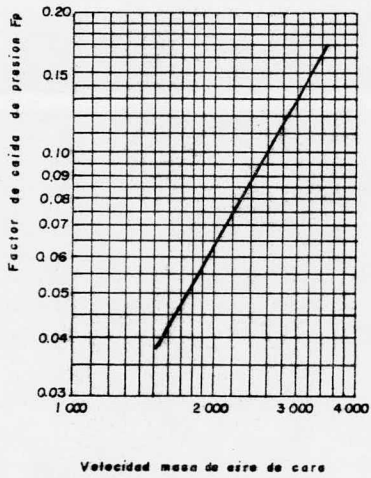


FIGURA 16 B

CAIDA DE PRESION PARA FLUIDOS

DENTRO DE TUBOS

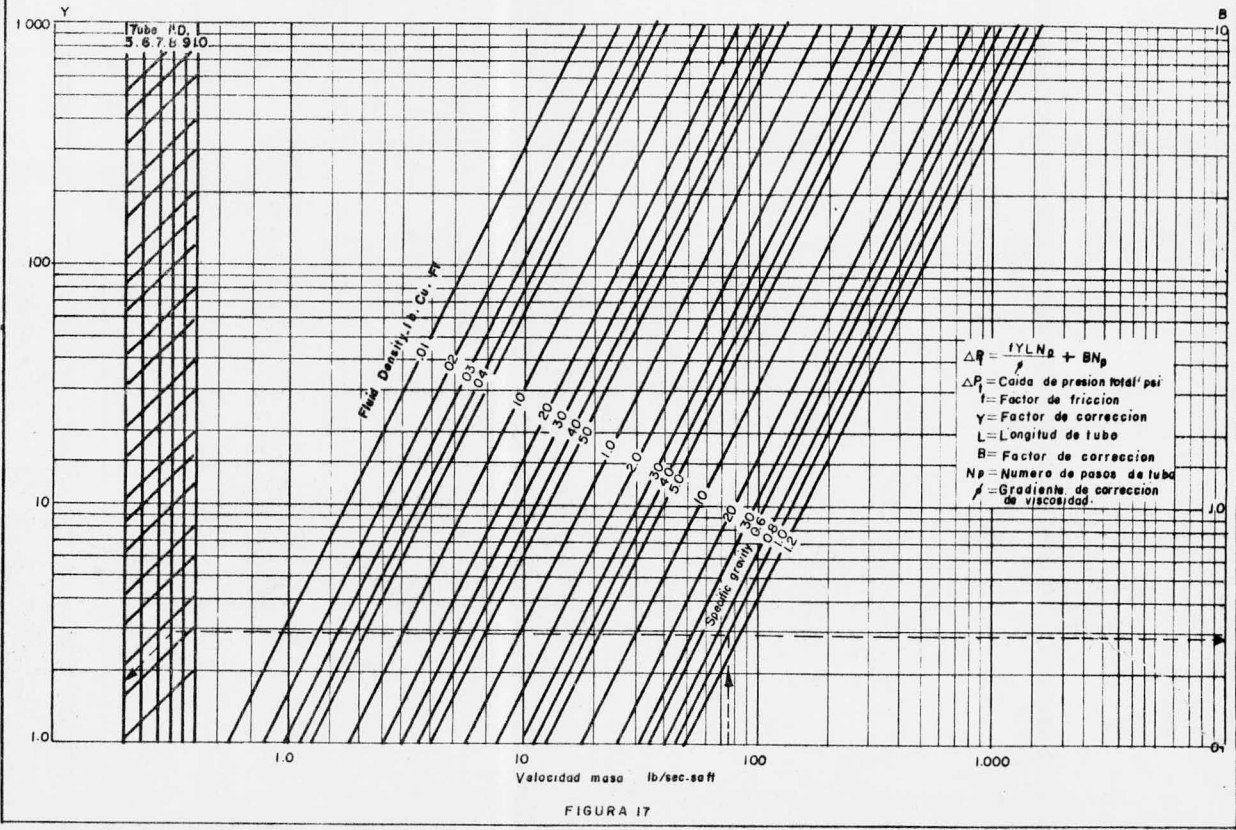


FIGURA 17

FACTOR FRICION PARA FLUIDOS EN EL INTERIOR DE LOS TUBOS

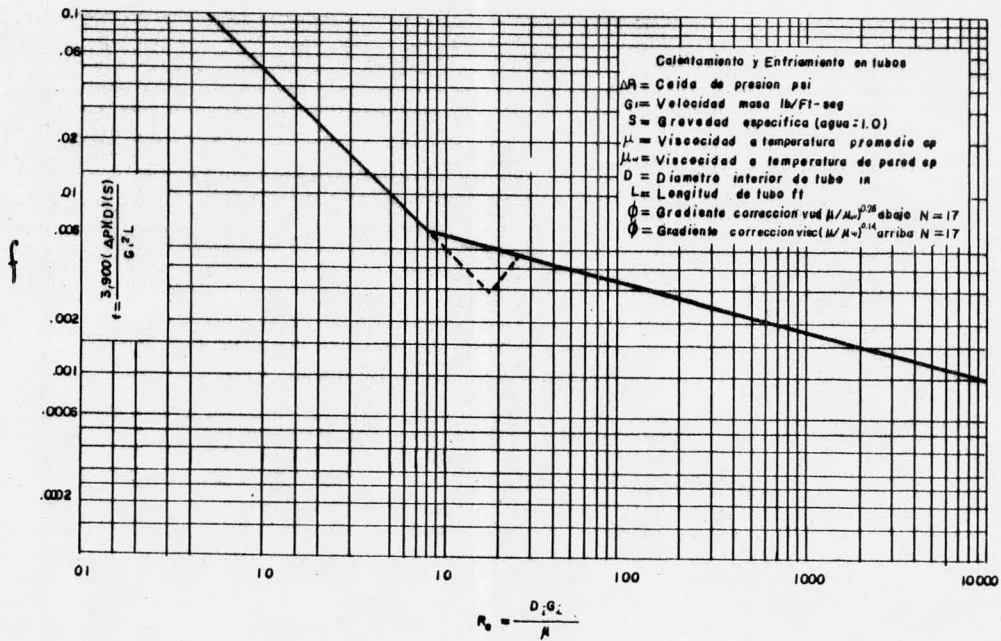


FIGURA 18

CARTA RELACION AIRE - DENSIDAD

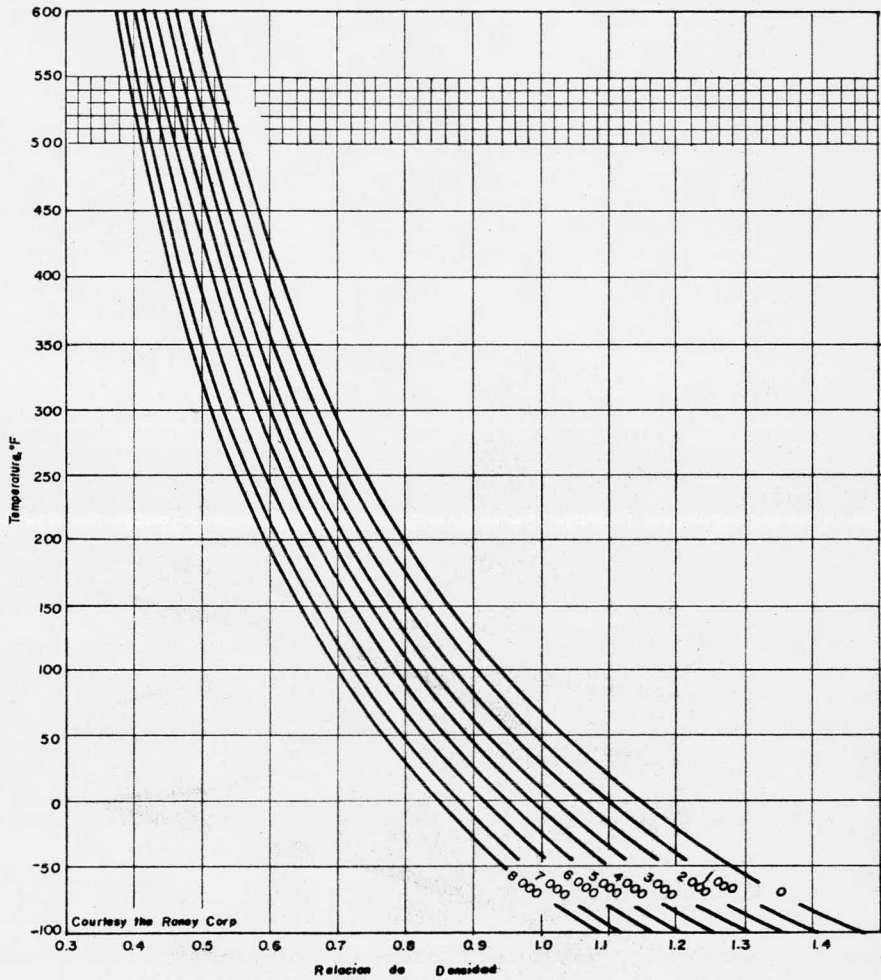


FIGURA 19

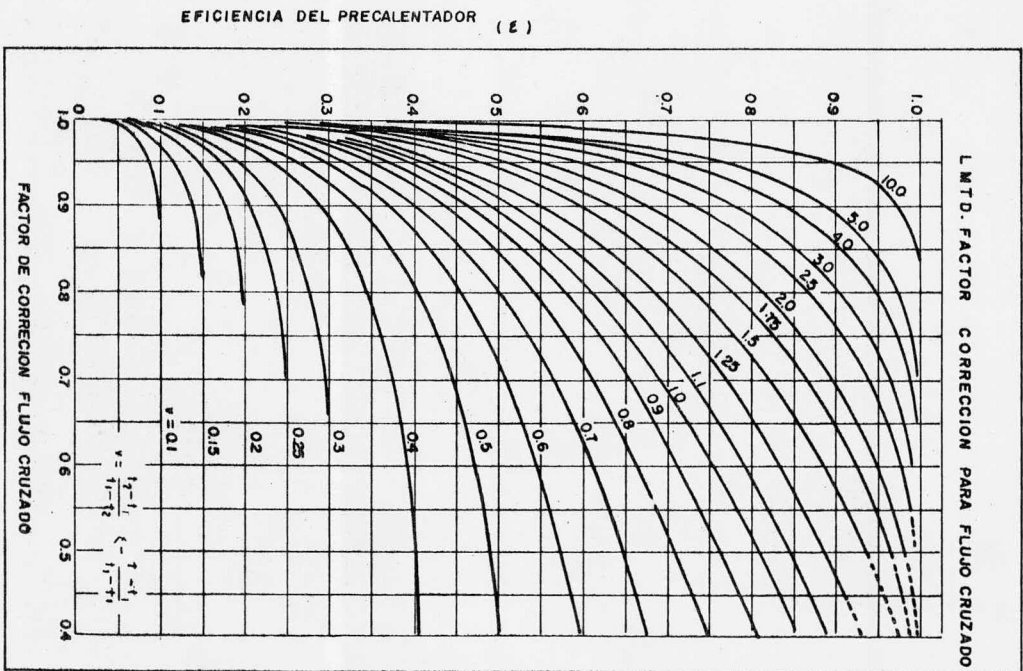


FIGURA 20

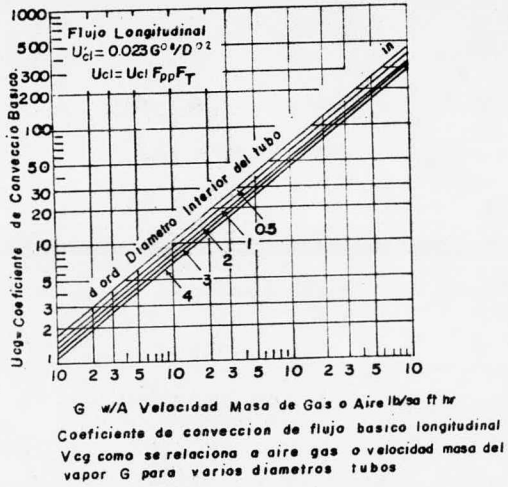
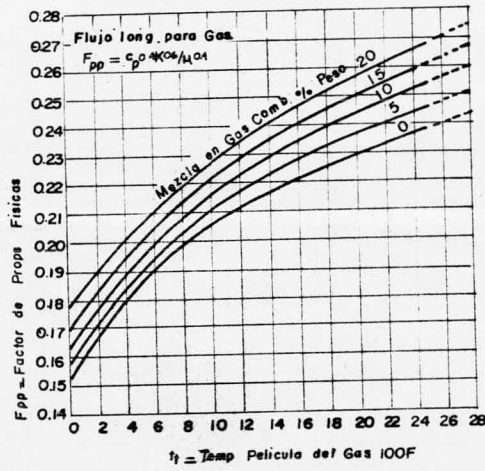
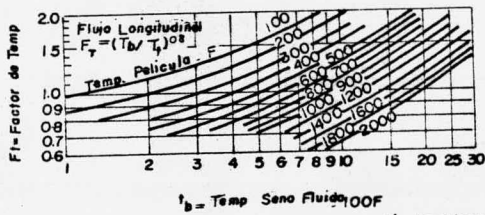


FIGURA 21 A



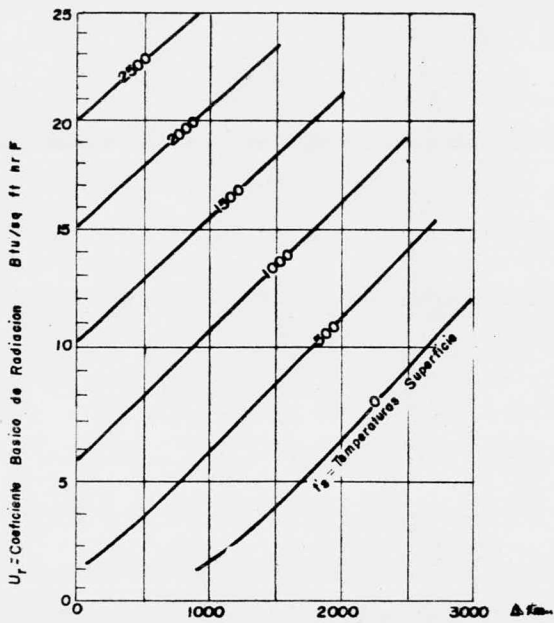
Efecto de la temperatura de película t_f sobre el factor de propiedades físicas F_{pp} para gas en flujo longitudinal.

FIGURA 21 B



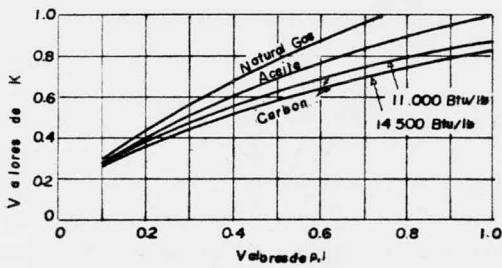
Factor de temperatura F_T para convertir la velocidad de masa del seno del fluido a bases de película aire de flujo longitudinal de aire gas o vapor

FIGURA 21 C



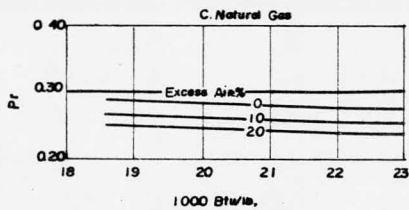
Coeficiente basico de radiacion U_r vs diferencia de temperatura media logaritmica Δt_m y temperatura de superficie t_s

FIGURA 22 A



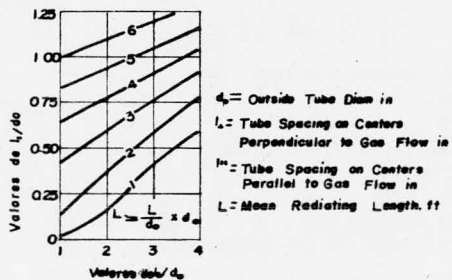
Efecto del combustible y longitud media radiante sobre conductancia de radiacion.

FIGURA 22. B



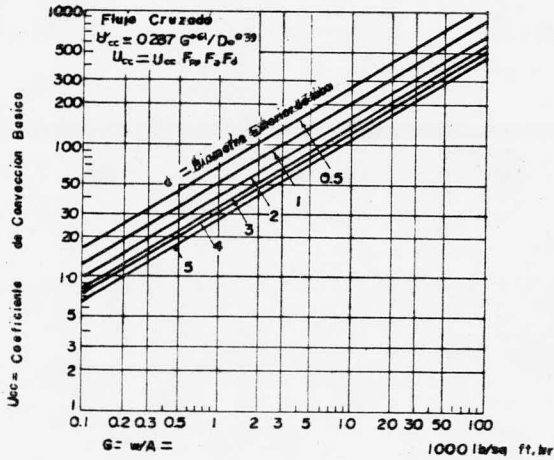
Presión parcial P_r de constituyentes radiantes principales ($\text{CO}_2 + \text{H}_2\text{O}$) de gases de combustión para varios combustibles valores de calor y excesos de aire.

FIGURA 22 C



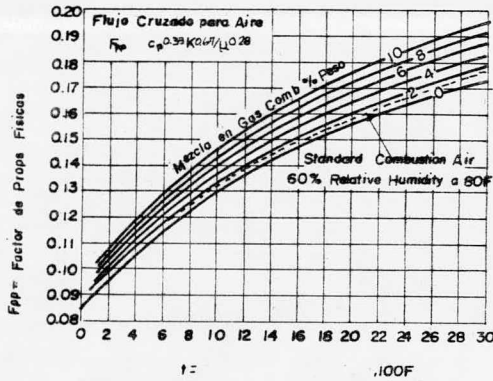
Longitud media radiante L para varios diámetros de tubos y arreglos

FIGURA 22 D



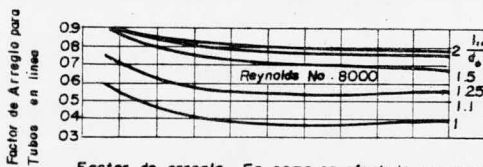
Coeficiente de conveccion basico de flujo cruzado U_{cc} como se relaciona al gas o velocidad masa del aire G para varios diametro de tubo.

FIGURA 23A



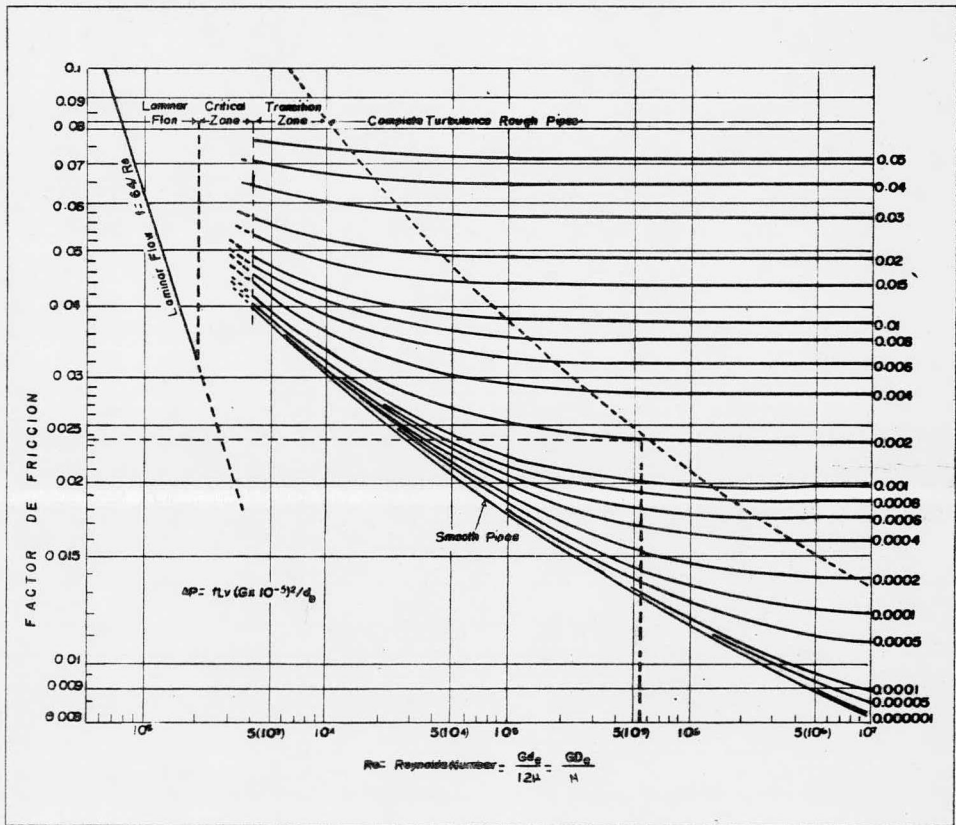
Efecto de la temperatura de pelicula t_f sobre los factores de propiedades fisicas F_{pp} para aire en flujo cruzado.

FIGURA 23B



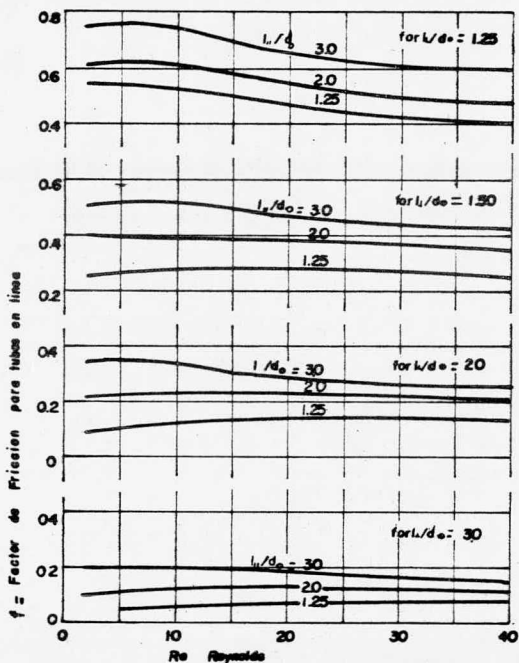
Factor de arreglo F_a como es afectado por numero de Reynolds para varios espaciamientos de tubo en linea flujo cruzado de gas o aire.

FIGURA 23C



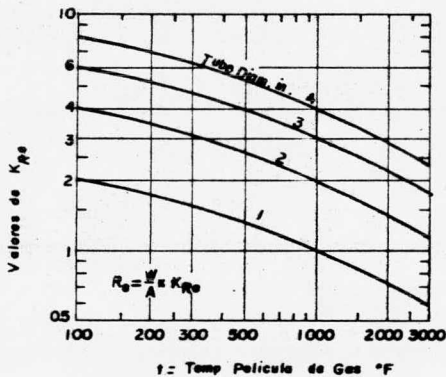
Relacion entre numero de Reynolds y factor de fricción para utilizar en caída de presión de fluidos a través de conductos cerrados.

FIGURA 24



Factor de fricción f como se ve afectado por número de Reynolds: flujo cruzado de gas aire.

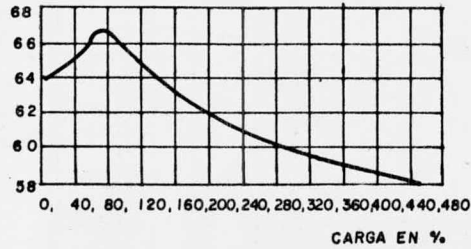
FIGURA 25



Determinación del número de Re utilizando velocidad de masa del gas W/A para varios diámetros de tubos y temperaturas de película del gas.

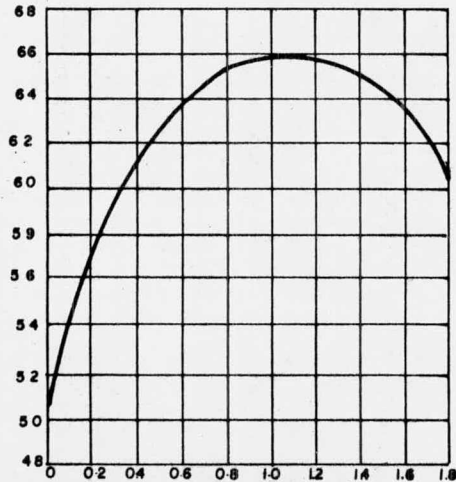
FIGURA 26

GRADOS DE EFICIENCIA EN %

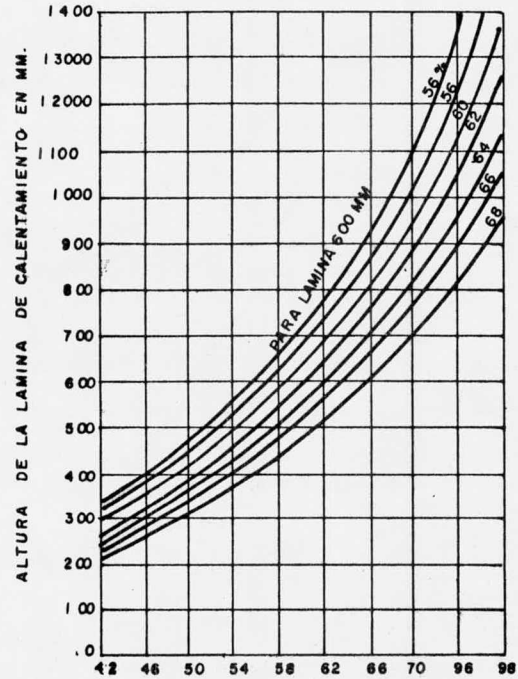


CURVA • VARIACION DE LOS GRADOS DE EFICIENCIA EN FUNCION DE LA CARGA

GRADOS DE EFICIENCIA EN %

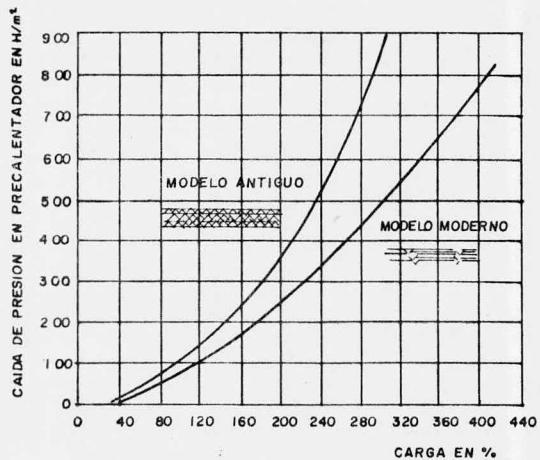


CURVA • VARIACION DE LOS GRADOS DE EFICIENCIA MEDIOS EN FUNCION DEL VALOR X

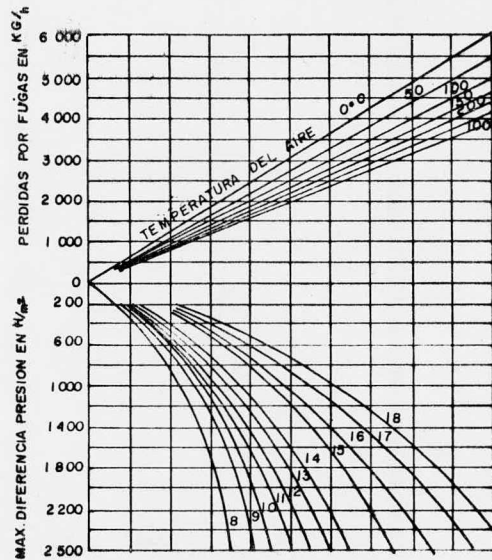
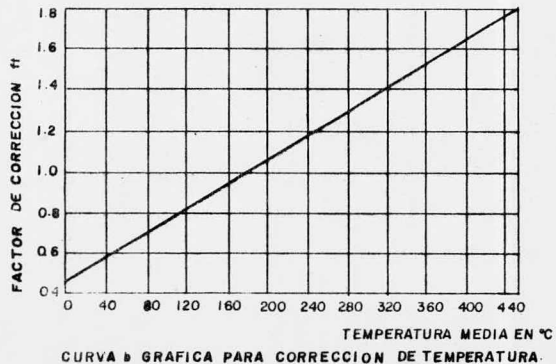
$$x = \frac{L \cdot C}{\theta \cdot C \cdot g}$$


CURVA • VARIACION DE LA ALTURA DE LA LAMINA DE CALENTAMIENTO EN FUNCION DE LA EFICIENCIA MEDIA.

FIGURA 27



CURVA a CAIDAS DEL PRECALENTADOR LJUNSTROM EN FUNCION DE LA CARGA MEDIA PARA 175°C DE TEMPERATURA MEDIA Y 6000mm DE ALTURA DE LA LAMINA.



CURVA c FUGAS EN LOS PRECALENTADORES DE AIRE LJUNSTROM

FIGURA 28

NOMENCLATURA.

- A = Area de intercambio de calor, ft^2 (m^2)
- ACFM = Volumen de aire actual por minuto, ft^3/min .
(m^3/min).
- B = Número de tubos por hilera que cruzan el banco de tubos, adim.
- B' = Factor de corrección para caída de presión, función, d, Fig. (18).
- C_p = Capacidad calorífica, $\text{Btu}/\text{lb } ^\circ\text{F}$ ($\text{kJ}/\text{kg } ^\circ\text{C}$).
- d = Diámetro del tubo, in (cm).
- D = Diámetro del tubo, ft (m)
- DR = Relación de la densidad del aire, función de temperatura y altitud, Fig. (19).
- E = Eficiencia de aleta, se obtiene en Fig. (7), adim.
- E_{ff} = Efectividad, adim.
- FA = Area de la cara de los haces de tubo, ft^2 (m^2)
- F_a = Factor de arreglo, función de Re Fig. (23-C), adim.
- FAPF = Area de un ventilador por número de ventiladores, ft^2 (m^2).
- F_c = Factor de corrección por las desviaciones de flujo cruzado, función de aproximaciones de temperaturas, Figs. (13 y 20), adim.
- F_c' = Factor de corrección debido a la caída de presión por altura en láminas de calentamiento, función de temperatura media, Figs. (28 - b), adim.
- FP = Factor de caída de presión, función de la velocidad masa del aire que entra por la cara, Fig. -- (16 - b).

- F_{pp} = Factor de propiedades físicas, función de T_f y t_f , Figs. (21 - b y 23 - b), adim.
- F_T = Factor de corrección por temperatura, función T_f , G_{ih} (21 - C), adim.
- f = Factor de fricción, función de Re , $/d_1$, Figs. - (9, 18 y 24), adim.
- f' = Factor de fricción para varias trayectorias de tubo en línea, Fig. (25), adim.
- G = Velocidad masa por unidad de superficie, $lb/h\ ft^2$ ($kg/s\ m^2$)
- H = Altura de la aleta y de la lámina de calentamiento calculada, in (cm).
- H' = Altura de la lámina de calentamiento corregida, función de \dot{m} , m Fig (27-C), in (cm).
- h = Coeficiente de transferencia de calor, $Btu/h\ ft^2\ ^\circ F$ ($kJ/s\ m^2\ ^\circ C$).
- J = Factor del coeficiente de película, función de Re , L/D Fig. (14).
- K = Factor de corrección por radiación y longitud de trayectoria media, Fig. (26).
- L = Longitud del tubo, ft (m).
- $LMTD$ = Diferencia de temperaturas media logarítmica, $^\circ F$ ($^\circ C$).
- N = Número, adim.
- NFA = Area libre neta del banco de tubos, ft^2 (m^2).
- NFV = Volumen libre neto, ft^3/ft (m^3/m).
- P = Aletas por pulgada, aletas/in (aletas/cm).
- P = Caída de presión, in H_2O (N/m^2)
- Q = Calor intercambiado, Btu/fh (kJ/s)

- R, r = Resistencia a la transferencia de calor, $h \text{ ft}^2 \text{ } ^\circ\text{F}$
 ($s \text{ m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}/\text{kJ}$).
- Re = Número de Reynolds, adim.
- S = Superficie de intercambio de calor, ft^2 (m^2).
- S_x = Distancia centro-centro de tubos en hileras adya_
 centes, in (cm).
- S_y = Distancia centro-centro de tubos adyacentes en la -
 misma hilera, in (cm).
- T = Temperatura de los gases de combustión, $^\circ\text{F}$ ($^\circ\text{C}$).
- T_{ac} = Temperatura del aceite térmico, $^\circ\text{F}$ ($^\circ\text{C}$).
- t = Temperatura del aire, $^\circ\text{F}$ ($^\circ\text{C}$).
- U = Coeficiente de transferencia de calor total, $\text{Btu}/h \text{ ft}^2 \text{ } ^\circ\text{F}$
 ($\text{kJ}/s \text{ m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$).
- X' = Relación de calor sensible, adim.
- Y = Factor de corrección para caída de presión, , p , -
 d_i , Fig (17), adim.
- = Angulo del arreglo de los tubos, adim.
- = Densidad, lb/ft^3 (kg/m^3)
- = Viscosidad absoluta, $\text{lb}/\text{ft h}$ ($\text{kg}/\text{m s}$).
- = Gradiente de corrección por viscosidad, adim.
- = Trayectoria de flujos por hilera, ft (m).
- = Rugosidad relativa, adim.

SUFIJOS

a = aire
ac = aceite térmico
c = convección
ev = equivalente volumétrico
g = gases de combustión
h = hilera
i = interior del tubo
o = exterior del tubo
p = pasos
r = radiación
T = Total
t = tubo
vent= ventilador
w = pared
x = extendida

BIBLIOGRAFIA

1. Babcock & Wilcox.
Steam its Generation an Use.
Babcock & Wilcox, 38 Ed. (1972).
2. Backer Morton & Jacobsen Lyle.
Contabilidad de Costos.
Mc. Graw Hill Book Company Inc., New York (1967).
3. Brown, C. L. & Kraus, M.
Air Preheaters and Their Application to Process Furnaces.
American Petroleum Institute. May. 16 (1973).
4. Cerrey, S.A.
Consideraciones Generales de los Precalentadores de Aire
tipo Regenerativo "Ljumstrom".
Cerrey, S.A., México. Marzo 28 (1977).
5. Crane.
Flow of Fluids Through valves, Fittings and pipe.
Crane, Technical paper No. 10 (1973).
6. Csathy, Denis G.
Evaluating Boiler Designs for Process Heat Recorery.
Chemical Engineering. June 5 (1967).
7. Csathy, Denis G.
Heat Energy Conservation in Refineries.
The Oil and gas Journal. Oct. 30 (1972).
8. Curt, Ruhl & Warme, Die.
Investigación del Efecto con el Precalentador de Aire
"Ljumstrom".
Berlín, (1932).
9. Escoa Fintube Corporation.
Solidfin TM Standard.
Heat Transfer Research, Inc. (1969).
10. Guthrie, K. M., Grace, W. R. & Co.
Capital Cost Estimating.
Chemical Engineering. March 24 (1969).
11. Kinsinger, F. L. & Mc. Mackin, G. E.
Air Heater Design and Application.
Babcock & Wilcox. June 13-16 (1971).

12. Mekler, L. A. & Becker, H. A.
Air Preheaters for Petroleum Heaters.
Group Sessions Refining. Vol. 22 M (III) (1941).
13. Menicatti S. & Cappiello L.
Find Optimum Furnace Efficiency.
Hydrocarbon Processing. Sep. (1972).
14. Mol, A.
Wich Heat Recovery System.
Hydrocarbon Processing. July (1973).
15. N.G.P.A. Section 9
Air Cooled Exchanger.
16. Perry, Robert H. & Chilton, Cecil C.
Chemical Engineers Handbook.
International Student Edition, Mc. Graw Hill
(Fifth Edition).
17. Prater, N. H. & Antonacci, D. W.
Estimate Forced-Draft Fan Cost.
Hydrocarbon Processing & Petroleum Refiner. July (1961).
18. Sigales, B.
How to Design Reflux Drums.
Chemical Engineering. March 3 (1975).
19. Smith, Robert, S.
Control Stack Gas Pollution.
Hydrocarbon Processing. September (1972).
20. Sridhar, Iya, K.
Reduce NO_x in Stack Gasses.
Hydrocarbon Processing. November (1972).
21. Woodar, A. M.
Reduce Process Heater Fuel.
Hydrocarbon Processing. July (1974).