



01178

3

UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA
DE MÉXICO

DIVISION DE ESTUDIOS DE POSGRADO
FACULTAD DE INGENIERIA

METODOLOGIA PARA EL DISEÑO Y SIMULACION DE UN
RECUPERADOR DE CALOR TIPO CAJA, PROPUESTA PARA
EL USO EFICIENTE DE LA ENERGIA EN INSTALACIONES
COSTA FUERA DE PEMEX

T E S I S

QUE PARA OBTENER EL TÍTULO DE

MAESTRO EN INGENIERIA
(ENERGETICA)

P R E S E N T A :

205489

FEDERICO LÓPEZ GARCÍA

L

MÉXICO D.F.

2001





Universidad Nacional
Autónoma de México



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).

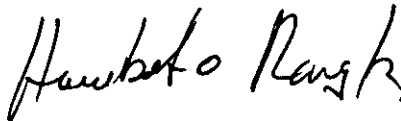
El uso de imágenes, fragmentos de videos, y demás material que sea objeto de protección de los derechos de autor, será exclusivamente para fines educativos e informativos y deberá citar la fuente donde la obtuvo mencionando el autor o autores. Cualquier uso distinto como el lucro, reproducción, edición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

Jurado Asignado

Presidente: Dr. JUAN JOSE AMBRIZ GARCIA
Vocal: ING. HUMBERTO RANGEL DAVALOS
Secretario: ING. AGUSTO SANCHEZ CIFUENTES
1^{er} Suplente: Dr. DAVID MORILLON GALVEZ
2^o Suplente: M en I. ALVARO E. LENTZ HERRERA

Sitio donde se desarrolló el tema:

Instituto Mexicano del Petróleo



Ing. Humberto Rangel Dávalos

Director de Tesis



Ing. Federico López García

Sustentante

DEDICADO A:

**A MI ESPOSA, POR SU AYUDA,
PACIENCIA Y APOYO TOTAL E
INCONDICIONAL EN EL
CUMPLIMIENTO DE MIS METAS.**

**A MI PEQUEÑA PRINCESITA
ESTEFANIA, POR SER LA LUZ
QUE LLEGO PARA ILUMINAR MI
VIDA**

**A MIS PADRES, POR SU AMOR Y
CONSEJOS**

**A MIS HERMANOS POR SU
MOTIVACION Y ANIMO**

**A TODA LA BOLA DE SOBRINOS
POR SU ALEGRIA Y FRESCURA**

AGRADECIMIENTOS:

**AL POSGRADO DE INGENIERIA
DE LA UNAM, POR LA
OPORTUNIDAD DE ALCANZAR
MIS METAS**

**AL DR. VICTOR RODRIGUEZ
PADILLA POR SU APOYO
BRINDADO.**

**A MIS COMPAÑEROS Y AMIGOS
POR LOS MOMENTOS VIVIDOS.**

I N D I C E

	Página
RESUMEN	1
INTRODUCCION	3
CAPITULO 1	
Generalidades sobre recuperación de calor	5
1.1 Aspectos básicos sobre recuperación de calor	6
1.1.1 Clasificación de los gases calientes	6
1.1.2 Criterios generales sobre las corrientes calientes de proceso	8
1.1.3 Técnicas de recuperación de calor	9
1.1.4 Aplicación de procesos industriales	15
1.2 Clasificación de los recuperadores de calor	19
1.2.1 Recuperador de calor tipo caja	19
1.2.2 Recuperadores gas-gas	20
1.2.3 Recuperadores gas – liquido	21
1.2.4 Recuperadores gas – fluido térmico	21
1.2.5 Calderas recuperadoras de calor.	22
1.2.6 Clasificación de las calderas recuperadoras de calor	23
1.2.7 Calderas de circulación natural	24
1.2.8 Calderas de circulación forzada	24
CAPITULO 2	26
Aspectos de diseño mecánico	
2.1 Objetivo que debe cubrir el diseño	27
2.2 Diseño mecánico	28
2.2.1 Códigos y estándares utilizados	28
2.2.2 Cargas mecánicas	29
2.3 Partes constitutivas del equipo recuperador de calor tipo caja.	29
2.3.1 Tubos de transferencia de calor	29
2.3.2 Envolvente	33
2.3.3 Cabezales	33
2.3.4 Espejos	33
2.4 Criterios de diseño para accesorios	34
2.4.1 Bridas y Conexiones	34
2.4.2 Quemador suplementario	34
2.4.3 Ducto de gases y válvulas derivadoras	34
2.4.4 Aislante del recuperador	36

CAPITULO 3		
	Recuperación de calor en instalaciones marinas de Pemex	38
3.1	Generalidades sobre plataformas marinas.	39
3.1.1	Clasificación de las plataformas marinas	39
3.2	Plataforma de compresión	41
3.2.1	Función de la plataforma	42
3.2.2	Tipos de proceso en la sección de compresión.	42
3.3	Descripción del proceso	43
3.3.1	Diagrama de flujo de proceso	43
3.3.2	Planta endulzadora	45
3.3.3	Planta deshidratadora	45
3.3.4	Planta potabilizadora	45
3.4	Oportunidades de uso eficiente de la energía via recuperación de calor en la plataforma de compresión	46
3.4.1	Sistema de Calentamiento	46
3.4.2	Fluidos térmicos	48
CAPITULO 4		
	Metodología de cálculo	51
4.1	Recuperador de calor con tubo liso	52
4.1.1	Carga térmica	52
4.1.2	Cálculo de LMTD	53
4.1.3	Areas de flujo y velocidades	54
4.1.4	Cálculo del coeficiente global de transferencia de calor.	56
4.1.5	Comprobación de Propuesta	63
4.1.6	Caída de presión	64
4.2	Recuperador de calor con tubo aletado	68
4.2.1	Carga térmica	68
4.2.2	Cálculo de LMTD	69
4.2.3	Area total de transferencia	69
4.2.4	Cálculo del coeficiente global de transferencia de calor.	71
4.2.5	Comprobación de Propuesta	78
4.2.6	Caída de presión	78
4.3	Cálculo del serpentín	81
4.4	Quemador suplementario	82
CAPITULO 5		
	Desarrollo del programa de Computo	84
5.1	Generalidades	85
5.2	Secuencia de calculo propuesta	85
5.2.1	Diseño térmico sin quemador suplementario	86
5.2.2	Calculo interno de propiedades termofísicas	89
5.3	Estructura del programa	90
5.3.1	Modulo CORRELACIÓN-HEAT-RECOV	91
5.3.2	Modulo METHOD-SECANTE	91

5.3.3	Modulo COEFICIENTES-PELICULA	92
5.3.4	Modulo CAIDA-DE-PRESION	93
5.3.5	Modulo de propiedades fisicas	93
5.4	Lógica del programa	93
CAPITULO 6		
Validación de propuesta		101
6.1	Simulación del recuperador de calor del sistema de aceite de calentamiento en la plataforma ABKATUM- D	102
6.1.1	Planta deshidratadora de gas amargo	102
6.2	Planteamiento del problema	103
6.3	Análisis de resultados	105
6.4	Discusión	106
CAPITULO 7		
Aspectos Económicos		107
7.1	Criterios para la evaluación	108
7.2	Comparación económica	109
7.2.1	Escenario A	109
7.2.2	Escenario B	111
7.3	Discusión	113
CAPITULO 8		
Aspectos ambientales		114
8.1	La eficiencia energética como estrategia para el cuidado al medio ambiente	115
8.1.2	Reducción de emisiones de efecto invernadero vía recuperación de calor	116
8.1.3	Seguridad operativa de los recuperadores de calor tipo caja	117
CONCLUSIONES		118
REFERENCIAS		121
ANEXO A		125
ANEXO B		134
ANEXO C		146

NOMENCLATURA

β	=	Factor de corrección por área libre de flujo	
ρ_1	=	Densidad lado ducto a la temperatura de entrada	(kg/m ³)
ρ_2	=	Densidad lado ducto a la temperatura de salida	(kg/m ³)
ρ_D	=	Densidad del fluido lado ducto	(kg/m ³)
ρ_t	=	Densidad del fluido lado tubos	(kg/m ³)
λ	=	Densidad de aletas o número de aleta/m	
ΔP_c	=	Caída de presión en codos	(kPa)
ΔP_e	=	Caída de presión a la entrada y salida	(kPa)
ΔP_D	=	Caída de presión lado ducto	(kPa)
ΔP_t	=	Caída de presión lado tubos	(kPa)
ΔP_r	=	Caída de presión en tramos rectos	(kPa)
ν	=	Inverso de la densidad	(m ³ /kg)
Φ	=	Parámetro de aleta radial	
μ_D	=	Viscosidad fluido lado ducto	(kg/m s)
μ_t	=	Viscosidad del fluido lado tubos	(kg/m s)
η_c	=	Eficiencia de combustión	(%)
η_{rc}	=	Eficiencia de recuperación de calor	(%)
η_w	=	Eficiencia ponderada de aleta	(%)
A	=	Ancho unidad	(m)
A_r	=	Área aletada por metro de longitud	(m ² /m)
A_{fD}	=	Área de flujo del ducto	(m ²)
A_{ft}	=	Área de flujo por tubos	(m ²)
A_{lp}	=	Área libre de paso	(m ²)
A_{min}	=	Área de flujo mínima para los gases calientes	(m ²)
A_o	=	Área de tubo liso por metro de longitud	(m ² /m)
$A_{obstruc.}$	=	Área de obstrucción	(m ²)
A_p	=	Área del perfil de aleta	(m ²)
A_{paso}	=	Área de paso del ducto	(m ²)
A_T	=	Área de transferencia de calor	(m ²)
A_{th}	=	Área por espesor de aletas por metro de longitud	(m ² /m)
A_{tt}	=	Área de transferencia por tubo	(m ²)
B	=	Presión barométrica	(Kpa) mm H ₂ O
C_1, C_3, C_5	=	Parámetros que corrigen de acuerdo a la geometría de la aleta	
C_2	=	Factor de corrección en función del No. de Reynolds	
C_4	=	Factor de corrección en función de la geometría del tubo	
C_6	=	Factor de corrección en función del arreglo del banco	
C_D	=	Capacidad calorífica del fluido lado ducto	(J/kg °C)

C_t	=	Capacidad calorífica del fluido lado tubos	(J/kg °C)
C_f	=	Espaciamiento de aleta	(m)
C_w	=	Capacidad calorífica del fluido en la pared del tubo	(J/kg-°C)
De	=	Diámetro equivalente	(m)
Df	=	Diámetro de tubo aletado	(m)
Di	=	Diámetro interno del tubo	(m)
D_N	=	Diámetro nominal	(m)
D_o	=	Diámetro externo del tubo	(m)
E	=	Eficiencia de la aleta	(%)
f	=	Factor de fricción	
Fa	=	Factor de arreglo geométrico	
FD	=	Factor de profundidad	
Fd	=	Factor de caída de tiro	
Fpp	=	Factor de propiedades físicas	
g	=	Aceleración de la gravedad	(m/s ²)
G_D	=	Masa velocidad lado ducto	(Kg/s-m ²)
G_t	=	Masa velocidad del fluido lado tubos	(kg/s m ²)
h	=	Altura de aleta	(m)
h'_f	=	Valor efectivo de h_f en la aleta corregido	(W/ m ² °C)
H_1, H_2	=	Entalpía lado ducto	(kJ/kg)
h_1, h_2	=	Entalpía lado tubos	(kJ/kg)
hcc	=	Conductividad básica por convección	(W/m ² -C°)
h_f	=	Coefficiente de transferencia de tubo aletado	(W/ m ² °C)
h_i	=	Coefficiente individual de transferencia de calor interno	(W/m ² °C)
h_{io}	=	Coefficiente interno referido al Coeficiente externo	(W/m ² °C)
h_o	=	Coefficiente individual de transferencia de calor externo	(W/m ² °C)
J_f	=	Factor adimensional de transferencia de calor a tuberías y tubos aletados	
K_D	=	Conductividad térmica lado ducto	(W/m °C)
K_t	=	Conductividad térmica lado tubos	(W/ m °C)
L_D	=	Largo unidad	(m)
Le	=	Longitud equivalente	(m)
LHV	=	Valor más pequeño de calentamiento del combustible	(J/kg)
$LMTD$	=	Diferencia media logarítmica	(°C)
L_p	=	Longitud de la trayectoria de flujo cruzado	(m)
L_T	=	Longitud de tubo	(m)
m	=	Parámetro necesario para calcular la eficiencia de aleta	
N_b	=	Cabeza velocidad	
NC	=	Número de camas	
NP	=	Número de pasos	
NT	=	Número de tubos	
NTC	=	Número de tubos por cama	
NTP	=	Número de tubos por paso	
P_p	=	Perímetro proyectado	(m)
Pr_D	=	Número de Prandtl lado ducto	
Pr_w	=	Número de Prandtl en la pared del tubo	
PT, PT_{long}	=	Pitch transversal y longitudinal	(m)

Q_{FUEL}	=	Carga térmica del combustible	(kJ/s)
q_0	=	Flux de calor	(W)
Q_T, Q_D	=	Carga térmica en el interior y exterior de tubos	(Kw)
Q_{TR}	=	Carga térmica removida	(W)
R	=	Factor de ensuciamiento	(m ² °C/Kw)
r_1, r_2	=	Radio interno y externo del tubo	(m)
R_1, R_2, R_3	=	Resistencias térmicas, interna y externa del fluido y a la pared del tubo	(m °C/W)
Re	=	Número de Reynolds	
Ro	=	Factor de ensuciamiento	(m ² °C/Kw)
ro	=	Radio externo	(m)
SE	=	Superficie externa por pie lineal	(m ² /m)
SG_D	=	Gravedad específica	
t	=	Espesor de aleta	(m)
t_1, t_2	=	Temperatura de entrada y salida lado tubos	(°C)
T_1, T_2	=	Temperatura de entrada y salida lado ducto	(°C)
T_b	=	Temperatura en la base de aleta	(°C)
T_D	=	Temperatura promedio del fluido lado ducto	(°C)
T_f	=	Temperatura en la punta de la aleta	(°C)
T_{fD}	=	Temperatura de película lado ducto	(°C)
T_t	=	Temperatura promedio fluido lado tubos	(°C)
U	=	Coefficiente global de transferencia de calor	(W/m ² -C°)
V_D	=	Velocidad promedio por fuera de tubos (gases)	(m/s)
V_H	=	Cabeza velocidad lado ducto	(kg/m ²)
V_L	=	Volumen unidad	(m ³)
V_{max}	=	Velocidad máxima	(m/s)
V_{rg}	=	Velocidad recomendada para gases de escape	(m/s)
V_t	=	Velocidad por dentro de tubos	(m/s)
W_D	=	Flujo de gases exhaustos	(kg/s)
W_f	=	Gasto del combustible alimentado	(kg/s)
ws	=	Segmento de aleta	(m)
W_t	=	Gasto lado tubos	(kg/s)

RESUMEN

En México, las diferentes etapas de la cadena productiva de la industria del petróleo se caracterizan por mantener un alto consumo de energía, que aunado a las recurrentes crisis energéticas mundiales y su impacto en el medio ambiente, han motivado a que los esfuerzos de los *importadores* de equipamiento se encaminen hacia la búsqueda de tecnologías *limpias* y con un menor consumo energético.

Sin embargo, no solo la búsqueda y el desarrollo de equipos *per se* indica el camino a seguir para mitigar los impactos energéticos y ambientales cuando a la explotación y producción de los hidrocarburos en México nos referimos, sino que, al mismo tiempo necesariamente se debe buscar una mayor eficiencia energética.

En esa dirección, el presente trabajo describe una metodología de diseño para equipos recuperadores de calor tipo caja que funcionan por medio de los gases calientes de desecho de las unidades que utilizan turbomaquinaria.

Así, mediante el desarrollo de un programa de cómputo donde se consideran los últimos avances y experiencias en el estado del arte en el campo de la recuperación de calor se logran simular equipos más eficientes y compactos, dando como resultado una alternativa para el desarrollo de la ingeniería proyectos petroleros sin la dependencia tecnológica del extranjero y acorde con las actuales políticas de ahorro de energía y conservación del medio ambiente del país.

Así mismo, se describen las oportunidades de ahorro más relevantes para el aprovechamiento de esta energía recuperada y su aplicación en las operaciones a bordo de una instalación marina de producción primaria de hidrocarburos, con las consecuentes implicaciones técnicas, económicas y ambientales.

Con este alcance, el trabajo describe en el primer capítulo las generalidades y consideraciones básicas sobre la recuperación de calor .

En capítulo 2, se mencionan los aspectos del diseño mecánico, describiendo las partes constitutivas del recuperador de calor tipo caja así como los materiales de construcción con el objeto de tener un mejor panorama y conocimiento del equipo.

Posteriormente en el capítulo 3, se mencionan las oportunidades de aplicación y aprovechamiento en las instalaciones costa-fuera de Pemex Exploración y Producción (PEP) de esta energía recuperada.

En el capítulo 4, se desarrolla la metodología de cálculo para el diseño térmico - hidráulico del equipo recuperador de calor para que, a partir de esta información se estructure y desarrolle el programa de cómputo que se presenta en el capítulo 5.

El capítulo 6, muestra una aplicación práctica como caso de estudio en una instalación costa fuera de PEP, mismo que sirve de validación tanto de la metodología como del programa desarrollado al ser comparado con otro *software* comercial de procedencia extranjera.

En el capítulo 7, se describen las consideraciones económicas.

En el capítulo 8 se tocan los aspectos ambientales y

Finalmente en el último capítulo se muestran las conclusiones del trabajo.

INTRODUCCION

Hasta hace relativamente poco tiempo, las fuentes tradicionales de energía (carbón, madera, e hidrocarburos) habían sido baratas y abundantes. La comercialización de los hidrocarburos combustibles como factor de control político-económico apenas se vislumbraba. Sin embargo, con el advenimiento de la Revolución Industrial, las dos grandes guerras y el bloqueo del medio oriente, los hidrocarburos adquirieron un valor estratégico muy alto, traduciéndose esto en la situación inestable actual de oferta y demanda a nivel mundial.

La conservación de la energía, el control de calidad y la regulación de emisiones al medio ambiente, son aspectos que fueron desatendidos durante muchos años por las distintas condiciones económicas que han imperado a través del tiempo. En la actualidad, la conservación de la energía ocupa un lugar muy importante en el diseño y operación de las instalaciones petroleras e industriales en general.

El efecto de la llamada "Crisis de la Energía" iniciada en 1973 y la continua alza en el valor del petróleo a partir de esa fecha, se ha traducido en un vigoroso impulso a las acciones tendientes a conseguir un mejor aprovechamiento de la energía disponible, ya que no se vislumbran en un futuro próximo nuevos recursos capaces de abastecer una demanda creciente y que en la actualidad depende de fuentes limitadas e inciertas.

En resumen, la energía no aprovechada en máquinas de combustión interna y en turbinas de gas representa un porcentaje muy alto de la energía disponible del combustible. Por tal motivo se han venido desarrollando equipos de transferencia de calor que logran aprovechar la energía térmica de los gases de escape. Estos equipos son los recuperadores de calor, cuya función principal es transferir el calor de los gases calientes de desecho a un fluido de proceso para que sea aprovechado como energía adicional, con lo cual es posible lograr eficiencias de combustible del orden del 85%, lo que representa un sustancial ahorro en gastos de operación reduciendo significativamente la emisión de contaminantes a la atmósfera.

Por otra parte, la técnica de recuperación de calor más utilizada debido a la mayor cantidad de estudios y experimentaciones realizadas en todo el mundo es la transferencia de calor en flujo cruzado entre una corriente caliente de desecho (generalmente gaseosa) y un fluido circulando en convección forzada por el interior de un banco de tubos.

El primer paso en el diseño de un sistema de recuperación es analizar la disponibilidad de calor de desecho y los requerimientos de energía adicional para ser utilizada en otros procesos, ya que sin importar la cantidad o la temperatura de los gases calientes, la recuperación no tiene justificación práctica a menos que el calor recuperado tenga aplicación en alguna otra parte del proceso.

En la actualidad la recuperación de energía de gases calientes de desecho tiene un amplio campo de aplicación, el cual incluye precalentamiento de aire en equipos de combustión, precalentamiento de corrientes de alimentación a reactores y hornos, generación de vapor de alta y baja presión y calentamiento de agua para uso doméstico o industrial

CAPITULO 1

GENERALIDADES SOBRE RECUPERACION DE CALOR

La recuperación de calor de gases calientes de desecho (turbinas de gas, maquinaria diesel, algunos tipos de incineradores, corrientes de gas o aire caliente de varios procesos, etc.), representa una creciente oportunidad para la implementación de sistemas de recuperación de energía térmica. Las ventajas económicas de cualquier sistema de recuperación de energía dependen de la disponibilidad y costo del combustible utilizado sin importar si se trata de combustibles fósiles o de algún material de desecho utilizado como fuente de energía. Obviamente a mayor costo de combustible, los equipos de recuperación de calor adquieren una mayor importancia. El costo de combustible ahorrado debe compararse con la inversión del equipo, los costos de operación y mantenimiento, impuestos, y demás costos involucrados en la instalación y operación del sistema de recuperación. Asimismo, el tiempo de recuperación de la inversión debe determinarse en cada caso.

1.1 ASPECTOS BASICOS SOBRE RECUPERACION DE CALOR

El proceso de recuperación de calor por sí mismo no reduce la emisión de contaminantes a la atmósfera salvo en algunos casos en los que las partículas sólidas contenidas en el gas se adhieren a las superficies de transferencia de calor del equipo. Adicionalmente, los equipos de combustión tales como incineradores y hornos cuentan con accesorios especiales para la limpieza de los gases de escape, por lo que debe considerarse que la función principal del equipo de recuperación de calor es obtener la máxima cantidad de calor de una corriente antes de ser desechada a la atmósfera, ya que generalmente los equipos de recuperación de calor son utilizados junto con separadores o lavadores de gases para cumplir con los requisitos establecidos por la ley para la emisión de sustancias contaminantes.

El primer paso en el diseño de un sistema de recuperación es analizar la disponibilidad de calor de desecho y los requerimientos de energía adicional para ser utilizada en otros procesos, ya que sin importar la cantidad o la temperatura de los gases calientes, la recuperación no tiene justificación práctica a menos que el calor recuperado tenga aplicación en alguna otra parte del proceso.

En la actualidad, la recuperación de energía de gases calientes de desecho tiene un amplio campo de aplicación, el cual incluye precalentamiento de aire en equipos de combustión, precalentamiento de corrientes de alimentación a reactores y hornos, generación de vapor de alta y baja presión y calentamiento de agua para uso doméstico o industrial.

El diseño de un sistema de recuperación de calor de gases calientes debe cumplir con ciertas limitaciones técnicas que definen la cantidad de calor que es práctica y económicamente atractiva recuperar de una corriente. Dichas limitaciones son:

- a) La caída de presión de los gases a través del sistema de recuperación debe limitarse a un valor que no afecte el funcionamiento del proceso o la fuente original de gases calientes.
- b) El contenido de azufre en el combustible aumenta el punto de rocío ácido de los gases de desecho, por lo que la temperatura máxima de enfriamiento de los gases debe mantenerse por arriba de este valor para evitar la corrosión debida a la condensación de SO_2 .
- c) Una combustión incompleta, aún por un periodo corto de tiempo, puede llevar a la formación de depósitos de cenizas en las superficies de transferencia de calor, por lo que el factor de ensuciamiento de los gases debe seleccionarse cuidadosamente, en especial cuando se trata de corrientes de proceso con alto contenido de sólidos.

1.1.1 CLASIFICACIÓN DE LOS GASES CALIENTES

Los productos de combustión de las diversas fuentes caloríficas varían de acuerdo con el combustible utilizado y, en algunos casos, a la composición del material incinerado. La consideración de estas características es importante para el diseño y selección de equipo de recuperación de calor, principalmente para evaluar los efectos de corrosión y ensuciamiento.

Entre las principales corrientes de desecho de gases calientes, pueden considerarse las siguientes:

1.1.1.1 Gases de escape de incineradores.

La composición de los gases procedentes de incineradores varía considerablemente dependiendo del material a incinerar y del tipo de combustible utilizado.

Los incineradores que operan en forma intermitente, como en el caso de edificios, escuelas y negocios, no garantizan una operación factible a la hora de implementar un sistema de recuperación de calor, sin embargo, los incineradores usados en hospitales, centros de salud e industrias operan por lo regular en forma continua, lo que garantiza un flujo de gases calientes en todo momento.

Los porcentajes en peso típicos de productos de combustión de un incinerador de desperdicios, son:

Bióxido de carbono	12%
Nitrógeno	65%
Oxígeno	9%
Vapor de agua	14%
Cenizas	1.8 Kg/28.31 metros cúbicos de gas

Algunas veces existe una pequeña cantidad de SO₂ presente, el cual es removido en la limpieza final, sin embargo, como es evidente, el contaminante principal es la ceniza. La mayor parte de las cenizas provenientes de un incinerador son removidas directamente por un precipitador antes de pasar al equipo de recuperación de calor, ya que éstas se adhieren a la superficie de transferencia de calor, lo cual es indeseable, y deben ser limpiadas periódicamente con aire a presión o bien por limpieza mecánica.

1.1.1.2 Gases de escape de maquinaria diesel.

Las características de los gases de escape de maquinaria diesel reciprocante dependen del combustible líquido (combustóleo) generalmente tiene un escape más sucio que la maquinaria que utiliza gas natural, especialmente si la relación aire-combustible está fuera de especificaciones o durante los cambios inesperados de carga del equipo.

El contenido de vapor de agua en los escapes de maquinaria de gas natural es más alto que en el de maquinaria con combustóleo. La combustión de aceite ligero contiene aproximadamente 8.6% de vapor de agua en su escape, mientras que los gases de combustión de gas natural contienen 18.2% basados ambos en la cantidad de aire teórico para combustión, lo cual resulta en un calor específico mayor de los gases de escape. La temperatura de los gases varía de 427 a 732°C dependiendo del tamaño de la maquinaria, su eficiencia y si el motor es turbocargado o normal.

Los componentes restantes de los gases de escape son CO₂ y H₂O con pequeñas cantidades de SO₂ para los aceites combustibles, por lo que debe tenerse cuidado con el punto de rocío ácido de estos gases para evitar la corrosión debida al ácido sulfuroso producido por el SO₂ y el vapor de agua, ya que además de limitar la elección de los materiales de construcción del equipo de recuperación, requiere un adecuado control de las emisiones contaminantes para cumplir con los reglamentos y códigos legales.

1.1.1.3 Escapes de turbinas de gas

Los gases de escape de turbinas de gas están compuestos principalmente de aire y productos de combustión (CO₂ y H₂O) debido a que las turbinas operan con grandes excesos

de aire para enfriar la cámara de combustión y reducir la temperatura de los gases a un punto en el que puedan ser tolerados por las partes de la turbina.

La combustión de los gases y su expansión a través de las etapas de la turbina produce un 18% de oxígeno en promedio en los gases de escape a temperaturas de 426 a 650°C. Estos gases de escape pueden usarse para generar energía o calor adicional.

Las turbinas de gas con recuperador de calor integrado tienen temperaturas de gases de escape del orden de 260°C, lo cual aumenta la eficiencia global de la turbina y reduce las pérdidas de calor.

El vapor de agua en los productos de combustión incrementa el calor específico promedio del gas a valores mayores que para aire seco. Asimismo, la altitud también debe tomarse en cuenta para el diseño del equipo de recuperación, debido a que afecta directamente el flujo másico de los gases de escape. La temperatura ambiente también afecta el flujo másico y la temperatura de los gases de escape, por lo que este efecto debe ser considerado consultando la curva de operación de la turbina, la cual es especialmente importante cuando se trabaja con equipos de recuperación con carga parcial.

Los escapes de turbinas de gas son por lo general corrientes limpias, especialmente aquellas turbinas que operan con gas natural.

Para el diseño de equipo de recuperación que utilizan este tipo de gases, generalmente se recomienda el uso de tubos con superficies extendidas o aletadas, sin embargo, deben incluirse medios para limpieza mecánica del equipo, especialmente en escapes de turbinas que utilizan combustibles líquidos.

1.1.2 CRITERIOS GENERALES SOBRE LAS CORRIENTES CALIENTES DE PROCESO

Debido a la gran variedad de corrientes de proceso que pueden utilizarse como fuentes de calor de desperdicio, no es posible generalizar los niveles de temperatura ni las aplicaciones que pueden obtenerse de ellas, pues es necesario analizar las características físicas y la composición de cada corriente en particular; sin embargo existen criterios generales que han sido desarrollados con base en la experiencia de proyectos específicos de recuperación. Estos criterios son básicamente los siguientes:

1.1.2.1 Velocidad Máxima

Cualquier partícula sólida arrastrada por un flujo de gases puede chocar en el banco de tubos de un recuperador de calor produciendo erosión en las superficies si la velocidad del gas es suficientemente alta. La erosión es particularmente alta a la entrada del recuperador y en los puntos donde el flujo de gases cambia de dirección. En estas áreas la velocidad máxima de los gases debe ser limitada. Por ejemplo, la velocidad máxima es de 11 a 12.2 metros por segundo para gases calientes provenientes de hornos de cemento o gases de combustión de materias orgánicas. Para gases provenientes de hornos de coque o gases de crackeo catalítico, la velocidad límite está en el intervalo de 18 a 21 metros por segundo para gases por fuera de tubos y entre 36.5 y 40 metros por segundo para gases por el interior de los tubos.

1.1.2.2 Factor de Ensuciamiento

El factor de ensuciamiento es una manera de proveer una superficie adicional en el equipo para mantener la efectividad en las superficies de transferencia de calor.

La mayoría de los factores de ensuciamiento son determinados con base en la experiencia para un tipo particular de gases calientes. En algunos casos se requieren pruebas de laboratorio para determinar las características del ensuciamiento, sin embargo existen valores reportados en la literatura para varios tipos de gases, que sirven como guía para la elección de un factor de ensuciamiento.

1.1.2.3 Limpieza de las superficies de transferencia.

Cuando se emplean combustibles diferenciales al gas natural o al combustóleo No. 2, se requiere el uso de sopladores de hollín para mantener una buena limpieza en la superficie de los equipos. Se dispone de dos tipos de sopladores de hollín, los de inyección de vapor y los de inyección de aire a presión. Cuando se utilizan sopladores de inyección de vapor, debe considerarse el impacto en la demanda de vapor, ya que aún cuando la duración de cada operación de limpieza es de aproximadamente 30 segundos, el consumo de vapor para este tiempo puede llegar a ser hasta 1 kg por segundo, lo cual puede ocasionar inestabilidades en el sistema a otros equipos. Si este es el caso, el uso de sopladores de inyección de aire representa una opción más ventajosa.

1.1.2.4 Corrosión

Los agentes corrosivos que se presentan con mayor frecuencia en los gases de proceso son los óxidos de azufre y el ácido clorhídrico, los cuales al condensar causan una corrosión acelerada en las superficies metálicas, por lo que la temperatura del metal en contacto con el flujo de gases debe mantenerse por encima de su punto de rocío. Los recubrimientos inhibidores de corrosión son útiles en algunos casos, pero no son aplicables a superficies de transferencia de calor sino únicamente en ductos y accesorios del sistema de gases de escape.

1.1.3 TECNICAS DE RECUPERACION DE CALOR

En la operación de la gran mayoría de los equipos e instalaciones industriales, se consumen, y por lo regular se desperdician grandes cantidades de energía, lo que representa elevados costos de operación debido al constante aumento en el precio de los combustibles, ya sea carbón, combustóleo o gas natural.

Una gran variedad de accesorios y equipos de recuperación de calor para diferentes fluidos en las fases gas/gas, líquido/líquido, y gas líquido, están disponibles para utilizar eficientemente la energía calorífica de las corrientes calientes de desecho en aplicaciones de proceso, combustión y acondicionamiento de aire.

La mejor elección de equipo se determina generalmente por las características termodinámicas de la corriente de desecho, la aplicación de la energía recuperada y el análisis económico de cada caso en particular.

En algunos casos el recuperar todo el calor disponible de los procesos y equipos de combustión no es económicamente atractivo debido a las costosas inversiones de equipo

requerido, además de los problemas de corrosión originados por reducir la temperatura de los gases por debajo de un punto de rocío ácido.

Finalmente, es importante analizar si el equipo de recuperación alteraría de manera significativa las características de la corriente de desecho, ya que estos cambios pueden crear problemas de operación en alguna parte de la fuente de los gases calientes.

Existen en el mercado una gran variedad de equipo de recuperación. Cada tipo de equipo opera de manera diferente, todos ellos transfieren calor de una corriente caliente de desecho a una alimentación fría sin que exista un contacto físico entre ambas corrientes, y aunque en algunos casos existen equipos de línea, especialmente en aplicaciones muy generales como escapes de turbinas o precalentamiento de aire de combustión, la mayoría de los equipos se diseñan para una aplicación específica de acuerdo a las necesidades de la planta o el proceso que lo requieran. Entre las diferentes tecnologías de recuperación de calor pueden mencionarse las siguientes:

- 1.1.3.1 Intercambiadores tubulares
- 1.1.3.2 Intercambiadores de placas
- 1.1.3.3 Tubos de calor.
- 1.1.3.4 Bombas de calor.
- 1.1.3.5 Ruedas de calor.
- 1.1.3.6 Serpentes de recuperación.

1.1.3.1 INTERCAMBIADORES TUBULARES.

Los intercambiadores tubulares son los más extensamente usados en la industria química y petroquímica para intercambio de calor de corrientes de desecho. Esta tecnología ha sido aplicada principalmente a equipos líquido/líquido, pero en los últimos años el uso de superficies extendidas hacen posible su utilización también en equipos gas/líquido o gas/gas. Estos equipos pueden presentar tantas variaciones en su diseño como aplicaciones existan en cada servicio específico. El equipo más simple consiste en una envolvente cilíndrica en la cual dos corrientes gaseosas fluyen en contracorriente. Este tipo de intercambiador opera más eficientemente cuando las diferencias de temperatura entre las dos corrientes son altas.

Las aplicaciones típicas de estos equipos incluyen corrientes de desecho líquidas y gaseosas. Una aplicación específica de este tipo de equipos se muestra en la Figura 1.1 en donde se muestra un intercambiador de calor tipo tubular para precalentamiento de aire de combustión. Este equipo trabaja con temperaturas de gases calientes de 260 a 1538°C y se instala por lo regular en el escape de calderas u hornos de proceso. Por dentro de los tubos se alimenta el aire para la combustión y los gases de escape fluyen por el exterior de ellos, obteniéndose bajos coeficientes de transferencia de calor.

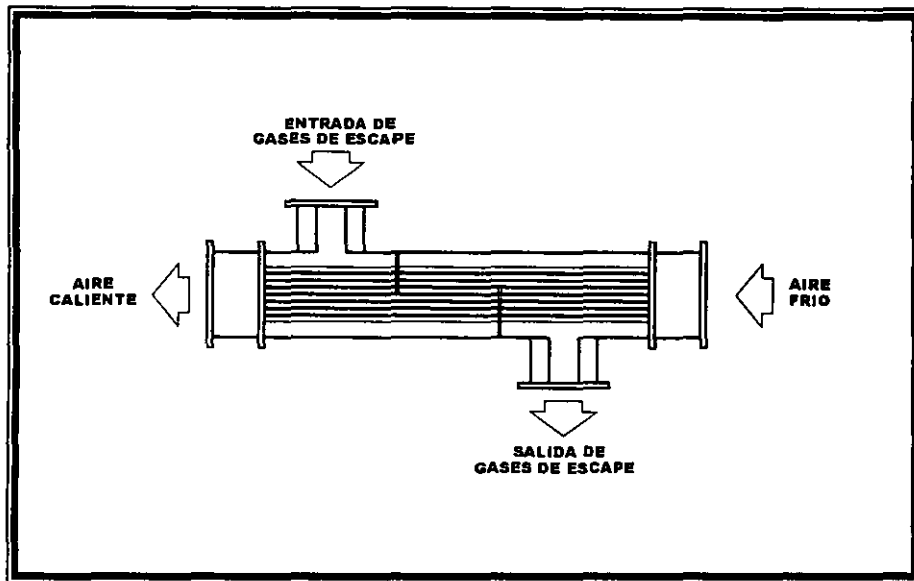


Figura 1.1 Intercambiador Tubular

El diseño de estos equipos es extremadamente importante para una operación confiable, segura y económica debido a las condiciones extremas de operación por las altas temperaturas de gases en la descarga.

La principal desventaja de los intercambiadores tubulares son los constantes cambios de dirección del flujo de gases de escape, o bien la reducida área de paso por el interior de los tubos, lo cual se traduce en altas caídas de presión, por lo que en la mayoría de los casos es necesario un ventilador de tiro inducido para asegurar el correcto desalojo de los gases a la atmósfera.

1.1.3.2 INTERCAMBIADORES DE PLACAS

También llamados recuperadores de placas, consisten básicamente en una serie de placas corrugadas separadas a una misma distancia y arregladas en flujo cruzado, las cuales se colocan en los ductos de salida de calderas y hornos para precalentar el aire necesario para la combustión.

Un ejemplo de este tipo de intercambiadores se muestra en la Figura 1.2. El intervalo de temperatura manejadas por estos equipos es de los 38 a los 870°C y son especialmente efectivos para la transferencia de calor sensible con pequeños acercamientos de temperatura entre las corrientes fría y caliente, obteniéndose mejores coeficientes de transferencia de calor que en los intercambiadores tubulares debido a la turbulencia originada por las corrugaciones en las placas, sin embargo, debido a que las contracciones y expansiones térmicas pueden ocasionar ruptura de las placas y fugas en los materiales, solo son recomendables en aplicaciones de baja temperatura. Su diseño simple y compacto sin partes móviles los hace ser el equipo más versátil para aplicaciones gas/gas y están disponibles como equipo de línea en una amplia variedad de modelos, tamaños y precios.

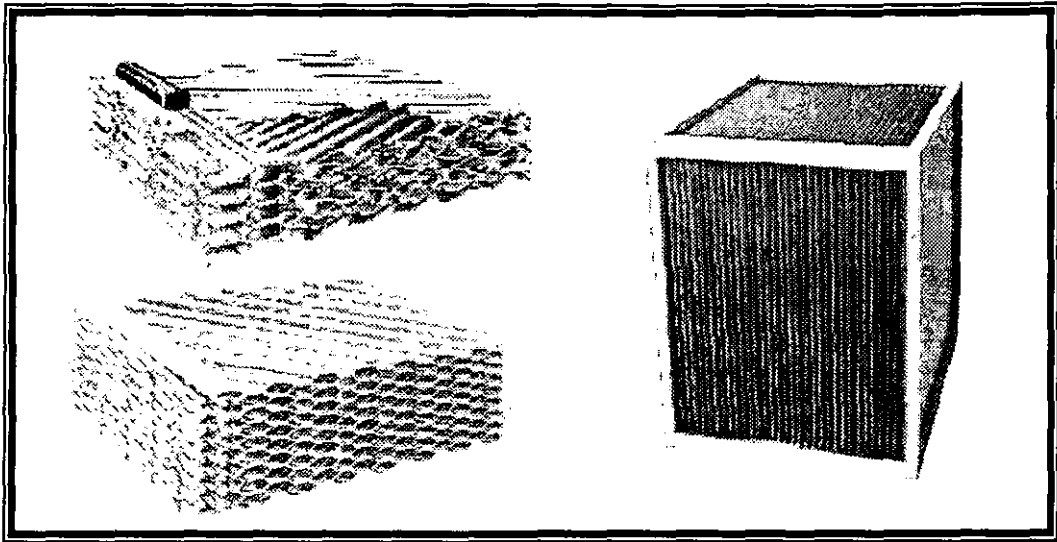


Figura 1.2 Intercambiadores de placas

1.1.3.3 TUBOS DE CALOR

Una de las tecnologías más recientes para la recuperación de calor de corrientes gaseosas a temperaturas moderadas son los tubos de calor. La Figura 1.3 muestra el principio de operación básica de estos equipos, los cuales están herméticamente sellados en ambos extremos conteniendo un flujo volátil en su interior, el cual efectúa la transferencia de calor por medio de una acción de evaporación y condensación dentro del mismo tubo.

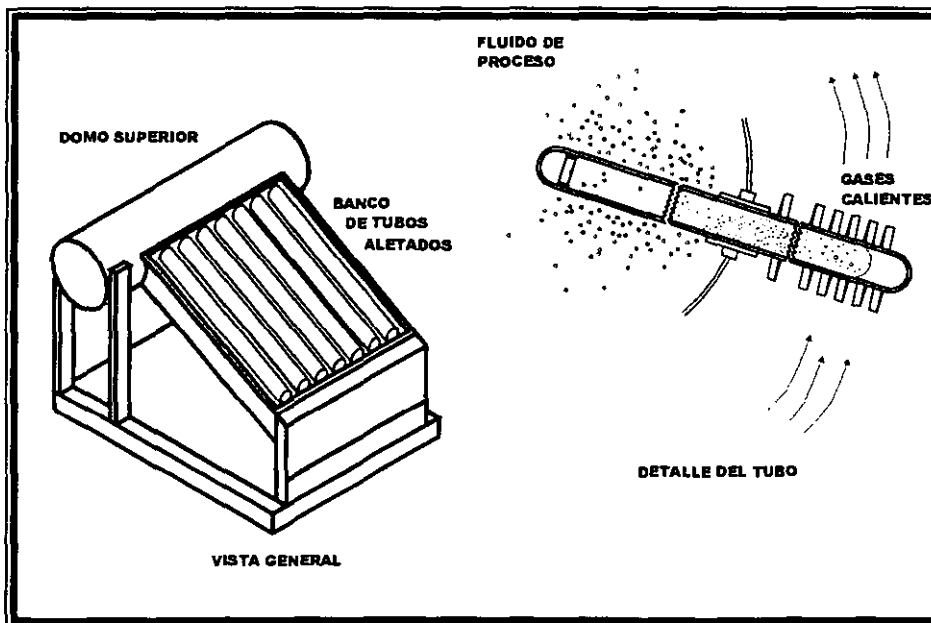


Figura 1.3 Tubos de Calor

En este caso la fuerza impulsora que origina el movimiento del fluido es la diferencia en las presiones de vapor en ambos extremos del tubo. Cuando el líquido en la sección de evaporación es calentado, su presión de vapor se incrementa y el vapor fluye hacia la sección de condensación en donde el fluido frío en contacto con el tubo produce la condensación de los vapores, los cuales retoman por gravedad a la sección de evaporación. Entre ambas secciones se coloca una placa de partición sellada la cual separa físicamente las dos corrientes involucradas en el proceso.

Generalmente operan con bajas diferencias de temperatura, su máxima temperatura de operación es de 454°C y su geometría simple reduce los efectos de corrosión y ensuciamiento de los tubos, por lo que en algunos casos los requerimientos de mantenimiento son mínimos.

1.1.3.4 BOMBAS DE CALOR

Una bomba de calor es básicamente una máquina de refrigeración que toma energía de fuentes de baja temperatura y la transfiere a otra corriente de proceso a un nivel de temperatura más alto por medio de un ciclo simple de compresión de vapor. El principio de funcionamiento de una bomba de calor se muestra en la Figura 1.4. En este caso el calor recuperado y la energía proporcionada por la compresión del vapor, es la energía que se entrega a la salida del equipo.

Los lugares apropiados para la instalación de las bombas de calor son aquellos en donde la electricidad, fuente de energía del ciclo de compresión, cueste aproximadamente lo mismo que los combustibles fósiles por cada Kilowat producido, o bien donde se dispone de grandes cantidades de calor a recuperar y los consumos de energía eléctrica están justificados por técnicas de costos.

Las bombas de calor de hasta 25 toneladas de refrigeración transfieren calor latente y sensible y manejan temperaturas de hasta 148°C con diferentes configuraciones aire-agua-corriente de proceso. Elevan la temperaturas en una relación de 3:1 haciéndolas particularmente atractivas para la recuperación de calor en fuentes de bajas temperaturas.

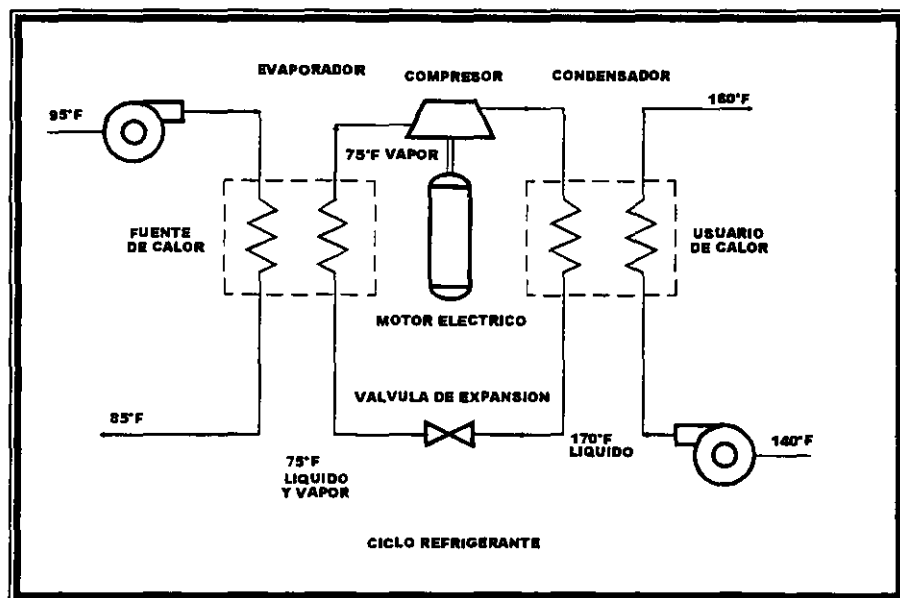


Figura 1.4 Bombas de Calor

1.1.3.5 RUEDAS DE CALOR

También llamados regeneradores rotatorios, utilizan el mismo principio de los regeneradores sólo que en este caso el intercambio de calor se realiza entre dos corrientes de aire. La configuración básica de una rueda de calor se muestra en la Figura 1.5, en donde se muestra la colocación de la rueda, la cual gira a baja velocidad (entre 5 y 20 RPM) para transferir calor entre las corrientes debido al calentamiento de sus elementos metálicos.

Las ruedas pueden exceder los 15 mts. de diámetro y tener hasta 1 metro de altura, manejando grandes volúmenes de aire de escape limpio o filtrado entre temperaturas de 70 a 1600°F obteniéndose eficiencias de calentamiento del 90%.

Se utilizan principalmente en la industria del cemento y el vidrio para el precalentamiento de aire de combustión en hornos de fundición.

Una desventaja importante consiste en un gran tamaño y en la posible contaminación entre corrientes por el arrastre de aire de un ducto a otro, lo cual puede reducirse en cierta medida con la adición de filtros en las paredes de la rueda.

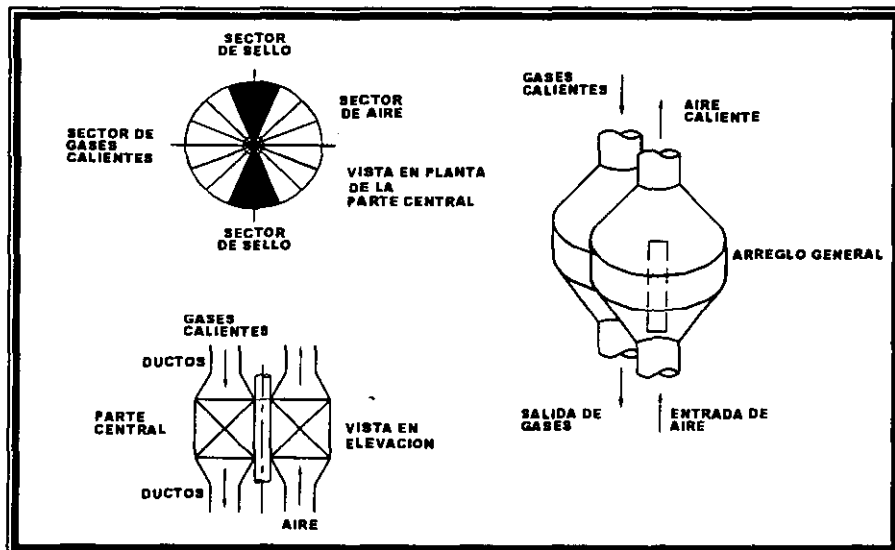


Figura 1.5 Rueda de Calor

1.1.3.6 SERPENTINES DE RECUPERACION

El esquema básico de un sistema con serpentín de recuperación se muestra en la Figura 1.6. Este sistema es útil cuando la fuente de gases calientes se encuentra alejada del punto donde se demanda el calor de desperdicio y consiste en dos serpentines con superficies extendidas los cuales se colocan en los ductos de escape y alimentación y se encuentran interconectados en un ciclo cerrado que contiene en ocasiones un sistema de bombeo y un tanque de expansión para el medio de calentamiento, el cual puede ser un fluido térmico o una solución agua-glicol.

Su principal aplicación es en sistemas de aire acondicionado y calefacción en edificios o pequeñas plantas, sin embargo es posible utilizarlos en aplicaciones de alta temperatura si los materiales de fabricación son seleccionados cuidadosamente.

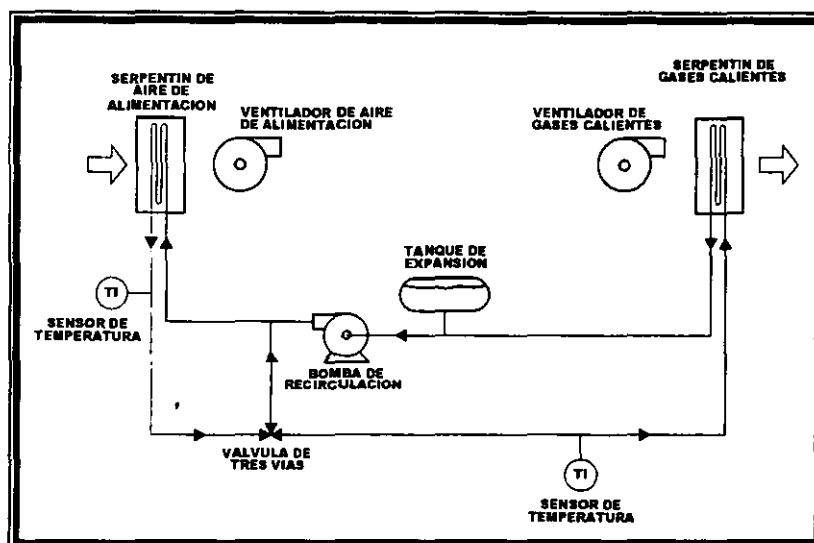


Figura 1.6 Serpentín de Recuperación

1.1.4 APLICACIÓN DE PROCESOS INDUSTRIALES

Como se mencionó anteriormente, la aplicación de las diferentes técnicas de recuperación de calor y la elección de la mejor alternativa para su proceso específico comprende un análisis detallado de las necesidades de energía y rentabilidad del proceso.

Existen numerosos ejemplos de aplicación en los que es económicamente factible la recuperación de energía obteniéndose altas eficiencias de combustible y periodos cortos de recuperación de la inversión. Entre éstos pueden mencionarse los siguientes:

1.1.4.1 HORNOS DE REFORMACION

En plantas químicas como aquellas en las que se produce hidrógeno o amoníaco, el vapor es parte de la alimentación en el proceso de reformación. El vapor y el gas natural se mezclan y se alimentan a un precalentador de gas antes de entrar al horno de reformación, como se muestra en la Figura 1.7

El craqueo se lleva a cabo en el horno por medio de calentamiento por fuego directo y los gases de salida se utilizan para precalentar el gas combustible, y genera vapor sobrecalentado antes de ser expulsados a la atmósfera.

El gas reformado por lo regular se enfría en un intercambiador para generar vapor adicional del cual se usa una parte como alimentación al proceso y la otra parte para generación de energía eléctrica en una turbina de vapor. Esta práctica se ha vuelto común en muchas plantas químicas, obteniéndose mejores eficiencias de combustible que al generar vapor y energía eléctrica en forma independiente.

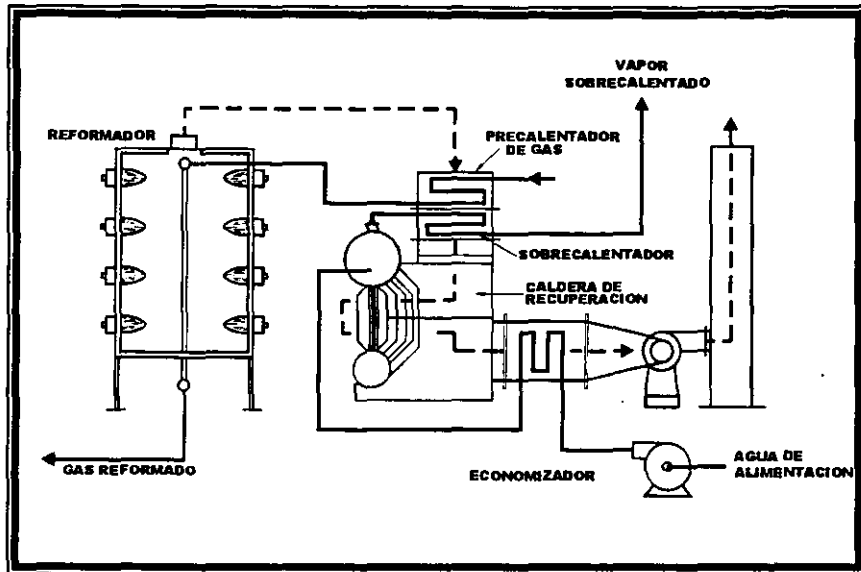


Figura . 1.7 Hornos de reformación

1.1.4.2 INCINERACION DE DESECHOS

Después de que el lodo es retirado, en una planta de tratamiento de desechos, generalmente se quema en un incinerador de lecho fluidizado o en un horno de cabina múltiple, como se muestra en la Figura 1.8

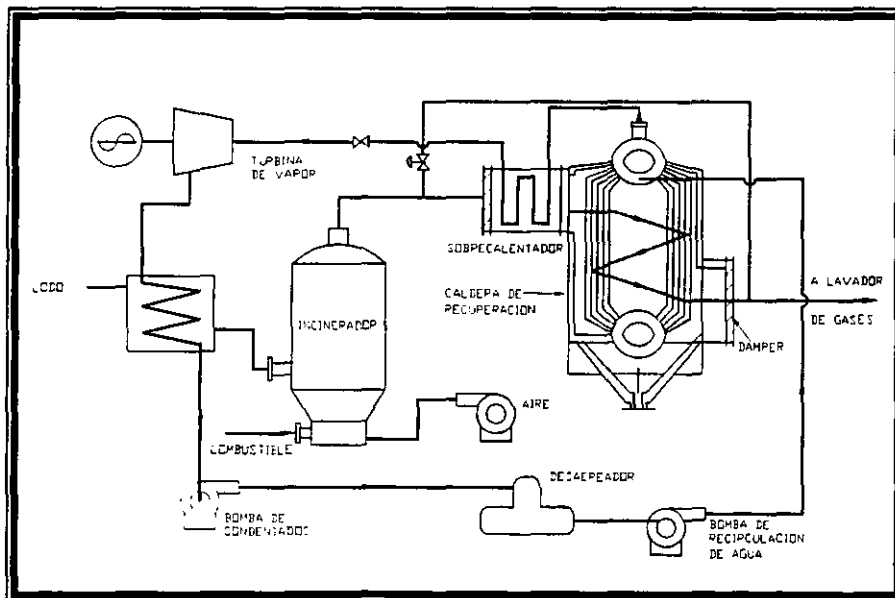


Figura 1.8 Recuperación de Calor en Incinerador de Desechos

Los gases calientes producidos durante la combustión son enviados a una caldera de recuperación de calor para generar vapor sobrecalentado, el cual alimenta a una turbina de

vapor para generar energía eléctrica. A la salida de la turbina el vapor de baja presión se envía a un condensador, en donde se realiza la separación del lodo de los desechos. En algunos casos los gases provenientes del incinerador no son suficientes para producir el vapor necesario para la separación de los lodos y la generación de energía eléctrica, por lo que el vapor generado se utiliza sólo para el proceso de separación.

1.1.4.3 TURBINAS DE GAS EN ESTACIONES DE COMPRESION DE GAS

Los gases de escape de las turbinas de gas son una excelente fuente de energía para implantar sistemas de recuperación de calor. El sistema representado esquemáticamente en la Figura 1.9 incluye un desviador de gases con una chimenea y un silenciador en "by-pass", un quemador de ducto, un sobrecalentador, una caldera de tubos de agua, un economizador y ductos de entrada y salida de gases. Adicionalmente puede llevar un precalentador de gas natural o aire para alimentación a la turbina.

El desviador y el ducto de "by-pass" se utilizan durante el mantenimiento de la unidad o cuando se trabaja el recuperador de calor con carga parcial. Durante los meses de baja temperatura o en condiciones de baja carga, lo cual resulta en bajas temperaturas de gases exhaustos, el quemador de ducto proporciona la energía adicional necesaria para alcanzar la demanda de vapor. El vapor generado en la caldera puede usarse para manejar una turbina de vapor la cual proporciona la energía eléctrica necesaria para toda la estación.

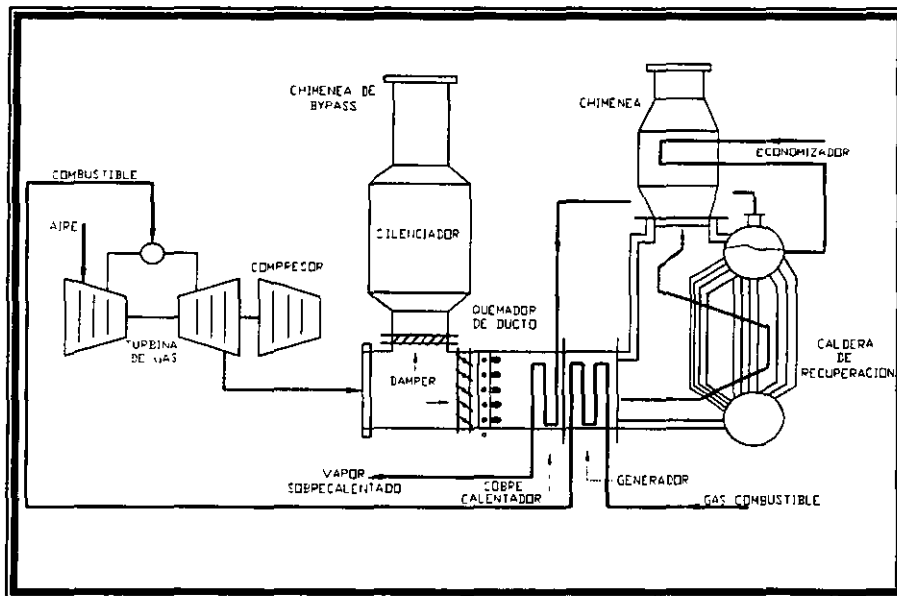


Figura 1.9 Recuperación de Calor en Turbinas de Gas

En general cualquier turbina de gas instalada para generación de energía eléctrica o para manejo de gas en una instalación costa-fuera, representa un enorme potencial de recuperación, implantando circuitos cerrados de calentamiento con fluidos térmicos para satisfacer todas las necesidades de calentamiento de dichas instalaciones.

1.1.4.4 SISTEMAS DE COGENERACION

A diferencia de un sistema convencional que produce electricidad o energía térmica, la cogeneración consiste en la producción simultánea o secuencial de energía eléctrica y térmica a partir de una misma fuente energética (combustión de un combustible).

Una forma de clasificación general de los sistemas de cogeneración es la que se refiere al orden en que se produce la electricidad y la energía térmica para proceso, es decir sistemas primarios (topping), y sistemas secundarios (bottoming).

En los sistemas primarios se produce primero la electricidad y posteriormente se aprovecha el calor de desecho en algún proceso industrial como lo muestra la Figura 1.10. En los sistemas secundarios, se produce energía para efectuar algún proceso y el calor rechazado se recupera para generar energía eléctrica, de acuerdo a la Figura 1.11.

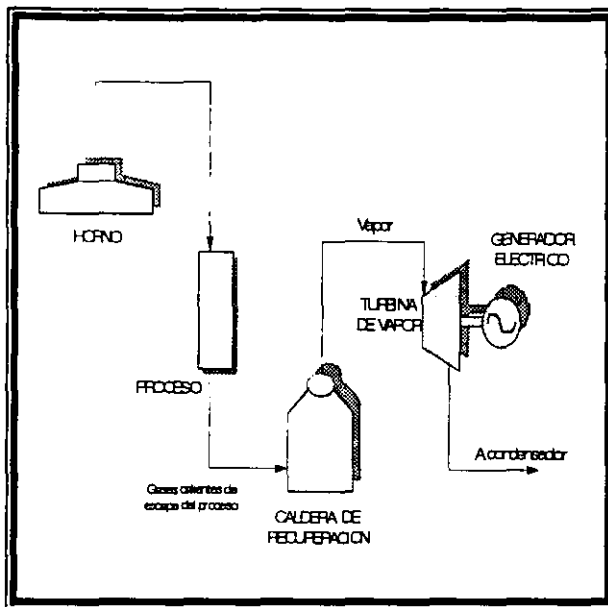


Figura 1.10 Sistema Primario de Cogeneración. (TOPPING)

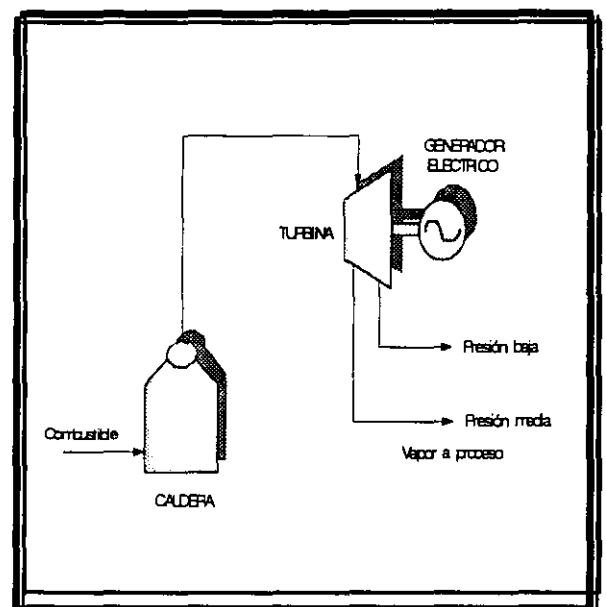


Figura 1.11 Sistema Secundario de Cogeneración. (BOTTOMING)

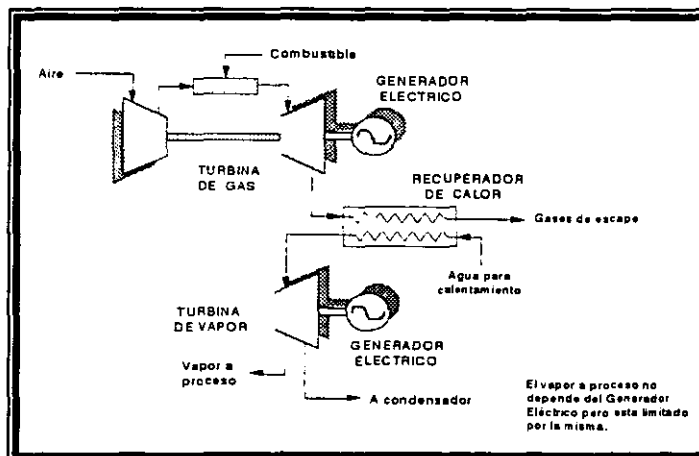


Figura 1.12 Sistema de Cogeneración de Ciclo Combinado

Una variación de este sistema es la llamada "cogeneración de ciclo combinado", la cual se muestra en la Figura 1.12.

En este caso del vapor generado en la caldera de recuperación se utiliza una parte como elemento motor de una turbina de vapor para la producción adicional de energía eléctrica. Si por el contrario, todo el vapor generado en la caldera se utiliza para producir electricidad, puede hablarse de un sistema mejorado para generación de energía eléctrica, sin embargo, estrictamente hablando, debido a que no existe otro uso para la energía térmica, no puede hablarse de un sistema de cogeneración.

La aplicación de los sistemas de cogeneración secundarios se encuentra en procesos industriales de alta temperatura (siderurgia, minería, etc.) en donde los gases de desecho tienen una cantidad de calor susceptible de aprovecharse principalmente en calderas de recuperación con o sin la adición de combustible extra para la producción de vapor que cederá su energía a una turbina de vapor o bien introduciendo directamente los gases en la cámara de combustión de una turbina de gas.

1.2 CLASIFICACION DE LOS RECUPERADORES DE CALOR

Anteriormente, un recuperador de calor se definía como un intercambiador en el cual el calor recuperado de los gases de escape era transferido al aire de combustión del dispositivo que generaba dichos gases. En la actualidad el término recuperador se aplica en general a todos los equipos mencionados en el punto 1.1.3., sin importar el uso que se le da a la energía recuperada; sin embargo, considerando el servicio para el cual se utilizan los gases calientes, los recuperadores de calor pueden clasificarse de la siguiente manera:

- Precalentadores de aire de combustión.
- Precalentadores de corrientes de proceso.
- Precalentadores de hornos en procesos intermitentes.
- Calentadores de aire para secado y aire acondicionado.
- Calentadores de agua para uso doméstico o industrial.
- Calentadores de fluidos térmicos en circuitos cerrados.
- Generadores de vapor de baja presión para procesos de calentamiento.
- Generadores de vapor de alta presión para generación de potencia y cogeneración.

Adicionalmente, una segunda clasificación de los recuperadores de calor se refiere al tipo de corriente a calentar, ya que la fase del fluido receptor del calor determina en la mayoría de los casos el tipo y la geometría del equipo de recuperación.

1.2.1 RECUPERADOR DE CALOR TIPO CAJA

En algunos casos, cuando la cantidad de calor a recuperar lo permite, es deseable tener dos o más servicios integrados en un mismo equipo, lo cual es posible únicamente en los recuperadores de calor tipo caja, debido a su simplicidad de construcción y a su versatilidad para trabajar con servicios modulares de cualquier capacidad. La configuración básica de un recuperador de calor tipo caja se muestra gráficamente en la figura 1.13

El diseño sencillo de estos equipos representa la mayor ventaja en aplicaciones sin cambio de fase para precalentamiento de aire de combustión, calentamiento de corrientes de proceso o calentamiento de fluidos térmicos para circuitos cerrados en instalaciones costa afuera, en donde los altos niveles de temperatura hace prohibitivo el uso de vapor de calentamiento.

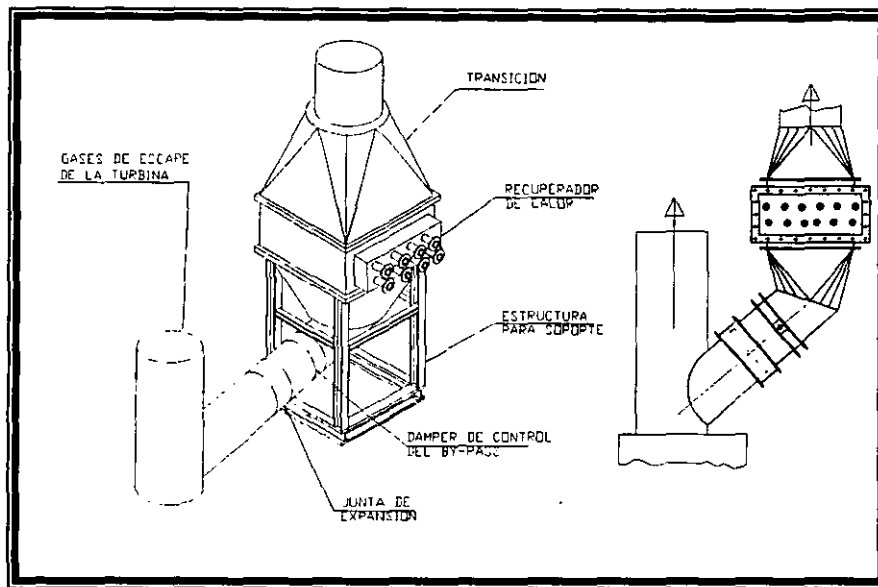


Figura 1.13 Recuperador de calor Tipo Caja

El arreglo más simple consta de un haz de tubos generalmente de superficie aletada, el cual se coloca perpendicular al flujo de gases calientes para recuperar calor por el método de convección en flujo cruzado, lo cual garantiza altos coeficientes de transferencia de calor con bajas caídas de presión de los gases.

En el caso de generadores de vapor, se cuenta con un sobrecalentador en el caso de vapor de alta presión, un banco generador o evaporador, un economizador y domos de líquido y vapor saturado. Dos para generadores de vapor de circulación natural y uno para generadores de vapor de circulación forzada.

A continuación se describen las características principales de estos equipos de acuerdo al tipo de fluidos que manejan, y los parámetros de diseño más importantes para cada servicio.

1.2.2 RECUPERADORES GAS-GAS

El uso más común del recuperador gas-gas es el precalentamiento de aire de combustión con un flujo de gases calientes provenientes de hornos o turbinas de gas.

Este modo de recuperación de calor se utiliza generalmente cuando no existe aplicación para intercambiadores gas-líquido o generadores de vapor; sin embargo, por lo regular se instala un precalentador de aire en calderas de alta presión después del economizador debido a la pequeña cantidad de energía que se requiere para precalentar el aire en comparación con la capacidad de generación de vapor. Entre las principales ventajas y desventajas de los precalentadores de aire pueden mencionarse las siguientes:

Ventajas:

- a) La eficiencia de la combustión mejora por que ésta es casi completa con menor cantidad de exceso de aire.
- b) Se obtienen temperaturas más elevadas de las flamas y gases de combustión con los que se obtiene un mayor coeficiente de transmisión de calor.
- c) Ayuda a la aceleración de la ignición del combustible, lo que permite mayor flexibilidad en la carga.

- d) Reduce la contaminación ambiental al emplearse menos combustible por el aumento en la eficiencia del equipo.

Desventajas:

- a) Se debe considerar la nueva temperatura de la flama para evitar problemas en el refractario y los materiales de construcción del equipo.
- b) Se deben tomar medidas para evitar una posible condensación de gases ácidos a la salida del precalentador.
- c) Deben hacerse provisiones para la limpieza oportuna de las cenizas en las superficies de transferencia de calor mediante la instalación de sopladores de hollín.
- d) La necesidad de espacio para instalar el equipo así como ventiladores y ductos de aire, imponen problemas de diseño que requieren de un estudio cuidadoso.

La mejor aplicación de los recuperadores de calor como precalentadores de aire es en los ciclos de las turbinas de gas en donde el aire comprimido es calentado antes de entrar a la cámara de combustión de la turbina.

El aire entra al recuperador a presiones de 5.2 a 8.5 Kg/cm² y temperaturas de 176 a 232^oC con temperaturas de gases calientes de 426 a 538^oC a la salida.

Este calentamiento contribuye apreciablemente a reducir el consumo de combustible en la turbina, incrementando la eficiencia de combustión; sin embargo la potencia neta de la turbina se reduce un poco debido a la caída de presión de los gases de escape a través del recuperador, la cual debe mantenerse en un valor moderado.

Generalmente la caída de presión del aire de combustión debe mantenerse por debajo del 2% de la presión de descarga del compresor mientras que la caída de presión de los gases debe mantenerse por debajo de 1 Pascal para evitar problemas de operación en la turbina.

En la mayoría de los casos, aún con el precalentamiento de aire existe todavía suficiente calor en los gases de la turbina para generar vapor o calentar fluidos de proceso. Por ejemplo, con una turbina de gas trabajando a carga total con una temperatura de gases de 343^oC después del precalentador, es posible generar vapor de baja presión obteniéndose temperaturas de gases en la chimenea de 195 a 210^oC Estas combinaciones resultan con eficiencias y consumos de combustible realmente atractivos.

1.2.3 RECUPERADORES GAS – LIQUIDO

Los recuperadores de gas – liquido tienen muchas aplicaciones practicas; las cuales, a pesar de tener mucha similitud de diseño, es conveniente analizar por separado de acuerdo con el tipo de fluido a calentar para conocer exactamente las características especificas de cada uno de ellos.

1.2.4 RECUPERADORES GAS – FLUIDO TÉRMICO

El uso de fluidos de transferencia de calor conocidos también como “fluidos térmicos” en aplicaciones de calentamiento en plantas de proceso ha crecido rápidamente en los últimos años. La ventaja principal de estos fluidos radica en sus características de baja presión de vapor a altas temperaturas. Un sistema de vapor de agua caliente que requiera trabajarse por arriba de 100^oC debe ser presurizado para tener una presión de operación mayor a la presión de vapor de agua a la temperatura requerida. Por ejemplo, Un sistema de agua caliente operando a 260^oC, requiere una presión de 4670 Pascales. En contraste, un sistema que maneja un fluido térmico puede operar a 260^oC a presión atmosférica.

Las mayores economías en el uso de fluidos de transferencia de calor en comparación con sistemas de vapor son los bajos costos de instalación y operación, además de que los sistemas de baja presión reducen significativamente los costos de inversión.

Un ahorro importante es debido a la reducción en las líneas de vapor. La eliminación de domos, válvulas de seguridad y accesorios para control de presión pueden representar del 25 al 50% de los costos del sistema. La segunda fuente de ahorro es en la operación. Los sistemas no presurizados requieren un mantenimiento mínimo, eliminan las pérdidas por condensación en las líneas y por lo regular no requieren de personal de operación autorizado.

Otra de las ventajas principales de estos sistemas es el buen control de la temperatura que puede tenerse en el sistema, debido principalmente a la mayor estabilidad química de los fluidos orgánicos a altas temperaturas. Un sistema de calentamiento que utiliza fluido térmico puede alcanzar con facilidad un control de temperatura de $\pm 1^{\circ}\text{C}$.

Debido a lo anterior, los fluidos de transferencia de calor tienen una gran variedad de aplicaciones en la industria, entre las cuales pueden mencionarse las siguientes:

- Plataformas de Producción de Petróleo y Gas.
- Procesos de calentamiento en la industria del papel y los plásticos.
- Producción de fibras sintéticas.
- Sistemas de calefacción en grandes edificios y oficinas.
- Calentamiento en equipos y procesos de alta temperatura.

1.2.5 CALDERAS RECUPERADORAS DE CALOR.

La recuperación de calor para la generación de vapor, ya sea de alta o baja presión es el método más eficaz para la conservación de energía y ahorro de combustible. Dependiendo de su uso y de la cantidad de calor susceptible a ser recuperado, la generación de vapor en calderas de recuperación se clasifica en generación de vapor de baja presión y generación de vapor de alta presión.

El vapor generado en calderas recuperadoras de calor a baja presión se utiliza principalmente para calentamiento de corrientes en sistemas de aire acondicionado. La fuente de calor puede ser el escape de turbinas o los gases de salida de un incinerador.

Existen también algunos sistemas que generan vapor de baja presión recuperando el calor de las camisas de enfriamiento de máquinas diesel reciprocantes, y aunque en algunos casos puede generarse vapor de alta presión en una unidad dual, la generación de vapor está limitada a 103 kilopascales (121°C) debido a las limitaciones de temperatura en el sistema de enfriamiento de la maquinaria diesel; además el calor que puede recuperarse en estos equipos es alrededor de un tercio del calor que puede obtenerse de los escapes de turbinas de gas.

1.2.6 CLASIFICACION DE LAS CALDERAS RECUPERADORAS DE CALOR

Las calderas recuperadoras de calor pueden dividirse en calderas acuotubulares y calderas humotubulares de acuerdo al arreglo de la corriente de gases calientes a través del equipo.

1.2.6.1 Calderas Humotubulares.

Una caldera recuperadora de tubos de humo es aquella en donde los gases calientes fluyen a través de un tubo de gran diámetro o bien varios tubos de diámetro pequeño inmersos en un banco de agua, lográndose la ebullición por medio de una convección natural dentro de un recipiente cilíndrico. Un esquema típico de una caldera humotubular se muestra en la Figura 1.14

Este tipo de calderas ofrecen una mayor facilidad para el reemplazo de tubos debido a que todos los tubos son rectos y están accesibles desde el exterior de la caldera, a diferencia de las calderas acuotubulares de circulación natural en las cuales los tubos presentan generalmente una geometría curva y los tubos son difícilmente accesibles.

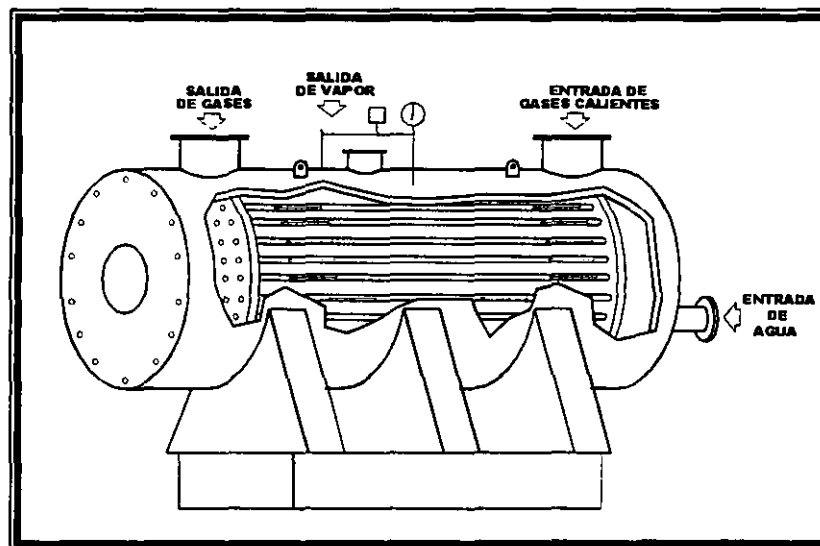


Figura 1.14 Caldera de tubos de Humo

Este tipo de calderas tienen una rápida respuesta a los oscilamientos en la demanda del vapor debido a que en cualquier momento contiene tres veces más agua a la temperatura de saturación; sin embargo, esto puede ser una desventaja a la hora de lograr la estabilización del sistema, debido a que existe una mayor cantidad de agua que calentar.

1.2.6.2 Calderas Acuotubulares

En las calderas acuotubulares, como su nombre lo indica el agua circula por dentro de un banco de tubos mientras que los gases calientes fluyen por el exterior en dirección normal al flujo de agua. Existen dos tipos básicos de calderas acuotubulares: las calderas de circulación natural con flujo de gases horizontal y las calderas de circulación forzada con flujo de gases vertical, cada una de las cuales presenta ciertas ventajas y características diferentes, por lo que la elección de la caldera acuotubular más adecuada para cierto

proceso debe considerar aspectos operativos, de mantenimiento, económicos y de espacio disponible.

1.2.7 CALDERAS DE CIRCULACION NATURAL

Es el tipo más simple de caldera y el más económico de operar ya que no requiere de medio motriz para la circulación del agua a través del banco de tubos. El esquema típico de una caldera de circulación natural se presenta en la Figura 1.15

Las calderas de circulación natural requieren de bancos de tubos verticales para producir un efecto sifón, por lo que el domo de vapor debe estar a una altura suficiente para tener la energía necesaria para el movimiento de los fluidos. En algunos casos el costo de la estructura adicional para elevar el domo a la altura requerida puede anular los ahorros en bombas de circulación.

El uso de una caldera de circulación natural hace imprescindible la utilización de un desviador de gases y una chimenea de bypass para controlar el calentamiento gradual del banco de tubos. Los generadores de vapor para capacidades altas son generalmente de circulación natural, en cuyo diseño los circuitos de bajada y de subida deben estar proporcionados de tal forma que la carga estática del circuito se encuentre balanceada. Esto se hace más difícil de lograr conforme se incrementa la presión de operación, pues la diferencial de densidades de los fluidos va decreciendo.

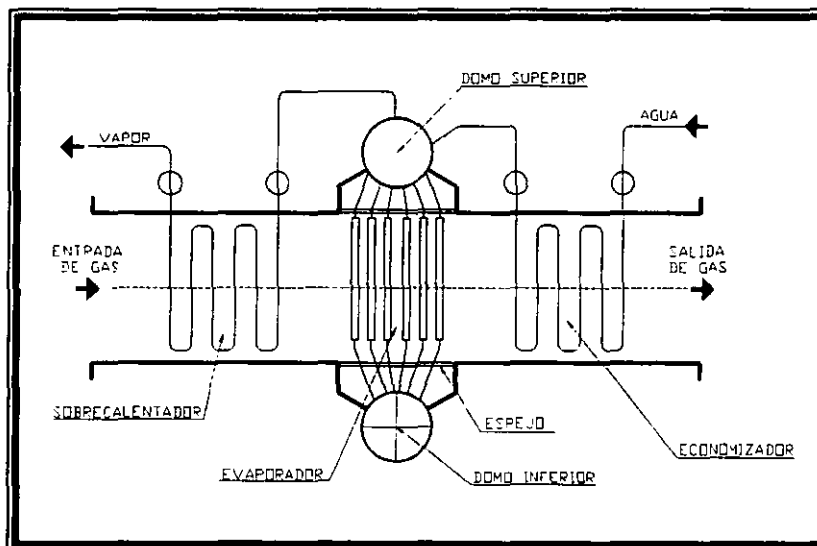


Figura 1.15 Caldera Acuotubular de Circulación Natural

1.2.8 CALDERAS DE CIRCULACION FORZADA

Las calderas de circulación forzada utilizan bombas centrífugas para lograr una correcta circulación de agua a través de un banco de tubos horizontal colocado en posición normal al flujo de gases calientes, lo que permite arreglos parecidos a cambiadores de calor convencionales que se pueden apilar uno bajo el otro, disminuyendo así la relación peso/potencia de la caldera.

La mayor ventaja que ofrece apilar recuperadores de calor contra el arreglo tradicional de bancadas de tubos verticales es que de esta forma se soportan perfectamente los esfuerzos

térmicos producidos por los arranques y paros de las turbinas sin requerir el uso de un desviador de gases a la atmósfera.

El diagrama simplificado de una caldera de circulación forzada se muestra en la Figura 1.16 en el cual se observa cada una de las partes que componen la caldera y los accesorios necesarios para el manejo de gases de escape.

La mayor ventaja que presenta la circulación forzada es el asegurar que existe circulación de agua en los tubos del banco generador, lo cual impide la segregación del vapor dentro de los tubos. La relación de circulación en este tipo de calderas está usualmente en el rango de 5 a 10 veces la evaporación máxima de la caldera.

La disposición de las superficies extendidas de transferencia de calor es muy flexible, ya que no es necesario que éstas sean verticales o inclinadas. Los tubos se colocan horizontalmente en forma de horquillas múltiples, lo que permite que los bancos de tubos sean completamente drenables. Las presiones del vapor a la salida son del orden de 4136 Kilopascuales con temperaturas de 204 a 260°C, sin embargo, cuando estos sistemas son diseñados para cubrir picos de demanda en bajas cargas, tienen presiones deslizantes para mejorar la eficiencia del ciclo y evitar pérdidas por condensación.

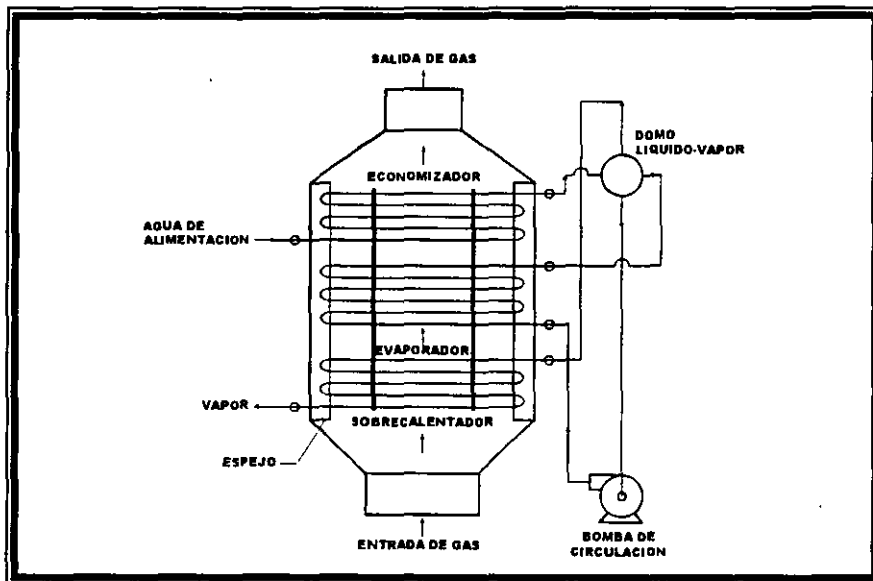


Figura 1.16 Caldera Acuotubular de Circulación Forzada

CAPITULO 2

ASPECTOS DE DISEÑO MECÁNICO

La descripción de la configuración geométrica del equipo recuperador de calor así como de las partes que lo componen, permite tener una mejor perspectiva de los aspectos del diseño integral. En este capítulo, se presentan los aspectos más relevantes, sin entrar al detalle, del diseño mecánico, con la finalidad de tener un conocimiento más claro de la disposición y funcionamiento de las principales partes que lo integran, al mismo tiempo que se describen los criterios y normatividad bajo la cual se diseñan y construyen estos equipos.

2.1 OBJETIVOS QUE DEBE CUBRIR EL DISEÑO

Antes de dar inicio a la a la secuencia descriptiva de la metodología de diseño, es conveniente establecer los objetivos que se pretenden abarcar con diseño del equipo recuperador, los cuales son:

a) Cumplir con los requerimientos del proceso.

Es decir, que el equipo sea capaz de efectuar el calentamiento de proceso dentro de los valores de caída de presión disponible y que a la vez cumpla con los periodos de operación continua de acuerdo con la filosofía operativa en las instalaciones marinas de Pemex.

b) Soportar las condiciones fluctuantes de operación .

Esto incluye esfuerzos mecánicos en la instalación, arranque, paro, operación normal, emergencias, periodos de mantenimiento, esfuerzos térmicos y estar libre de vibraciones que afecten la estructura de la instalación. Así mismo el equipo deberá resistir la corrosión originada principalmente por las corrientes de proceso y de servicio, así como evitar dentro de lo posible incrustaciones en la superficie de transferencia, lo cual puede minimizarse diseñando el recuperador con altas velocidades en ambas corrientes dentro de los límites máximos de velocidad recomendable y caídas de presión disponibles.

c) Ser de fácil acceso para mantenimiento.

Implica seleccionar una configuración que permita la limpieza interior y exterior de los tubos de transferencia de calor y el reemplazo de cualquier otro tipo de componente que pueda ser especialmente vulnerable a la corrosión, erosión o vibración. Este requerimiento también debe de estar de acuerdo con la disponibilidad de espacio y el acceso al propio recuperador.

d) Estar en concordancia con los códigos, normas y especificaciones.

Esto comprende estándares de ingeniería así como códigos de fabricación y todos los documentos que rigen el diseño y construcción de este tipo de equipos, debiendo cubrir los siguientes aspectos principalmente :

- Materiales (Suministro , certificados de calidad, etc.)
- Dimensiones máximas (Tolerancias, espacios , geometría, etc.)
- Practicas de ingeniería (Accesorios, pesos, etc.)
- Normas de fabricación (Código ASME, ASTM, API, etc.,)
- Reglamentación ambiental de la región.

e) Mínimo costo de ingeniería, construcción y operación .

En este caso debe tenerse muy presente que una de las finalidades principales del diseñador es sin duda alguna, la optimización de costos sin detrimento de la calidad del producto, así, se buscará que el equipo tenga una vida útil cercana o igual a la de la planta de proceso en donde se instalara, lo cual debe representar la menor inversión posible para poder ser recuperada en un periodo corto.

2.2 DISEÑO MECANICO

2.2.1 CODIGOS Y ESTANDARES UTILIZADOS

El diseño mecánico de equipos de proceso así como el de la mayoría de los equipos utilizados en la explotación y refinación de hidrocarburos se encuentran regidos por diferentes normas, códigos y estándares, los cuales garantizan que los diseños, calidad de los materiales, fabricación y pruebas serán realizados de acuerdo a los criterios, normas de calidad y experiencias reconocidas internacionalmente.

Desafortunadamente en México, aún no se cuenta con los documentos técnicos propios para el diseño de equipos de proceso, por lo que se tiene que recurrir a la normatividad americana principalmente, y que sin demeritar su aplicabilidad en el país son reconocidos incluso por los principales organismos nacionales como documentos rectores para el diseño y fabricación de equipos de proceso.

Para el caso de equipos recuperadores de calor tipo caja, son utilizados principalmente los documentos americanos ASME y TEMA.

Código ASME

Para el caso de los recuperadores de calor el código más utilizado es el ASME " American Society of Mechanical Engineers Association " (Sociedad Americana de Ingenieros Mecánicos) en la sección calderas y recipientes a presión.

El código ASME es un conjunto de normas, especificaciones, formulas de diseño y criterios basados en muchos años de experiencia, aplicado al diseño, fabricación, instalación, inspección y certificación de calderas y recipientes sujetos a presión.

Estándar TEMA

El estándar TEMA "Tubular Exchanger Manufacturer Association" (Asociación de Fabricantes de Intercambiadores de Calor", las cuales son un conjunto de normas, especificaciones, formulas de diseño y criterios de diseño, fabricación, instalación e inspección, de equipos intercambiadores de calor.

Los principales documentos de ingeniería utilizados para el diseño y fabricación de los equipos recuperadores de calor tipo caja se describen a continuación

ASME- SOCIEDAD AMERICANA DE INGENIEROS MECANICOS

SECCION I	CALDERAS DE POTENCIA
SECCION II	MATERIALES, PARTE "A"
SECCION V	PRUEBAS NO DESTRUCTIVAS
SECCION IX	CALIFICACION DE SOLDADURAS
B-16.5	BRIDAS Y CONEXIONES BRIDADAS
B-16.11	ACCESORIOS DE ACERO FORJADO
B-31.3	TUBERIAS PARA REFINERIAS DE PETROLEO Y PLANTAS QUIMICAS

A.S.T.M.- ASOCIACION AMERICANA PARA PRUEBAS Y MATERIALES
SECCION 03.03-PRUEBAS NO DESTRUCTIVAS

A.W.S.- SOCIEDAD AMERICANA DE SOLDADURA

2.2.2 CARGAS MECANICAS

Para el diseño mecánico de cada uno de los elementos constitutivos del recuperador de calor es importante considerar las magnitudes y tipos de cargas mecánicas a que se someterán los materiales, ya que esto permitirá estimar los esfuerzos máximos permisibles así como especificar el espesor y tipo aleación requerida. Así, las principales cargas que impactan en el diseño son:

- a) Presión
- b) Temperatura
- c) Peso Propio
- d) Vibración

2.3 PARTES CONSTITUTIVAS DEL EQUIPO RECUPERADOR DE CALOR TIPO CAJA. (Anexo A Dibujo 2.1)

2.3.1 TUBOS DE TRANSFERENCIA DE CALOR

En comparación con las calderas de recuperación, en donde el diseño de cada una de las secciones que integran la caldera debe realizarse separadamente, considerando acercamientos de temperatura y la fase del fluido en cada sección, el diseño de recuperadores de calor puede considerarse una labor sencilla; sin embargo, la diversidad de componentes y parámetros de diseño, aún en los equipos más simples, hacen necesario el empleo de información que permitan de una manera rápida y eficaz la evaluación de todas las posibles alternativas de diseño.

2.3.1.1 SELECCIÓN DE TUBOS DE TRANSFERENCIA

En el diseño de recuperadores de calor, a diferencia de los intercambiadores tradicionales de haz y envolvente, es posible utilizar tubería de cédula estándar en tamaño desde 25.4mm hasta 152 mm de diametro dependiendo de los flujos a manejar y de la relación peso / costo del banco de tubos.

Generalmente para unidades pequeñas es preferible el uso de tubos de intercambiador (tubing) con cabezales tipo caja, como en el caso de enfriadores con aire, y utilizar tubería de cédula con codos de retorno para equipos de mayores dimensiones.

En cuanto a su disposición, los dos tipos de arreglos de tubos más comunes son el arreglo en cuadro o en línea (in line) y el arreglo triangular (staggered) mostrados en la Figura 2.1

La elección del arreglo de tubos se basa principalmente en el factor de ensuciamiento y la caída de presión disponible de los gases calientes. Los arreglos de cuadro se prefieren cuando se requiere una limpieza frecuente de los tubos o se tienen limitaciones en la caída de presión de los gases, debido a la menor turbulencia que ocasiona este arreglo; sin embargo, requieren de un mayor espacio disponible para el equipo y presentan bajos coeficientes de transferencia de calor.

El arreglo triangular es el más utilizado debido a que origina altos coeficientes de transferencia de calor con moderadas caídas de presión de gases, reduciendo significativamente el tamaño del banco de tubos. El uso de arreglo triangular, aunado a la utilización de superficies extendidas es la alternativa ideal para el uso de gases con bajos factores de ensuciamiento, como escapes de turbinas de gas o escapes de turbomaquinaria.

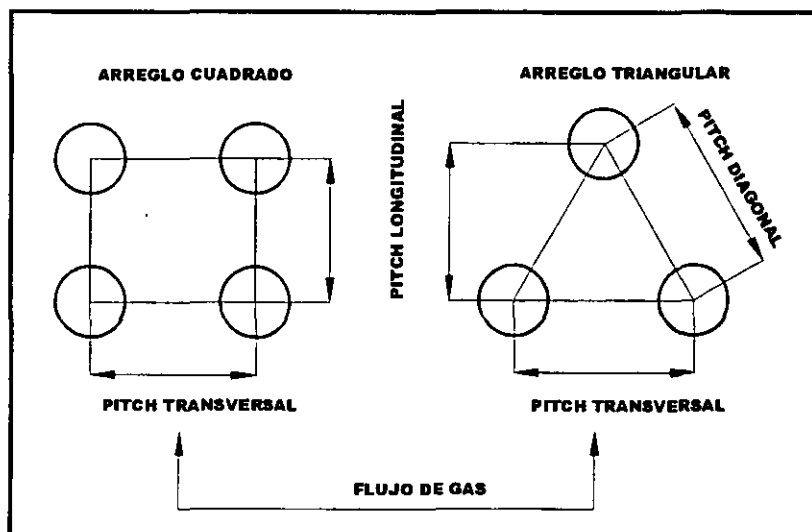


Figura 2.1 Arreglo de Tubos

2.3.1.2 GEOMETRIA DE LAS SUPERFICIES ALETADAS

Generalmente cuando la resistencia térmica por el interior de los tubos es mucho menor que la resistencia externa, resulta ventajoso el empleo de superficies extendidas de calentamiento para incrementar el coeficiente global de transferencia de calor.

Las principales aplicaciones de las superficies extendidas se tienen cuando una de las corrientes de intercambio son gases a baja presión, ya que la pobre conductividad de los gases a estas condiciones produce bajos coeficientes de transferencia de calor. El uso de superficies extendidas con una relación área lisa / área aletada son entre 5 y 11, incrementando significativamente el coeficiente global de transferencia de calor debido a que el coeficiente controlante de la convección se incrementa en la misma relación. No ocurre lo mismo cuando ambas corrientes presentan bajos coeficientes, ya que el coeficiente global de transferencia estará siempre limitado por el menor coeficiente de película.⁽¹⁾

El tipo de superficie extendida más utilizado son las aletas circulares en su forma segmentada y continua, ya que proporcionan una superficie de intercambio térmico adicional sin obstruir demasiado el paso de los gases calientes. Otras superficies extendidas como aletas longitudinales o birlos no son utilizados comúnmente en recuperadores de calor debido a desventajas de geometría y peso de los tubos.

El material de las aletas puede ser de acero, cobre o aluminio, siendo el primero el más económico y mayormente empleado en tubos para recuperadores de calor, sin embargo, el uso de aletas de aluminio es también común (Ver Figura 2.2).⁽¹¹⁾⁽¹²⁾⁽¹⁵⁾⁽⁴⁹⁾

⁽¹⁾ Rosas M.A., Rangel D.H., & Rodriguez T.M., 1991

⁽¹¹⁾ ⁽¹²⁾ ⁽¹⁵⁾ Ganapathy,..... 1979, 1984, 1990

⁽⁴⁹⁾ Weierman C., 1976

Las aletas segmentadas presentan importantes ventajas sobre las aletas sólidas debido a que los segmentos causan turbulencia en el gas que las atraviesa, Obteniéndose mejores coeficientes de transferencia de calor con ligeros aumentos en la caída de presión del gas. Las investigaciones realizadas y las experiencias de equipos en operación demuestran claramente la superioridad de las aletas segmentadas, sin embargo, su principal desventaja es la dificultad de limpieza entre los segmentos y la poca disponibilidad de éste tipo de tubería en mercado nacional.

Una selección adecuada de la geometría de las aletas debe considerar diferentes alternativas de cada dimensión para obtener un correcto balance entre eficiencia y economía, ya que alturas excesivas en la unión tubo – aleta y, aunque existen en la literatura métodos para la selección de alternativas de tubería aletada la mejor configuración para cada tamaño de tubos debe determinarse con base en la experiencia.

Tabla 2.1 CARACTERÍSTICAS DE SUPERFICIE EXTENDIDA PARA DIFERENTES TIPOS DE GASES

TIPO DE GAS	FACTOR DE ENSUCIAMIENTO (W/m^2K) ⁻¹	VELOCIDAD m/s	No. ALETAS POR CENTIMETRO	ESPESOR DE ALETAS (mm)
LIMPIOS: Producidos por la combustión de gas natural	1.76×10^{-4}	30.5-61	3	1.2
MODERADAMENTE LIMPIOS: Producidos por la combustión de hidrocarburos ligeros en fase líquida.	3.522×10^{-4}	26-30.5	2	1.2
SUCIOS: Producto de la combustión de hidrocarburos pesados y madera	7.04×10^{-4}	18.2-24	2	1.5
MUY SUCIOS: Producto de la combustión de carbon, gases de incineradores y plantas de cemento.	8.805×10^{-4}	15-21	1	2.5

Para los diferentes tipos de gases, la tabla 2.1 muestra los valores recomendados ⁽¹⁾⁽⁴⁹⁾ para velocidad de gases, espesor y frecuencia de aletas con base en el factor de ensuciamiento.

Otro parámetro importante para la selección del tipo de aletas es el tipo de unión tubo – aleta, la cual depende de máxima temperatura de operación del fluido de proceso. Los principales tipos de unión tubo – aleta se muestran gráficamente en la Figura 2.2 describiéndose a continuación las características principales de cada una de ellas.

UNION TIPO G.

En este tipo de unión se enrolla una arista de la aleta en una ranura helicoidal con una profundidad de 0.2 mm a 0.41mm. Esta aleta es adecuada para elevadas temperaturas del fluido , aproximadamente hasta 400° C.

⁽¹⁾ Rosas M.A., Rangel D.H., & Rodriguez T.M., 1991

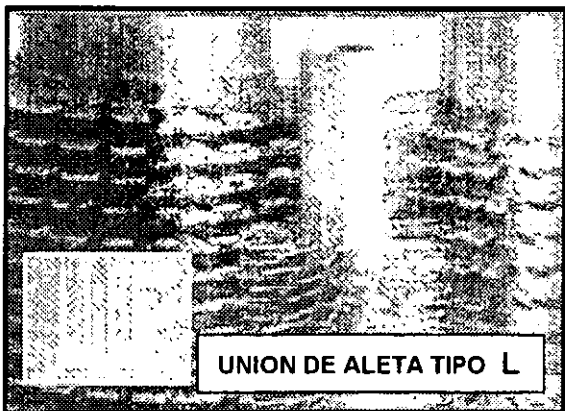
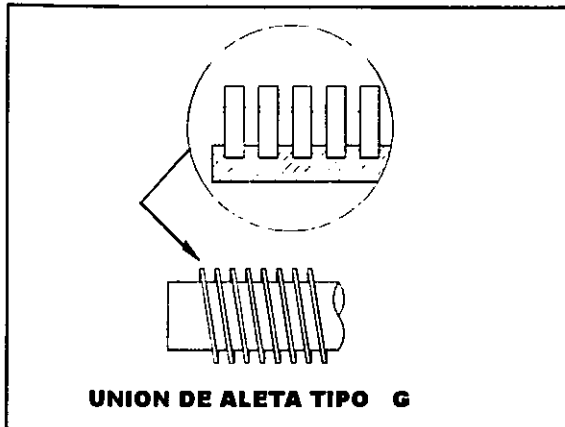
⁽⁴⁹⁾ Weierman C., 1976

UNION TIPO I.

Este tipo de aleta simplemente se enrolla en espiral sobre el tubo principal. Es la más económica de su fabricación y es recomendable para temperaturas del fluido de proceso menores a 148°C .

UNION TIPO L

Son aletas en espiral con doblez sobre la base, aproximadamente igual en ancho el espaciamiento entre aletas. Su presión de contacto promedio es de 1722 Kpa y se utiliza para condiciones moderadas de temperatura (máximo 232°C).



Fuente: Internet www.escoa.com

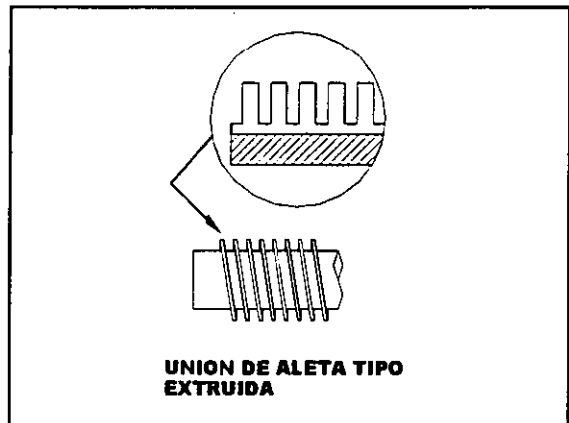


Figura 2.2 Tipos de unión tubo-aleta

UNION TIPO BIMETALICA EXTRUIDA

Esta aleta se obtiene extruida a partir de un tubo de aluminio o de acero, el cual esta cubriendo el tubo principal, como un tubo bimetalico. Esta aleta proporciona un contorno firme, ya que protege al tubo interior y tiene una presión de contacto de 7579 Kpa Se recomienda para atmósferas corrosivas, periodos largos de vida útil y aplicaciones con temperaturas en el fluido de proceso de hasta 315°C .

2.3.2 ENVOLVENTE

La envolvente es el cuerpo rectangular construido de placa formando una sola pieza y es el elemento que contendrá en su interior a el haz de tubo o serpentín , a través del el cual circulara los gases de escape por fuera de tubos.

Tiene la función principal de contener los gases que estarán en contacto con la superficie de transferencia que forman el haz de tubos o serpentín, así mismo tiene la función de soportar estructuralmente en un paquete toda la sección de convección. Ver Anexo A Dibujo 2.1.

2.3.3 CABEZALES .

Los tipos principales de cabezales que pueden tenerse en un recuperador de calor son el cabezal tipo caja, construido a base de placas de acero soldadas, y los cabezales de distribución y codos de retorno, fabricados en tamaños y cédulas de tuberías estándar, los cuales se muestran en el Anexo A Dibujo 2.1.

Los cabezales tipo caja se utilizan preferentemente con fluidos sucios o incrustantes para permitir una limpieza mecánica interior de los tubos. También se recomienda en el manejo de grandes flujos con pequeños rangos de calentamiento en donde se requieren pocos pasos por tubos. Este tipo de cabezal puede utilizarse para cualquier tamaño de tubos y presenta bajas caídas de presión en el fluido de proceso.

Los cabezales de distribución y codos de retorno son más comúnmente utilizados en recuperadores de calor debido a que en la mayoría de los casos se tienen amplios rangos de calentamiento con varios pasos por tubos, además de que permiten la libre expansión de los tubos en el recuperador.

Uno de los factores importantes a considerar en el empleo de codos de retorno es el esparcimiento entre tubos, ya que en algunas ocasiones, como el caso de los tubos aletados, los codos deben fabricarse especialmente para los requerimientos específicos del equipo, sin embargo, su facilidad de construcción permite la fabricación de serpentines estándar de diversos tamaños y materiales, lo cual reduce los tiempos de fabricación e instalación de los equipos.

2.3.4 ESPEJOS

Son los elementos donde se soprtan en sus extremos el haz de tubos o serpentín, teniendo la función , por un lado , como elementos divisores entre el fluido del lado envolvente (gases) y el fluido por dentro de tubos . Por otra parte, sirven también como el elemento de sujeción mecánica de los tubos; donde estos cruzan el espejo a través de los barrenos destinados para ese fin. Los tubos pueden estar unidos al espejo por medio de soldadura y así tener una unión permanente o bien, pueden tener una tolerancia sin estar unidos al espejo que les permita expandese libremente a través de los barrenos del espejo. Ver Anexo A Dibujo 2.1.

2.4 CRITERIOS DE DISEÑO PARA ACCESORIOS

Se consideran accesorios auxiliares de un recuperador de calor a aquellos componentes del equipo que realizan funciones diferentes a la transferencia de calor y al manejo del fluido de proceso. Los accesorios auxiliares considerados en el diseño de un recuperador de calor son:

- Bridas y conexiones
- Quemador suplementario.
- Ductos de gases y válvulas desviadoras (Dampers)
- Aislante del recuperador.
- Instrumentación y control.

2.4.1 Bridas y Conexiones

Son los elementos mecánicos por medio de los cuales se lleva a cabo la conexión de las tuberías de servicio para los fluidos. En el recuperador se tiene de dos tipos de bridas, uno para unir la caja de la envolvente con las transiciones de los ductos de los gases tanto de entrada y salida del recuperador y por otra parte, la bridas de que conectan las tuberías y las conexiones para instrumentos.

2.4.2 Quemador suplementario.

El quemador suplementario de combustible es una práctica común en calderas y recuperadores de calor en donde se requiere de energía adicional para aumentar la producción de vapor o los niveles de calentamiento del fluido, o bien en equipos en donde debe mantenerse un nivel de energía continuo aún en los tiempos de mantenimiento o falla de la fuente de gases calientes.

Los gases de escape de las turbinas de gas tienen típicamente de 12 a 18% de oxígeno libre, por lo que es posible colocar quemadores de ducto para incrementar su temperatura hasta aproximadamente 1600 °K tomando el oxígeno presente en la corriente.

Niveles de temperatura mayores pueden obtenerse si se seleccionan los materiales de construcción adecuados para el manejo de gases a altas temperaturas de acuerdo con las tablas 2.2 y 2.3

2.4.3 Ductos de gases y válvulas derivadoras.

Los parámetros a considerar en el diseño del sistema de ductos de un recuperador de calor son: la velocidad de los gases y el número y tipo de accesorios colocados en la trayectoria del ducto desde la fuente de gases hasta la chimenea del recuperador.

Tabla 2.2 TEMPERATURAS MAXIMAS DE OPERACIÓN PARA DIFERENTES MATERIALES DE CONSTRUCCION DE ALETAS

MATERIAL	TEMP. MAXIMA DE OPERACION
ACERO AL CARBON	426 ^o C
ACERO AL 115 Cr	650 ^o C
ACERO INOXIDABLE SERIE 18 - 8	760 ^o C
ACERO INOXIDABLE 310	870 ^o C
INCOLOY	982 ^o C

Tabla 2.3 TEMPERATURAS MAXIMAS DE OPERACIÓN PARA DIFERENTES MATERIALES DE CONSTRUCCION DE TUBERIA Y DUCTOS

MATERIAL	GRADO	TEMP. MAXIMA DE OPERACION
ACERO AL CARBON	B	538 ^o C
ACERO AL CARBON ½ Mo	T1	593 ^o C
ACERO 1 ¼ Cr - ½ Mo	T11	593 ^o C
ACERO 2 ¼ Cr - 1Mo	T22	650 ^o C
ACERO 5 Cr - ½ Mo	T5	650 ^o C
ACERO 7 Cr - ½ Mo	T7	704 ^o C
ACERO - 9 Cr - 1 Mo	T9	704 ^o C
ACERO INOX. 18 Cr - 8 Ni	304	815 ^o C
ACERO INOX. 16 Cr - 12 Ni - 2Mo	316	815 ^o C
ACERO INOX. 18 Cr - 10 Ni - Ti	321	815 ^o C
ACERO INOX. 18 Cr - 10 Ni - Cb	347	815 ^o C
ALEACION Ni - Fe - Cr	Alloy 800	982 ^o C
ALEACION 25 Cr - 20 Ni	HK - 40	1010 ^o C

Existen referencias en la literatura⁽¹²⁾⁽¹⁶⁾⁽⁴⁶⁾ que reportan los valores típicos de velocidades de corrientes gaseosas en ductos y sistemas de tubería para servicios típicos de proceso la tabla 2.4 muestra alguna de estas corrientes y los valores de velocidades recomendadas para su manejo.

Tabla 2.4 VELOCIDADES RECOMENDADAS DE GASES Y VAPORES EN SISTEMAS DE DUCTOS

SERVICIO	VELOCIDAD m/seg.
DUCTOS DE TIRO FORZADO	12.7 - 18
DUCTOS DE TIRO INDUCIDO	10.16 - 15.24
CHIMENEAS Y ESCAPES	10.16
LINEAS DE VAPOR DE ALTA PRESION	50.8
LINEAS DE VAPOR DE BAJA PRESION	61 - 76
LINEAS DE AIRE COMPRIMIDO	10.16
DUCTOS DE VENTILACION Y AIRE ACONDICIONADO	6 - 15.24

Adicionalmente al dimensionamiento de los ductos, y para al determinación de una geometría preliminar del banco de tubos, también es importante considerar la velocidad de los gases calientes dentro del recuperador de calor. La tabla 2.5 muestra las dimensiones aproximadas de área facial (ancho y longitud) del recuperador de calor con base en el flujo de gases a manejar en el equipo.

(12) (16) Ganapathy V., 1984, 1991

(46) The Crane Co., 1985

Respecto a la trayectoria del ducto de gases y los accesorios requeridos para el control y direccionamiento del flujo, es importante realizar el diseño de tal manera que se minimicen las pérdidas de presión y se optimice la ganancia en el tiro natural de los gases calientes.

Entre los accesorios más importantes en el sistema de ductos se encuentran las válvulas derivadoras de flujo (dampers) y las conexiones de entrada y salida del recuperador.

Generalmente las pérdidas por fugas através de las válvulas desviadoras son despreciables, sin embargo en algunas ocasiones es conveniente estimar estas pérdidas expresadas como una eficiencia en el sellado de la válvula o damper, especialmente cuando se tienen eficiencias menores a 99%. ^{(5) (16) (46)}

Tanto las válvulas desviadoras como las conexiones de entrada y salida representan obstáculos al paso de los gases calientes y debido a la diversidad de tamaños y formas que presentan, existen valores aproximados en la literatura para calcular las pérdidas de presión del flujo através de ellas ⁽⁵⁾⁽⁴⁶⁾

Tabla 2.5 AREA FACIAL DEL RECUPERADOR EN BASE AL FLUJO DE GASES CALIENTES

FLUJO DE GASES (kg/s)	LONGITUD (m)	ANCHO (m)
7.56	1.21	1.21
11.34	1.52	1.52
19	1.82	1.82
25	2.13	2.13
45.36	2.43	2.43
60.48	2.74	2.43
75.6	3	2.43
98.28	3	3

2.4.4 Aislante del recuperador

Existen tres razones fundamentales que justifican el uso de aislamiento térmico en equipos industriales:

- a) Por condiciones de proceso
- b) Por seguridad industrial
- c) Por ahorro de energía

En el caso de recuperadores de calor, la segunda razón es la que determina el espesor de aislante en el cuerpo del recuperador, ya que debido a los niveles de temperatura del equipo y a los reducidos costos por energía perdida al medio ambiente, el espesor económicamente óptimo en la mayoría de los casos es menor al requerido para obtener la temperatura mínima para protección al personal.

Debido a lo anterior y al hecho de que el aislamiento protege los materiales de construcción del equipo de las altas temperaturas de entrada de los gases, la práctica común es aislar el cuerpo del recuperador internamente y aislar externamente sólo la parte del ducto de gases con la que el personal puede tener contacto.

⁽¹⁶⁾ Ganapathy V., 1991

⁽⁵⁾ Boyen J.L., 1985

⁽⁴⁶⁾ The Crane. Co., 1985

Existe una gran variedad de materiales aislantes en el mercado, cada uno con características propias para aplicaciones específicas en cuanto a aplicación o rango de temperaturas de operación, por lo que la adecuada selección del material aislante dependerá de sus propiedades mecánicas (estabilidad, corrosividad y tendencia a la deformación) y de su facilidad de adquisición, manejo y colocación.

Dependiendo del servicio, se clasifican como materiales de alta temperatura aquellos que tienen un rango de operación de 60 °C hasta aproximadamente 982 °C. Por encima de estos niveles se encuentran los materiales refractarios, los cuales son materiales más densos, de mayor resistencia mecánica y menor conductividad térmica, por lo que solamente son utilizados en equipos de recuperación con altos niveles de temperatura.

Los aislamientos de alta temperatura recomendados de acuerdo con los niveles de operación del equipo, se presentan en la tabla 2.6

Tabla 2.6 TEMPERATURAS DE OPERACIÓN PARA AISLANTES EN RECUPERADORES DE CALOR

TEMPERATURA DE OPERACION	MATERIAL AISLANTE
650 A 1093 ^o C	- LANA MINERAL CON AGLUTINANTE - INORGANICO TIPO CERAMICO - PERLITA EXPANDIDA - TIERRA DIATOMACEA
315 A 1093 ^o C	- LANA MINERAL - SILICATO DE CALCIO
93 A 315 ^o C	- FIBRA DE VIDRIO - CARBONATO DE MAGNESIO - ASBESTO - LANA MINERAL - SILICATO DE CALCIO

CAPITULO 3

RECUPERACION DE CALOR EN INSTALACIONES MARINAS DE PEMEX

PEMEX, como principal productor de energéticos del país requiere, sin embargo, consumir parte de ellos para llevar a cabo sus procesos. Dentro este marco, se observa que los sistemas de recuperación de calor encuentran su aplicación en las instalaciones de producción costa-fuera, lo cual, representa sin duda un campo de oportunidades muy amplio considerando el potencial de uso eficiente de la energía que representa y el consecuente ahorro económico que produce.

En este capítulo se describen los principales procesos productivos de una plataforma de compresión indicando las oportunidades de aplicación para el uso eficiente de la energía vía recuperación de calor

3.1 GENERALIDADES SOBRE PLATAFORMAS MARINAS.

La cobertura de necesidades de México en el campo energético ha generado en los últimos años un aumento en la demanda de petróleo y sus derivados, situación que promueve la asimilación y desarrollo de nuevas técnicas para la exploración y explotación de los yacimientos. Así, estas técnicas y procedimientos justifican su inversión, debido a la gran cantidad de reservas de hidrocarburos propiedad de la nación y que incluso son reconocidas a nivel mundial.

Un yacimiento marino es un depósito natural de material mineral fósil que puede ser explotado como fuente de hidrocarburos y que se encuentra localizado fuera del territorio continental, también se les conoce como yacimientos fuera de la costa.

La tecnología utilizada para la exploración, perforación y explotación de los yacimientos marinos son las instalaciones costa-fuera, conocidas como Plataformas Marinas y de las cuales actualmente PEMEX cuenta con alrededor de 200 más otras 45 por instalarse como parte del proyecto estratégico Cantarell ⁽²⁷⁾ ubicadas principalmente en la Sonda de Campeche.

3.1.1 Clasificación de las Plataformas Marinas.

Las Plataformas Marinas se pueden clasificar de dos maneras:

- Por su tipo.
- Por su actividad.

3.1.1.1 Por su tipo.

Dentro de este punto, existen principalmente dos plataformas que son: Plataformas Marinas Flotantes y Plataformas Marinas Fijas.

a) Plataformas Marinas Flotantes.

Este tipo de plataformas son instalaciones que se no se fijan permanentemente al lecho marino, sino que se colocan temporalmente mediante diversos sistemas y son las más indicadas cuando se estima que los volúmenes de explotación serán bajos. De esta manera, existen varios tipos de plataforma flotante que son:

Plataformas semisumergibles.- Trabajan en condiciones adversas, reduciendo efectos de oleaje, en los trabajos de perforación; y como respaldo, pueden trabajar en tendido de tuberías, como grúas flotantes y plataformas de perforación.

Plataformas o buques flotantes.- Fueron de las primeras en emplearse y se diseñaron para llevar a cabo labores de perforación.

Plataformas autoelevables.- El uso de estas plataformas es muy extenso, por lo que se han modificado apreciablemente a fin de que se puedan operar a mayor profundidad y bajo condiciones ambientales extremas. La mayoría, actualmente en uso, alcanzan profundidades de alrededor de 91 m; y las clases más recientes llegan a los 120 y hasta un máximo de 144 m.

⁽²⁷⁾ Instituto Mexicano del Petróleo, 1998

b) Plataformas Marinas Fijas.

Son instalaciones permanentes que se fijan al fondo del mar, y son las indicadas cuando los volúmenes de explotación son importantes y la profundidad de agua es pequeña. Actualmente los principales ejemplos de Plataformas Marinas Fija son:

Plataforma de acero tipo convencional (Jacket).- Consta principalmente de tres partes que son: subestructura, superestructura y pilotes (Ver Anexo A, Figura 3.1). Actualmente se encuentran instaladas 158 estructuras en la Sonda de Campeche, en profundidades comprendidas entre 20 y 78 m.

Plataforma marina atirada por cables (Guyed Tower).- Este concepto es el resultado de llevar a cabo un diseño convencional a profundidades mayores donde el efecto de la fatiga se convierte en el principal problema. Este tipo de plataformas pueden usarse a profundidades de agua entre 305 y 584 m (Ver anexo A, Figura 3.2).

Plataforma marina tipo flotante por pierna a tensión (TLP).- El diseño de la TLP se ha venido empleando en los últimos años alcanzándose una profundidad de 872 m. Este diseño se ha proyectado para alcanzar hasta los 914 m de profundidad.

Plataforma marina de concreto tipo gravedad.- Suelen construirse bajo una base de hasta 100 celdas cilíndricas o rectangulares, con una altura de la sección del fondo de 40 a 60 m. Bajo esta base se levantan de dos a cuatro columnas con alturas de 100 a 140 m y sobre las cuales descansa la cubierta, que suele ser del tipo "integrada". Cuenta con todos los equipos para perforación, separación, bombeo, compresión e inyección.

3.1.1.2 Por su actividad.

A continuación se mencionan los tipos de plataformas de acuerdo a su actividad:

a) Plataforma de perforación.

Son utilizadas para la perforación del pozo y extracción del crudo de yacimientos marinos. Estas son las primeras plataformas que se instalan en los campos petroleros, y las más numerosas.

b) Plataforma de producción temporal.

Su función es la separación de los hidrocarburos (gas-crudo) para su posterior tratamiento en tierra.

c) Plataforma de producción permanente

Tiene una función similar a la plataforma temporal, pero su diferencia radica en el tipo de equipo pues ocupa un mayor volumen y maneja flujos más elevados que la plataforma temporal

d) Plataformas de enlace.

Estas plataformas sirven como medios de unión entre las plataformas de perforación y las plataformas de producción. Se utilizan para la recolección de la mezcla crudo-gas-agua

proveniente de la plataforma de perforación y para su distribución adecuada a las plataformas de producción, para que la mezcla sea tratada según sea su caso. Una vez separada la mezcla, regresa separado el petróleo o gas a la plataforma de enlace para que éste sea distribuido ya sea a tierra o a un buque-tanque.

e) Plataforma de compresión.

Su función principal es elevar la presión del gas procedente de la Plataforma de Producción, con el propósito de enviarlo a tierra. Generalmente están constituidas por 4 módulos de compresión, y su función complementaria es llevar a cabo procesos de purificación, que tienen como objetivo principal, evitar la corrosión de tuberías, dichos procesos, así como sus sistemas auxiliares son:

Sistema de deshidratación de gas.- Tiene la finalidad de reducir la cantidad de agua que se encuentra contenida en el gas con el fin de evitar la formación de hidratos en los gaseoductos, evitando así taponamientos en las líneas.

Sistema de endulzamiento de gas.- Su objetivo es disminuir la concentración de ácido sulfhídrico (H_2S) y bióxido de carbono (CO_2), contenidos en el gas

Sistema de aceite de calentamiento.- Este sistema se utiliza principalmente en los rehervidores de la torre endulzadora, para el calentamiento del gas de instrumentos y en las plantas potabilizadoras de agua por evaporación.

Sistema de tratamiento de agua-aceite.- Su labor es conjuntar toda el agua de la plataforma de compresión que esta contaminada con hidrocarburos, para tratarla y regresarla al mar.

f) Plataforma habitacional.

En este tipo de plataformas, se alberga a la tripulación y personal operario, en la misma se proporcionan servicios de helipuerto, sistema de radiocomunicación, cocina, comedor, salas de recreación, bibliotecas, generadores de energía eléctrica, clínica y otros.

g) Plataforma de telecomunicaciones.

Su objetivo es transmitir información entre los complejos y a su vez a tierra, cuenta con sistemas de comunicación como radares, repetidores, sistemas vía satélite, etc.

3.2 PLATAFORMA DE COMPRESION.

La recuperación de calor pueden encontrar su aplicación en las instalaciones de producción costa-fuera, lo cual debe de seguir alentando a su estudio y aplicación tendiente a proporcionar soluciones específicas de acuerdo con el tipo de servicio y condiciones de operación que proporcionan los equipos de proceso de la instalación .

Así, dentro de este contexto, una de las instalaciones que ejemplifican mejor las *oportunidades* de ahorro y uso eficiente a través de la recuperación de calor es, sin duda, la *Plataforma de Compresión*.

3.2.1 Función de la Plataforma.

La *Plataforma de Compresión* típica en los diferentes complejos marinos de PEMEX cubre de manera general las siguientes funciones:

- a) Compresión del gas proveniente de la Plataforma de Producción
- b) Deshidratación del gas comprimido para cumplir con las especificaciones de envío.
- c) Endulzamiento del gas combustible necesario para cubrir los requerimientos de servicio del complejo.
- d) Secado del gas combustible.
- e) Potabilización (por evaporación) del agua requerida para proceso y servicios.

3.2.2 Tipo de Proceso en la Sección de Compresión.

La compresión del gas generado en la Plataforma de Producción se lleva a cabo con cuatro Módulos de Compresión conectados en paralelo, tres en operación y uno de relevo, a fin de cubrir el amplio rango de producción de gas contemplado en los pronósticos de producción. Cada Módulo está constituido por un compresor de alta presión, un compresor de baja presión de primera etapa y un compresor de baja presión de segunda etapa. Para la operación máxima, normal y mínima se utilizarán el número requerido de Módulos de Compresión dependiendo del gas de alimentación.

Los Módulos de Compresión incluyen una turbina de gas, que es el sistema accionador de los mismos. Y es aquí que surge el interés para llevar a cabo el análisis para la instalación de un sistema de recuperación aprovechando los gases de escape de los turbocompresores existentes.

El tipo de proceso de recuperación de calor en la sección de compresión depende de los requerimientos térmicos que necesite la Plataforma; este estudio se determina con un balance de energía y en función de ello se podrá definir el proceso y alternativas más convenientes para la recuperación de calor desde el punto de vista térmico.

Las características generales de la turbina en los Módulos de Compresión son las siguientes:

Tabla 3.1 CARACTERÍSTICAS GENERALES DE LA TURBINA DE LOS MÓDULOS DE COMPRESIÓN

CONCEPTO	DATOS
Combustible	Gas natural
Caída de presión succión	3 in H ₂ O
Caída de presión salida	3 in H ₂ O
Temperatura ambiente	40.22 °C
Elevación	33 m (S.N.M)
Velocidad de operación óptima	9013 RPM
Potencia neta	11,466 HP
Flujo de combustible	95.3 MMBTU/hr
Consumo específico	8312 BTU/HP-hr
Temperatura gases de escape	506.11 °C
Flujo de gases de escape	128,981.25 kg/hr

Base: Para una turbina Nuvo-Pignone modelo PGT25. IMP. Subdirección de Ingeniería, Libro de proceso, Proyecto "Plataforma de Compresión" Litoral de Tabasco, México, Julio 1998.

Es importante señalar que los sistemas de recuperación de calor se ven afectados directamente por las condiciones climatológicas del lugar de instalación, A continuación, en la Tabla 3.2, se presentan las condiciones climatológicas que se manifiestan en la zona conocida como la Sonda de Campeche.

Tabla 3.2 CONDICIONES CLIMATOLÓGICAS DEL LUGAR DE INSTALACIÓN

Temperatura (°C)	Mínima extrema:	16
	Máxima promedio:	35
	Prom. Del mes más caliente:	33
	Máxima extrema:	38
Humedad relativa.	Máxima:	100 %
	Mínima:	82.7 %
Vientos.	Dirección vientos dominantes:	de N a S.
	Dirección vientos reinantes:	De E o O, EN a SO y SE a NO.
	Velocidad media:	52 km/hr.
	Velocidad máxima:	290 km/hr.
Precipitación pluvial.	Horaria máxima:	88 mm
Atmósfera.	Presión atmosférica:	760 mmHg.
	Atmósfera corrosiva:	Sí, (ambiente marino).

FUENTE: IMP. Subdirección de Ingeniería, Libro de proceso, Proyecto "Plataforma de Compresión" Litoral de Tabasco, México, Julio 1998.

3.3 DESCRIPCION DEL PROCESO.

3.3.1 DIAGRAMA DE FLUJO DE PROCESO

En el Anexo A Dibujo 01, se muestra el Diagrama de Flujo de Proceso (DFP)⁽²⁷⁾ que conforma una Plataforma de Compresión típica ; con la ayuda de estos diagramas se pueden observar las corrientes de proceso de calentamiento donde se tienen las mayores oportunidades de recuperar calor.

A continuación se hace una descripción del proceso en donde se contemplan los sistemas que conforman la plataforma de Compresión como son; la sección de endulzamiento, deshidratación, calentamiento de gas, sistema de calentamiento de aceite térmico y potabilización de agua de mar y que sirven para tener una idea mas clara del procesamiento de gas natural y el consumo de energía requerido para detectar las oportunidades de ahorro de energía vía recuperación de calor.

La planta está formada por cuatro Módulos de Compresión (tres en operación y uno de relevo), a fin de cubrir el amplio rango de producción de gas contemplado en los pronósticos de producción. Los compresores son del tipo centrífugo y estan conectados en paralelo, donde una misma turbina acciona todos los compresores de cada módulo.

⁽²⁷⁾ Instituto Mexicano del Petróleo, Gerencia de de ingeniería, 1998

El gas proveniente del separador de baja presión de la Plataforma de Producción (Ver Anexo A Dibujo 01) se une con el gas resultante (*gas ácido* y *gas motriz*). La mezcla de ambos se envía al tanque receptor de líquidos FA-5203 con el fin de eliminar la presencia del líquido que pudiera arrastrarse o generarse en el trayecto, antes de alimentarse al compresor de primera etapa de baja presión.

La corriente de gas se alimenta a los tanques de succión del compresor de 1era. Etapa, baja presión FA-5204 AC/D, posteriormente es enviado a los compresores de baja presión, 1era etapa GB-5201 AC/D, a control de presión con la turbina de los mismos, para elevar su presión. El gas comprimido pasa por los enfriadores EC-5201 AC/D donde se disminuye su temperatura, alimentándose enseguida a los separadores FA-5205 AC/D.

El gas obtenido en los separadores FA-5205 AC/D se envía a la succión de los compresores de segunda etapa, baja presión GB-5201 AC/D donde se eleva su presión. El gas obtenido del separador FA-5207 se mezcla con la corriente de gas de alta presión proveniente del separador de primera etapa de la Plataforma de Producción y con el gas separado en el FA-5206 AC/D.

El gas obtenido de los tanques FA-5200 AC se alimenta a los tanques de succión de los compresores de alta presión FA-5201 AC/D donde se eliminan las partículas que pudieran estar presentes en la corriente; posteriormente el gas pasa a los compresores GB-5200 AC/D donde se eleva su presión para finalmente enfriarlo en los EC-5200 AC/D donde se abate su temperatura.

A la salida de los enfriadores EC-5200 AC/D se generan una mezcla gas-líquido que se alimenta a los separadores trifásicos de alta presión FA-5202 AC/D. El gas obtenido es dividido en tres corrientes, una se envía a tratamiento a la Planta Endulzadora para consumo propio de la plataforma como gas combustible, previo secado; la segunda corriente se envía como gas motriz para el eyector utilizado en la recuperación de gases ácidos de la Planta Endulzadora, y el resto se envía a tratamiento a la Planta Deshidratadora.

En la sección de endulzamiento (Ver D.F.P., Anexo A Diagrama 02) se tiene como objetivo, reducir al mínimo el contenido de ácido sulfhídrico (H_2S y bióxido de carbono (CO_2)) para utilizarlo como gas combustible en turbinas y servicios generales que requiere la Plataforma.

La función de la sección de secado, es acondicionar el gas dulce eliminando las fracciones de hidrocarburo y agua contenidos en el mismo, que pueden condensar y dañar las turbinas de los compresores.

En el Sistema de Distribución de Gas Combustible, normalmente recibe la alimentación de la Planta de Secado y tiene por objetivo suministrar gas combustible libre de condensados para los requerimientos de: gas de sellos, gas a turbina de módulos de compresión, gas a turbogeneradores eléctricos y gas de presurizado.

Después de la entrega del gas para los requerimientos antes mencionados, el gas se expande hasta con el fin de ser enviado como Gas de agotamiento a Planta de Tratamiento de Agua, Gas de agotamiento a Planta Deshidratadora y como Gas de barrido y a pilotos de quemador.

El gas obtenido del Separador de Gas Combustible FA-5406 es alimentado al Calentador de Gas Combustible EA-5404 (el cual obtiene su carga térmica del circuito de aceite de calentamiento), para elevar su temperatura y expanderlo hasta obtener las condiciones

requeridas en el cabezal. Posteriormente es enviado a la red de distribución de gas combustible asegurando el suministro de un gas libre de condensados.

3.3.2 PLANTA ENDULZADORA

Ver Anexo A Dibujo 02 "Diagrama de flujo de proceso de la Planta Endulzadora"

La Plataforma de Compresión cuenta con dos Plantas Endulzadoras de Gas Amargo (una en operación y otra de relevo), que tienen como objetivo reducir el contenido de ácido sulfhídrico y bióxido de carbono a un mínimo adecuado para utilizarlo como gas combustible en turbinas y servicios generales que requiere la plataforma así como para evitar problemas de corrosión en los equipos que lo utilicen.

El endulzamiento del gas se lleva a cabo utilizando una solución de Metildietanolamina (MDEA) al 50% en peso como agente absorbente.

3.3.3 PLANTA DESHIDRATADORA

Ver Anexo A Dibujo 03 "Diagrama de flujo de proceso de la Planta Deshidratadora".

Se cuenta con dos Plantas Deshidratadoras en operación que estarán localizadas en la Plataforma de Compresión, esta planta proporciona los servicios auxiliares (gas combustible, aire de instrumentos, TEG, químicos, etc.) al complejo.

3.3.4 PLANTA POTABILIZADORA

Ver Anexo A Dibujo 06 "Diagrama de flujo de proceso de la Planta Potabilizadora de agua de mar".

Con el propósito de asegurar el suministro de agua potable en la Plataforma de Compresión, es necesario contar con un relevo de la Planta Potabilizadora que se encuentra en la Plataforma Habitacional, para lo cual se requiere adquirir dos Plantas Potabilizadoras de Agua de Mar por Evaporación Simple (una en operación y otra de relevo) **aprovechando la energía que proporcionarán los gases de escape de las turbinas de los compresores.**

Las Plantas de Potabilizadoras de Agua de Mar tienen normalmente una capacidad de diseño, cada una de 30 m³/d (7926 gpd) de agua de mar alimentada y estarán constituidas por *un Circuito de Agua de Calentamiento* y dos cámaras al vacío, una de Evaporación y otra de Condensación. El paquete deberá considerar algún tipo de pretratamiento del agua de mar y postratamiento de la corriente de agua potable para cumplir con las especificaciones recomendadas para el consumo humano.

Circuito de agua de calentamiento.

Este circuito suministrará la energía requerida con agua caliente para efectuar la evaporación en el sistema, y evitar la contaminación del agua de mar (con aceite) que se desea potabilizar, para esto es necesario que el agua de este circuito eleve su temperatura calentamiento aceite Dowtherm G-40 o similar a 243 °C) para alimentarse nuevamente al evaporador.

Evaporación a Vacío.

A esta cámara se alimenta el agua de mar necesaria para efectuar la evaporación, ésta proviene de una corriente derivada de la salida del Condensador EK-5350. La carga térmica requerida por el Evaporador de Agua de Mar EJ-5350, es suministrada por el Circuito de Agua de Calentamiento.

Con la carga térmica antes mencionada se evapora constantemente el agua de mar a una presión de vacío. El vacío se efectúa mediante un Eductor de Vacío EG-5350 (que utiliza como fuerza motriz una corriente de agua de mar), el cual funciona extrayendo continuamente los gases incondensables de la parte superior del evaporador.

La salmuera generada es extraída continuamente del fondo del evaporador por medio del Eductor de Salmuera EG-5351.

El fluido motriz junto con los gases incondensables y salmuera salen con destino al cabezal de drenaje.

El vapor generado asciende y es obligado a pasar a través de una malla de monel donde son retenidos algunos sólidos y pequeñas gotas de agua de mar que pudieran arrastrarse durante la evaporación. La generación de vapor ocasiona un pequeño incremento de la presión de operación y en consecuencia la temperatura en el evaporador también se ve ligeramente incrementada.

Condensación al vacío.

En esta cámara se suministra agua de mar al Condensador EK-5350, con el propósito de condensar a la temperatura de ebullición los vapores generados en el evaporador. Dicha alimentación proviene de la red de distribución de agua de servicios. De esta corriente se derivan también, dos alimentaciones, la primera es la reposición de agua de mar hacia la cámara de Evaporación al Vacío y la segunda proporciona el fluido motriz a los eductores de vacío y salmuera.

3.4 OPORTUNIDADES DE USO EFICIENTE DE LA ENERGIA VIA RECUPERACION DE CALOR EN LA PLATAFORMA DE COMPRESION.

3.4.1 SISTEMA DE CALENTAMIENTO

Como se observo en los párrafos anteriores, el suministro de energía térmica para llevar a cabo las operaciones del proceso en la Plataforma de Compresión en gran medida depende de la fuente que suministra esta energía dentro del sistema de calentamiento.

La gran oportunidad de poder sustituir el equipo calentador de aceite térmico que consume combustible, por un recuperador de calor de la misma capacidad térmica y que de servicio a los diferentes usuarios además no requerir de suministro de combustible, representa sin duda, el mejor uso que se le puede dar a los gases de desecho que se producen en la plataforma. En el Anexo A se muestran los diferentes procesos que requieren de suministro de energía térmica y que pueden ser abastecidos por un recuperador de calor con la misma confiabilidad, eficiencia y calidad e incluso con un mejor margen de seguridad.

La *Plataforma de Compresión* cuenta con un sistema de calentamiento indirecto basado en uso de aceite térmico como medio de transporte de calor, que en los últimos años ha dado

buenos resultados a la industria. Estos sistemas de calentamiento consisten básicamente de un calentador, bombas, tubería, un tanque de expansión, uno de almacenamiento y un sistema de control, como se muestra en la figura 3.1.

3.4.1.1 ELEMENTOS QUE COMPONEN EL SISTEMA DE CALENTAMIENTO

El Calentador

El calentador es un componente crítico en el diseño de un sistema de transferencia de calor con aceite térmico, este se encarga de proporcionar la carga térmica requerida por el proceso. En la mayoría de los casos se emplea un calentador a fuego directo, pero en ocasiones la fuente de calor puede ser otra como calentadores eléctricos que normalmente se usan para cubrir demandas de calor menores de 200 000 btu/hr.

Básicamente hay dos diseños disponibles de calentadores a fuego directo para fluidos térmicos: tipo tubos de líquido y tubos de fuego. En un calentador tipo tubos de líquido el fluido térmico es bombeado a través de los tubos para ser calentado mientras el fuego esta afuera de los tubos. En un calentador tipo tubos de fuego el líquido térmico fluye a través de la coraza del calentador alrededor de los tubos de fuego.

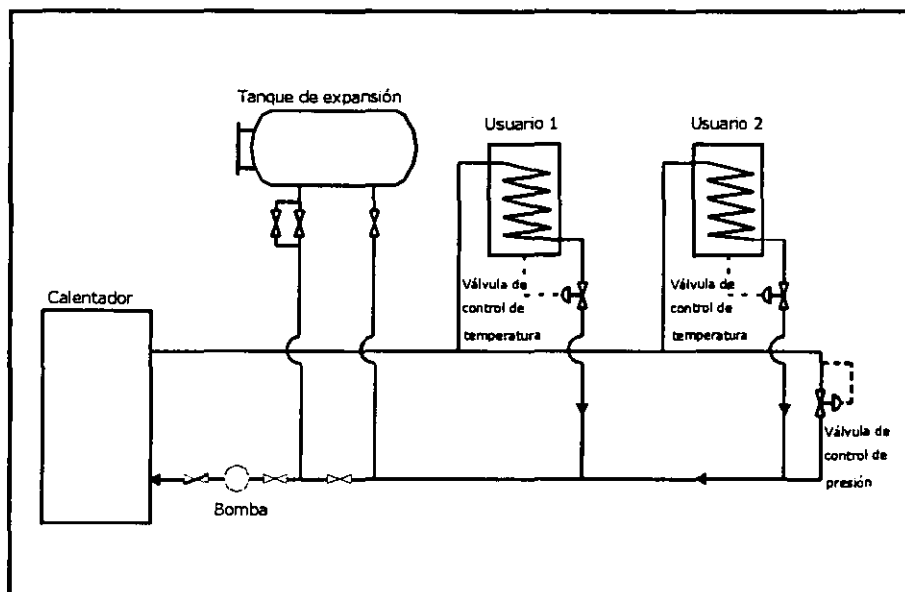


Figura 3.1 Sistema de Calentamiento en una Plataforma de Compresión

El tanque de expansión

La función principal de este tanque es como su nombre lo indica proporcionar expansión al fluido térmico que después de intercambiar su calor con los fluidos de proceso pierde volumen por el cambio de temperatura. La expansión puede ser mas del 25% de su volumen original dependiendo del fluido y de la temperatura de operación. .

Bombas

Las bombas en estos sistemas deben tener la suficiente capacidad y cabeza para circular el fluido a la velocidad requerida para cada instalación en particular. Para grandes velocidades se recomienda usar bombas centrífugas. Para servicios a temperaturas elevadas normalmente es apropiado el uso de bombas de acuerdo con el ANSIB73.1 o el API Standard 610. En la mayoría de los sistemas es preferible el uso de bombas de acero. Los fabricantes de bombas especifican que cuando estas trabajan alrededor de 230°C debe usarse un enfriador, una caja aislante o un enfriador de sello mecánico.

Filtros

Antes de arrancar un sistema nuevo se instala un filtro en la succión de la bomba, este tamiz tipo canasta se puede quitar una vez que todos los sólidos hayan sido removidos del sistema. Limpiar los fluidos por medio de filtros prolonga la vida de los componentes del sistema además de reducir el ensuciamiento y taponamiento.

Tubería

Es importante determinar las dimensiones de la tubería del sistema de manera que proporcione la velocidad de flujo requerida con una caída de presión económica. En muchos de los casos se recomienda el uso de tubería de acero al carbón cédula 40.

La tendencia a las fugas en las juntas y accesorios es característico de la mayoría de los fluidos térmicos cuando estos accesorios no están bien apretados.

Aislamiento

Normalmente estos sistemas requieren de un aislamiento como silicato de calcio o lana mineral. Sin embargo, el aislamiento de fluidos saturados representa un peligro potencial de incendio a las temperaturas en que normalmente se encuentra operando el sistema. El fluido térmico puede presentar una pequeña reacción de oxidación con el aire presente en los poros del material aislante.

Controles

Los controles para el sistema de calentamiento por medio de aceite térmico deben instalarse tanto en el calentador como en los equipos consumidores de la energía calorífica que proporciona el aceite térmico. El calentador requiere un controlador que regule el mecanismo de la intensidad de la flama en proporción directa a la temperatura requerida por el fluido térmico a la salida. Cada equipo consumidor de la energía debe contar con un control que regule el flujo del fluido térmico en proporción a la energía requerida.

3.4.2 FLUIDOS TERMICOS

Los fluidos térmicos utilizados para el calentamiento y enfriamiento de procesos pueden tener la forma de líquidos, vapores o una combinación de ambas fases. Además del vapor los líquidos térmicos incluyen agua caliente, gases, líquidos orgánicos, sales inorgánicas y metales líquidos.

Hoy en día los fluidos térmicos ofrecen una extensa combinación de propiedades. La tabla 3.2 muestra de manera muy general la aplicación de fluidos térmicos en la industria.

Tabla 3.2 APLICACIÓN DE FLUIDOS TÉRMICOS EN LA INDUSTRIA

PROCESO	°C	EJEMPLOS
Cogeneración:	316-537	
Destilación, otras separaciones:	550-287	Aceites naturales, aceites de crudo, recuperación de solventes
Recuperación de energía solar	204-537	Generación de electricidad, procesos de calentamiento
Procesos textiles	204-332	
Procesos de plásticos	204-315	Moldeado, extrusión, laminado
Procesamiento de petróleo y gas natural	176-288	Secado de gas, calentamiento de crudo en los procesos de refinación
	176-288	Combustibles pesados
Control de temperatura durante síntesis	148-371	Acidos, bases, alcoholes, olefinas, esterés, otros.
Recuperación de calor de desecho	93-343	Para plantas generadoras de energía y para incineración,

La elección de un fluido térmico en particular y la elección entre un sistema en fase líquida y uno en fase vapor se rige por las necesidades del proceso: nivel y rango de temperatura de proceso, presión de operación del sistema y velocidad de transferencia de calor requerida. El objetivo es no solo proveer una transferencia de calor efectiva, sino también evitar problemas ambientales, de seguridad, de corrosión y degradación del fluido.

El sistema de transferencia de calor puede constar de varios usuarios e involucrar un ciclo de calentamiento y enfriamiento que requerirá de un fluido térmico con un amplio rango de temperatura de operación. Generalmente se desea que el líquido térmico fluya fácilmente a bajas temperaturas para el momento del arranque y para proporcionar una efectiva transferencia de calor en las operaciones de enfriamiento.

La transferencia de calor del sistema depende de la viscosidad, densidad, conductividad térmica y capacidad calorífica del fluido así como de la velocidad del fluido, geometría y gradientes de temperatura asociados con las superficies de transferencia de calor.

3.4.2.1 Tipos de Fluidos Térmicos

Agua, gases, líquidos orgánicos, sales inorgánicas y metales líquidos han sido empleados en procesos de transferencia de calor indirecto. Sin embargo, algunas de esas familias de materiales tienen importantes limitaciones.

En la tabla 3.3 se muestran a manera de ejemplo los niveles de temperatura y propiedades de los fluidos térmicos comercialmente disponibles.

Tabla 3.3 Propiedades del aceite térmico Dowtherm G

T (°F)	cp (kj/kg°C)	k (w/m°K)	μ(Cp)	δ (kg/m3)
-6	1.519	0.128	146.81	1126.7
10	1.557	0.126	34.252	1113.3
38	1.620	0.124	8.957	1090.9
65	1.683	0.122	4.209	1068.5
93	1.750	0.118	2.523	1044.5
121	1.812	0.115	1.7	1022.0
150	1.875	0.111	1.221	999.6
176	1.942	0.107	0.913	997.2
204	2.005	0.104	0.703	954.7
232	2.068	0.100	0.553	932.3
260	2.135	0.096	0.444	909.9
289	2.198	0.092	0.362	887.5
315	2.26	0.088	0.3	863.4
343	2.323	0.084	0.251	840.1
360	2.361	0.081	0.228	827.8
Temperatura de estabilización:		hasta 371 °C con solamente 2.1 Kg/cm ²		
Temperatura de cristalización:		4 °C		
Peso Molecular promedio:		215		
Temperatura de degradación		371°C		
Punto flash		130°C		
Punto de ebullición		288°C		

Referencia: Dow Chemical (47)

(47) The Dow Chemical Co., 1999

CAPITULO 4

METODOLOGIA DE CALCULO

En este capítulo se presenta la metodología para el cálculo de recuperadores de calor sin cambio de fase propuestos para los sistemas de calentamiento de aceite térmico a partir de gases exhaustos provenientes de turbinas de gas de las plataformas de compresión, a continuación se proponen dos metodologías de cálculo para el diseño térmico-hidráulico de recuperadores de calor, una para equipos con haz de tubo liso y otra para tubo aletado, se presenta de esta manera con la finalidad de tener dos puntos de comparación y seleccionar el diseño más conveniente, o bien una combinación de camas de tubo liso y aletado si es necesario.

Después de una revisión bibliográfica, se recopilaron varios métodos que muestran correlaciones para obtener los coeficientes individuales, externo e interno así como las caídas de presión por el lado de los tubos y el lado de la coraza, mismos que son mostrados a continuación.

4.1 RECUPERADOR DE CALOR CON TUBO LISO

Una decisión importante para el diseño de un recuperado de calor es el escoger entre un haz de tubo liso o tubo aletado, este último permite el diseño de unidades compactas que ahorran espacio y permiten pequeñas caídas de presión para ambas corrientes, esto depende del espacio disponible y de las limitaciones en temperatura para utilizar tubo aletado.

La longitud equivalente para el cálculo de la caída de presión lado tubos en un haz de tubo liso es de 4 a 10 veces mayor que para un haz de tubo aletado. Por lo tanto el escoger tubo liso resulta en la mayoría de las veces desventajosos, estas unidades presentan ciertos problemas como son grandes pesos y altura ocasionando problemas de colocación y soporte en la planta.

Sin embargo un problema es la limpieza del haz de tubos con aletas debido a que las corrientes de gases sucios depositan pequeñas partículas sobre las superficies extendidas.

En esta sección se presenta una secuencia de cálculo para recuperadores de calor con tubo liso, la cual ofrece varios métodos para la evaluación de los coeficientes de película y las caídas de presión internos y externos.

4.1.1 CARGA TÉRMICA

La carga térmica necesaria en el equipo dependerá de la cantidad de calor a intercambiar hacia la corriente de proceso, misma que esta determinado por los requerimientos del proceso asociado.

Es conveniente considerar un sobrediseño del equipo el cual considera un 10% adicional de la carga térmica requerida para lograrlo se considera un flujo de diseño del 10% mayor al indicado en el balance de materia y energía. Se asume convección forzada por el lado del ducto.

Lado tubos

$$Q_T = W_t \cdot \eta_{rc} \cdot (h_2 - h_1) \quad (4.1)$$

Lado ducto

$$Q_D = W_D \cdot \eta_{rc} \cdot (H_2 - H_1) \quad (4.2)$$

Donde:

Q_T, Q_D = Carga térmica en el interior y exterior de tubos (kW)

W_D = Flujo de gases exhaustos (kg/s)

W_t = Flujo de aceite térmico (kg/s)

H_1, H_2 = Entalpía lado ducto (kJ/kg)

h_1, h_2 = Entalpía lado tubos (kJ/kg)

η_{rc} = Eficiencia de recuperación de calor = 0.98

4.1.2 CÁLCULO DE LMTD

Para obtener la diferencia media logarítmica se calcula la LMTD para flujo a contracorriente y posteriormente se debe corregir de acuerdo a la geometría del equipo con el factor Ft . En un recuperador de calor con flujo cruzado Ft depende del número de camas por paso, se incrementa de acuerdo al número de camas conforme aumentan los pasos. La diferencia de temperatura media logarítmica LMTD disminuye de acuerdo con el número de hileras. La diferencia de temperatura media logarítmica se calcula de la siguiente forma:

$$LMTD = \frac{(T_2 - t_1) - (T_1 - t_2)}{\ln\left(\frac{T_2 - t_1}{T_1 - t_2}\right)} \quad (4.3)$$

$$Ft = 1$$

Cabe señalar que si se emplean más de tres pasos, el valor de Ft recomendado es de 1.0 ⁽³⁰⁾ Generalmente se conoce la temperatura de entrada y salida del fluido que fluye por los tubos t_1 y t_2 y la temperatura de entrada del gas, T_1 de modo que es necesario calcular T_2 mediante un método iterativo, ver sección 5.2.2 donde se propone utilizar el método de la secante para tal fin.

En la figura 4.1 se muestra un recuperador de calor tipo caja, y las temperaturas de cada una de las corrientes

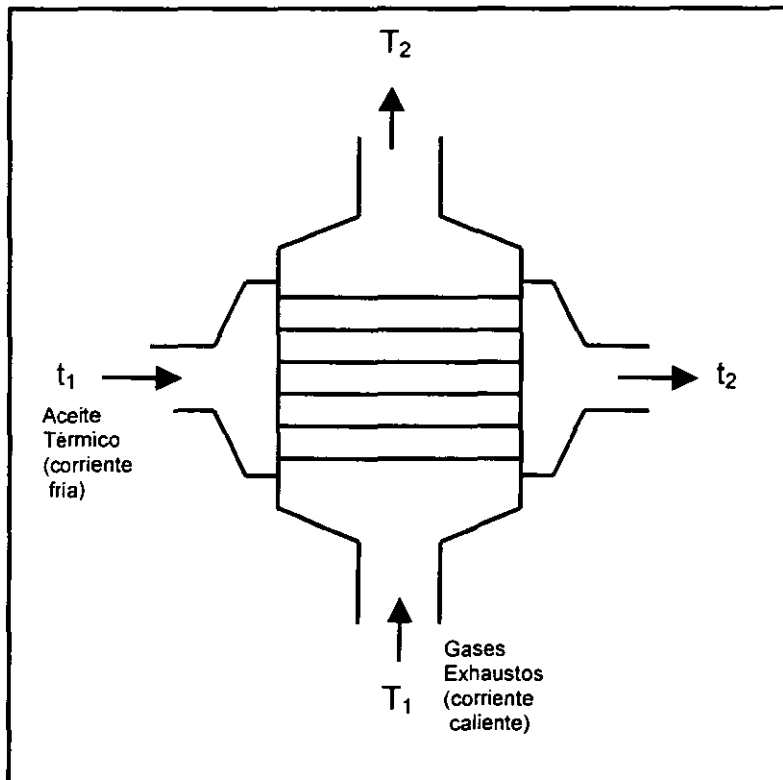


Figura 4.1 Recuperador de Calor tipo Caja

⁽³⁰⁾ Kenneth, B.J., 1983

4.1.3 AREAS DE FLUJO Y VELOCIDADES.

Las áreas de transferencia de calor para flujo cruzado están basadas sobre el área libre mínima de tubo. Para ciertos cálculos, sin embargo, las áreas de flujo cruzado se basan en el área libre de tubos entre los tubos en la misma cama.

A continuación se presentan las correlaciones para el cálculo de las áreas de Flujo, Gasto másico y velocidad de los fluidos involucrados.

4.1.3.1 Para el cálculo de la geometría del ducto se debe suponer una velocidad recomendada que se sugiere de 12-24 m/s para gases ⁽⁴⁵⁾.

Obtener el área estimada de flujo para gases exhaustos,

$$A_{tD} = \frac{W_D / \rho_D}{V_{rg}} \quad (4.4)$$

Donde:

A_{tD} = área total de paso del ducto (m²)

V_{rg} = velocidad recomendada para gases exhaustos (m/s)

ρ_D = densidad gases exhaustos (Kg/m³)

4.1.3.2 Seleccionar una geometría tentativa del Recuperador de Calor, considerando una relación ancho/longitud del ducto de 0.4 a 1.0 de modo que se obtiene L_D y A a partir de:

Si seleccionamos la relación $A/L_D = 0.6$, tenemos:

$$A = 0.6 \cdot L_D \quad (4.5)$$

$$A_{tD} = A \cdot L_D = 0.6 \cdot L_D^2 \quad (4.6)$$

Donde:

A_{tD} = área total de paso del ducto , (m²)

L_D = longitud del ducto (m)

4.1.3.3 Seleccionar longitud de tubos.

- a) Especificar un tipo y tamaño de tubos para el servicio de recuperación de calor, así como el área de flujo por tubo.

D_N = Diámetro nominal, (m)

D_O = Diámetro externo, (m)

D_i = Diámetro interno, (m)

L_t = Longitud de tubos, (m)

Adicionalmente se seleccionan los siguientes parámetros:

NTC (Número de tubos por cama)

NC (Número de camas)

PT (Pitch)

NP (Número de pasos)

⁽⁴⁵⁾ Teopa, 1994

- 4.1.3.4** Determinar el número de tubos necesario para obtener una velocidad adecuada del fluido de proceso en base al punto 4.1.3.3. Para este fin es necesario calcular antes el área de transferencia por tubo

$$A_{\text{paso}} = \frac{W_D / \rho_D}{V_D} \quad (4.7)$$

$$A_{\text{tt}} = \pi D_o \cdot L_t \quad (4.8)$$

$$NTP = \frac{A_{\text{paso}}}{A_{\text{tt}}} \quad (4.9)$$

Donde:

A_{paso} = Área de paso del ducto (m^2)

A_{tt} = Área de transferencia para un tubo (m^2)

L_t = Longitud del tubo (ft^2)

NTP = Número de tubos por paso

W_D = Flujo gases exhaustos (kg/s)

V_D = Velocidad recomendada gases exhaustos (m/s)

- 4.1.3.5** Estimar el número de tubos en base a un coeficiente global aproximado y calcular el área aproximada requerida para el servicio

$$At = \frac{Q_D}{U \cdot LMTD} \quad (4.10)$$

$$NT = \frac{At}{A_{\text{r}}} \quad (4.11)$$

$$NP = \frac{NT}{NTP} \quad (4.12)$$

$$NTC = \frac{A}{PT} \quad (4.13)$$

$$NC = \frac{NT}{NTC} \quad (4.14)$$

Donde:

A = Ancho de cama (m)

At = área total de transferencia de calor requerida (m^2)

A_{td} = área total de paso del ducto (m^2)

A_{r} = Área de flujo por tubos (m^2)

NC = Número de camas

NT = Número de tubos

NP = Número de pasos

NTC = Número de tubos por cama

Q_D = Carga térmica lado ducto (w)

U = Coeficiente global de transferencia de calor ($w/m^2 \cdot C^\circ$)

- 4.1.3.6** Área libre de paso

$$Alp = A_{\text{td}} - [(NTC \cdot (D_o)) \cdot L_t] \quad (4.15)$$

Donde:

Alp = área libre de paso (m^2)

A_{td} = Área total del paso del ducto (m^2)

NTC = Número de tubos por cama

D_o = Diámetro externo del tubo (m)

4.1.3.7 Masa velocidad por fuera de tubos

Con el área libre de paso se puede calcular la masa velocidad

$$G_D = \frac{W_D}{A_{lp}} \quad (4.16)$$

Donde:

G_D = Masa velocidad por fuera de tubos (Kg/s-m²)

A_{lp} = Area libre de paso (m²)

W_D = Gasto (kg/s)

4.1.3.8 Velocidad promedio por fuera de tubos

$$V_D = \left[\frac{G_D}{\rho} \right] \quad (4.17)$$

Donde:

V_D = Velocidad promedio por fuera de tubos (m/s)

G_D = masa velocidad de gases en el ducto (kg/s m²)

ρ = Densidad del fluido lado ducto (kg/m³)

4.1.3.9 Flujo másico por dentro de tubos.

El flujo másico por dentro de tubos se obtiene de la siguiente manera

a) Area de flujo por tubos

$$A_{ft} = \frac{\pi}{4} \cdot D_i^2 \quad (4.18)$$

Donde:

A_{ft} = Area de flujo por tubos (m²)

D_i = Diámetro interno del tubo (m²)

$$b) G_t = \left[\frac{W_t}{A_{ft} \cdot NP} \right] \quad (4.19)$$

El número de pasos se obtiene a partir de la ecuación 4.12

Donde:

G_t = Masa velocidad del fluido lado tubos (kg/s-m²)

W_t = Gasto lado tubos (kg/s)

4.1.4 CÁLCULO DEL COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSFERENCIA DE CALOR

Para el cálculo del Coeficiente Global se calcularán primero los coeficientes individuales lado tubo y lado coraza. Aquí se presenta una recopilación de distintos métodos de cálculo.

4.1.4.1 Lado Ducto

Se proponen 3 métodos para el cálculo del coeficiente de película por el lado del ducto

A METODO 1 ⁽¹²⁾

1. Velocidad máxima

Arreglo lineal:

$$\frac{V_{\max}}{V_D} = \frac{PT}{PT - D_o} \quad (4.20)$$

Arreglo triangular

$$\frac{V_{\max}}{V_D} = \max \left\{ \frac{PT}{PT - D_o}, \frac{PT/2}{[PT_{\text{long}} + (PT/2)^2]^{1/2} - D_o} \right\} \quad (4.21)$$

Donde:

 V_D = Velocidad promedio por fuera de tubos (m/s) V_{\max} = velocidad máxima (m/s) D_o = diámetro externo del tubo (m) PT = Pitch transversal (m) PT_{long} = Pitch longitudinal

2. Diámetro equivalente

Arreglo lineal

$$De = \frac{4 \cdot \left(PT^2 - \left(\frac{3.14 \cdot D_o^2}{4} \right) \right)}{3.14 \cdot D_o} \quad (4.22)$$

Arreglo triangular

$$De = \frac{4 \cdot \left(\frac{1}{2} \cdot PT \cdot 0.86 \cdot PT - \left(\frac{1}{2} \cdot \frac{3.14 \cdot D_o^2}{4} \right) \right)}{(0.5) \cdot 3.14 \cdot D_o} \div 12 \quad (4.23)$$

$$Re = \frac{De \cdot G_D}{\mu} \quad (4.24)$$

3. Temperatura de película

$$T_{fg} = T_D + \frac{(T_w - T_D)}{4} \quad (4.25)$$

$$Pr_D = \frac{C_D \cdot \mu_D \cdot 2.42}{(0.5) \cdot 3.14 \cdot D_o} \quad (4.26)$$

$$Pr_w = \frac{C_w \cdot \mu_w \cdot 2.42}{(0.5) \cdot 3.14 \cdot D_o} \quad (4.27)$$

4. Coeficiente de película

$$h_o = 0.023 \cdot Re^{0.65} \cdot Pr_D^{0.3} \cdot \left(\frac{Pr_D}{Pr_w} \right)^{0.25} \cdot \frac{D_o}{K_D} \quad (4.28)$$

$$h_o = 0.41 \cdot Re^{0.6} \cdot Pr_D^{0.33} \cdot \left(\frac{Pr_D}{Pr_w} \right)^{0.25} \cdot \frac{D_o}{K_D} \quad (4.29)$$

⁽¹²⁾ Ganapathy, 1984

Donde:

C_D = Capacidad calorífica del fluido lado ducto (J/kg-°C)

C_w = Capacidad calorífica del fluido en la pared del tubo (J/kg-°C)

D_e = Diámetro equivalente (m)

h_o = Coeficiente individual de transferencia de calor externo (W/m²-°C)

Pr_D = Número de Prandtl fluido lado ducto

Pr_w = Número de Prandtl en la pared del tubo

Re = Número de Reynolds

μ_D = Viscosidad del fluido lado ducto (kg/m-s)

μ_w = Viscosidad del fluido a la pared del tubo (kg/m-s)

B METODO 2 ⁽²⁾

La correlación de Babcock y Wilcox es de las más confiables y completas que se han obtenido para el cálculo de la transferencia de calor por convección en flujo cruzado

1. Coeficiente por fuera de tubos

Esta ecuación se usa cuando se tienen menos de 10 camas en el equipo

$$h_o = h_{cc} \cdot F_{pp} \cdot F_a \cdot F_d \quad (4.30)$$

Donde:

h_o = Coeficiente individual de transferencia de calor externo (W/m²-C°)

h_{cc} = Conductividad básica por convección (W/m²-C°)

F_{pp} = Factor de propiedades físicas, Gráfica B.1, Anexo B

F_a = Factor de arreglo geométrico, Gráfica B.3, Anexo B

F_d = Factor de caída de tiro, Gráfica B.4, Anexo B

El coeficiente individual de transferencia de calor externo en flujo cruzado debe ser multiplicado por un factor F_a el cual corrige las diferencias en la configuración geométrica que se tiene a partir del arreglo básico. F_a depende del arreglo de los tubos, del diámetro, espaciamento y del número de Reynolds.

La ecuación anterior aplica para casos en los que se tienen equipo con menos de 10 camas, dicha ecuación debe ser corregida también por un factor de profundidad F_d .

Para recuperadores de calor con mas de 10 camas se tiene la siguiente correlación

$$h_o = \left(\frac{(G_D^{0.61} \cdot C_D^{0.333} \cdot k_D^{0.67})}{(D_o^{0.39} \cdot \mu^{0.28})} \right) \cdot F_a \quad > \quad 10 \text{ camas} \quad (4.30.a)$$

2. Conductividad básica por convección se obtiene de la siguiente ecuación:

$$h_{cc} = \left(\frac{(0.287 \cdot G_D^{0.61})}{(D_o/12)^{0.39}} \right) \quad (4.31)$$

⁽²⁾ Babcock y Wilcox, 1963

Donde:

- h_o = Coeficiente individual de transferencia de calor externo ($W/m^2 \cdot ^\circ C$)
 h_{cc} = Conductividad básica por convección ($W/m^2 \cdot ^\circ C$)
 D_o = Diámetro externo del tubo (m)
 G_D = Masa velocidad del fluido lado ducto ($kg/s \ m^2$)

3. Factor de propiedades físicas

$$F_{pp} = \left(\frac{C_D^{0.33} \cdot K_D^{0.67}}{\mu_D^{0.28}} \right) \quad (4.32)$$

o leer de la Gráfica B.1 (Ver anexo B)

Donde:

- F_{pp} = Factor de propiedades físicas evaluadas las propiedades a la T de película, Gráfica B.1, Anexo B
 C_D = Capacidad calorífica de gases lado ducto ($J/kg \ ^\circ C$)
 K_D = Conductividad térmica lado ducto ($W/m^2 \ ^\circ C$)
 μ_D = Viscosidad fluido lado ducto ($kg/m \ s$)

Las constantes físicas son evaluadas a la temperatura de película

$$T_{f_D} = \left(\frac{T_1 + T_2}{2} \right) + \frac{LMTD}{2} \quad (4.33)$$

Donde:

T_{f_D} = temperatura de película lado ducto

4. El factor de arreglo geométrico F_a se puede conocer siguiendo los siguientes pasos

De la Gráfica B.2, Ver Anexo B, se puede obtener el valor de K_{Re} el cual esta en función de $f(T_{f_i}, \text{Diámetro tubos})$

K_{Re} = Factor de Reynolds

Calcular los siguientes parámetros

$$\frac{l_I}{D_o} = \frac{PT}{D_o} \quad (4.34)$$

$$\frac{l_{II}}{D_o} = \frac{PT_{long} (\text{sen}60)}{D_o} \quad (4.35)$$

$$Re = K_{Re} \cdot G_D \quad (4.36)$$

Donde:

$\frac{l_I}{D_o}, \frac{l_{II}}{D_o}$ = Parámetros para obtener el valor de F_a . PT transversal y longitudinal respectivamente divididos entre D_o

PT = Pitch transversal (m)

PTlong = Pitch longitudinal (m)

Fd se puede leer a partir de la gráfica B.4, ver anexo B o bien ser calculada.

G_D = Masa velocidad del fluido lado ducto (kg/s m²)

C METODO 3 ⁽¹²⁾

Propuesta por Wimpress para el calculo de un coeficiente combinado de convección y radiación en la sección de convección de calentadores a fuego directo con un arreglo de tubos triangular.

Esta ecuación es aplicable únicamente en banco de tubos lisos colocados en arreglo triangular o en línea con altas temperaturas de gases es decir la corriente de gases es calentada previamente por un quemador suplementario.

Una característica es que evalúa el efecto de las propiedades termofísicas de los gases en función de las temperaturas de ambos fluidos sin considerar su composición, por lo que se considera una metodología aproximada para estimados conservadores.

El coeficiente externo se obtiene a partir de:

$$h_o = \frac{2.14 \cdot (T_{f_D})^{0.28} \cdot G_D^{0.6}}{D_o^{0.4}} + 0.0025 T_D - 0.5 \quad (4.37)$$

$$T_D = \frac{T_1 + T_2}{2} \quad (4.38)$$

$$T_{f_D} = \left(\frac{T_1 + T_2}{2} \right) + \frac{LMTD}{2} \quad (4.39)$$

Donde:

h_o = Coeficiente individual de transferencia de calor externo (W/m²-C)

T_D = Temperatura promedio fluido lado ducto (°C)

T_1 = Temperatura promedio fluido lado tubos (°C)

T_{f_D} = Temperatura de película lado ducto (°C)

D METODO 4 ⁽¹²⁾

La correlacion propuesta por Colburn para evaluar el coeficiente de película para gases que pasa por un banco de tubos lisos colocados en un arreglo triangular es de la siguiente forma

$$h_o = 0.36 \frac{k_D}{D_o} Re^0 Pr_D^{0.33} \left(\frac{\mu_D}{\mu_W} \right)^{0.14} \quad (4.40)$$

Donde:

h_o = Coeficiente individual de transferencia de calor externo (W/m²°C)

μ_D = viscosidad del fluido lado ducto

μ_W = viscosidad a la temperatura de pared

Pr_D = Número de Prandtl lado ducto

⁽¹²⁾ Wimpress R. N. , Colburn A.P.(Ganapathy),1984

$$\left(\frac{\mu_D}{\mu_W}\right) = 1 \quad \text{para fluidos no derivados del petróleo}$$

Con la ec. 4.26 se calcula el número de Prandtl.

Esta ecuación también aplica para un arreglo en línea únicamente se cambia el valor 0.36 a 0.29. es un método rápido y muy sencillo. Aplicable a régimen turbulento.

4.1.4.2 LADO TUBOS

Debido a la similitud que hay entre un recuperador de calor tipo caja y un intercambiador de haz y envolvente en cuando a la geometría de los tubos, se usan las mismas correlaciones para obtener el Coeficiente de transferencia de calor individual lado tubos. A continuación se muestran distintos métodos de cálculo recomendados.

A METODO 1 ⁽²⁾

El método propuesto por Babcock & Wilcox se presenta a continuación, el cual es muy sencillo de evaluar

$$h_i = 0.027 \left(\frac{D_i \cdot G_t}{\mu_t} \right)^{0.8} \left(\frac{C_t \cdot \mu_t}{K_t} \right)^3 \left(\frac{K_t}{D_i} \right) \quad (4.41)$$

$$1. \quad h_{io} = hc \left(\frac{D_i}{D_o} \right) \quad (4.42)$$

Donde:

h_i = Coeficiente individual de transferencia de calor interno ($W/m^2 \cdot ^\circ C$)

h_{io} = Coeficiente interno referido al Coeficiente externo ($W/m^2 \cdot ^\circ C$)

K_t = Conductividad térmica lado tubos ($W/m^2 \cdot ^\circ C$)

G_t = Masa velocidad del fluido lado tubos ($kg/s \cdot m^2$)

μ_t = Viscosidad del fluido lado tubo ($kg/m \cdot s$)

C_t = Capacidad calorífica del fluido lado tubos ($J/kg \cdot ^\circ C$)

B METODO 2 ⁽³¹⁾

Propuesta para enfriamiento y calentamiento para fracciones del petróleo en tubos horizontales y verticales. Se usa en tubos y tuberías comerciales. Es un método confiable pues se tienen desviaciones máximas del 10%

Para flujo turbulento ($Re > 10000$)

$$hi = 0.023 \cdot \left(\frac{k_t}{Di} \right) Re^{0.8} Pr_t^{0.33} \left(\frac{t}{w} \right)^{0.14} \quad (4.43)$$

⁽²⁾ Babcock y Wilcox, 1963

⁽³¹⁾ Kern, 1950

Para flujo turbulento ($Re > 2100$)

$$h_i = 1.86 \cdot \left(\frac{k_t}{D_i} \right) \left(Re \cdot Pr_t \cdot \frac{D_i}{L} \right)^{0.33} \left(\frac{t}{w} \right)^{0.14} \quad (4.44)$$

Donde:

h_i = Coeficiente individual de transferencia de calor interno ($W/m^2 \text{ } ^\circ C$)

Pr_t = Número de Prandtl lado tubos

C METODO 3 ⁽³¹⁾

El método de Kern para obtener el Coeficiente individual interno lado tubos es similar a la de Sieder y Tate la única diferencia esta en la forma de evaluar el gasto másico G_t

$$h_i = 0.027 \frac{k_t}{D_i/12} Re^{0.8} Pr_t^{1/3} \quad (4.45)$$

Donde:

h_i = Coeficiente individual de transferencia de calor interno ($W/m^2 \text{ } ^\circ C$)

Re = Reynolds lado tubos

Pr = Número de Prandtl lado tubos

k_t = Conductividad térmica ($W/m \text{ } ^\circ C$)

$$G_t = \frac{W_t}{\frac{NT}{NP} \cdot A_{ft}} \quad (4.46)$$

Donde:

G_t = Masa velocidad del fluido lado tubos ($Kg/s \cdot m^2$)

A_{ft} = Area de flujo por tubos (m^2)

4.1.4.3 CÁLCULO COEFICIENTE GLOBAL

Una vez calculados los coeficientes individuales de transferencia de calor lado tubos y lados ducto se puede calcular el Coeficiente global

A METODO 1. ⁽²⁾

El Método de Babcock y Wilcox propone los siguientes pasos

1. Coeficiente global limpio

$$U_l = \frac{h_o \cdot h_i}{h_o + h_i} \quad (4.47)$$

2. Coeficiente global con incrustación por fuera

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{U_l} + R \quad (4.48)$$

⁽²⁾ Babcock y Wilcox, 1963

⁽³¹⁾ Kern, 1950

Donde:

U_l = Coeficiente global limpio en $(W/m^2 \text{ } ^\circ C)$
 U = Coeficiente global sucio en $(W/m^2 \text{ } ^\circ C)$
 R = Factor de ensuciamiento $(m^2 \text{ } ^\circ C / Kw)$

4.1.5 COMPROBACIÓN DE LA PROPUESTA

4.1.5.1 Area de transferencia por tubos. El área de transferencia por tubos se puede obtener mediante la ecuación 4.8.

$$A_{tt} = \pi D_o \cdot L_t$$

Donde:

A_{tt} = Area de transferencia por tubo (m^2)
 L_t = Longitud de tubo (m)

4.1.5.2 Area de transferencia total

$$A_T = A_{tt} \cdot NTC \cdot NC \quad (4.49)$$

donde:

A_T = área total en (m^2)
 NTC = Número de tubos por cama
 NC = Número de camas

4.1.5.3 Carga térmica total

$$Q = U \cdot A_T \cdot LMTD \quad (4.50)$$

Donde:

Q = Carga térmica removida en (kW)
 U = Coeficiente global de transferencia de calor $(W/m^2 \text{ } ^\circ C)$
 A_T = Area total (m^2)

$$Abs(Q_D - Q) < E \quad (4.51)$$

Donde:

Q = Carga térmica removida por la geometría del equipo
 Q_D = Carga térmica removida desde el fluido exterior de tubos
 T_1, T_2 = Temperatura de entrada y salida lado coraza
 t_1, t_2 = Temperatura de entrada y salida lado tubos
 E = Factor de convergencia = $1.0E-4$

NOTA: Si se cumple lo anterior la geometría propuesta es la adecuada. Si no se cumple agregar o disminuir el número de tubos o camas según sea el caso. Regresar a la sección 4.1.3.

Un factor importante a considerar es el intervalo de la eficiencia, el cual, para un recuperador de caja debe ser del 97 al 98% ⁽⁴⁵⁾.

Se recopilan 3 métodos que se presentan a continuación

⁽⁴⁵⁾ Teopa. 1994

4.1.6 CAÍDA DE PRESIÓN

4.1.6.1 LADO TUBOS.

A METODO 1 ⁽²⁾

De acuerdo a Babcock y Wilcox la caída de presión se obtiene por la suma de 3 componentes, ΔP debido a la fricción en tramos rectos, ΔP a la entrada y salida y ΔP en codos.

1. Cálculo del Reynolds y del Factor de fricción

$$Re = \left(\frac{G_t \cdot D_i}{12 \cdot \mu_t} \right) \quad (4.52)$$

el factor de fricción se obtiene de la siguiente ecuación:

$$f = 2.61 \times 10^{-3} - 2.077 \times 10^{-8} \cdot Re + 1.266 \times 10^{-13} \cdot Re - 3.21 \times 10^{-19} \cdot Re + 3.496 \times 10^{-25} \cdot Re^4 + 1.357 \times 10^{-31} \cdot Re^5$$

2. Caída en tramos rectos

$$\Delta P_{tr} = \left(\frac{f \cdot L_T}{D_i} \right) \left(\frac{G_t}{10^5} \right)^2 \quad (4.53)$$

Donde:

ΔP_{tr} = Caída de presión en tramos rectos (kPa)

G_t = Masa velocidad del fluido lado tubo (kg/s m²)

f = Factor de fricción

ν = Inverso de la densidad (m³/kg)

L_T = Longitud total (m)

D_i = Diámetro interno del tubo (m)

3. Caída a la entrada y salida

$$\Delta P_e = \left(\frac{1.5}{12} \right) \left(\frac{G_t}{10^5} \right)^2 \quad (4.54)$$

ΔP_e = Caída de presión a la entrada y salida (kPa)

4. Caída en codos

$$\Delta P_c = \left(\frac{Nb}{12} \right) \left(\frac{G_t}{10^5} \right)^2 \quad (4.55)$$

De la gráfica B.5 Anexo B y con el valor f obtener el valor de Nb o bien calcularlo.

Donde:

ΔP_c = Caída de presión en codos (kPa)

Nb = Cabeza velocidad

⁽²⁾ Babcock y Wilcox, 1963

5. Caída total

$$\Delta P_t = \Delta P_{tr} + \Delta P_e + \Delta P_c \quad (4.56)$$

Donde:

ΔP_t = Caída de presión lado tubos (kPa)

ΔP_{tr} = Caída de presión en tramos rectos (kPa)

ΔP_e = Caída de presión a la entrada y salida (kPa)

ΔP_c = Caída de presión en codos (kPa)

A. METODO 2 ⁽¹²⁾

Este método es presentado por Ganapathy para el cálculo de la caída de presión por el lado de los tubos:

$$\Delta P_t = 3.36 \times 10^{-6} \cdot f \cdot W_t \cdot Le \cdot \left(\frac{V_t}{(Di)^5} \right) \quad (4.57)$$

Para un Re de 5000 a 10^5 tenemos:

$$f = \frac{0.316}{Re^{0.25}} \quad (4.58)$$

Para un Re $> 10^5$ tenemos:

$$f = \frac{1}{(1.82 \cdot \log Re - 1.64)^2} \quad (4.59)$$

Donde:

ΔP_t = Caída de presión lado tubos (kPa)

f = Factor de fricción

W_t = Gasto masico lado tubos (kg/s)

Le = Longitud equivalente (m)

ν = Inverso de la densidad (m^3/kg)

B. METODO 3 ⁽¹²⁾

La caída de presión puede obtenerse a partir de la correlación propuesta por este método a partir de la densidad, viscosidad y la velocidad promedio del fluido por los tubos, la única desventaja es que no toma en cuenta el factor de fricción

$$\Delta P_t = 0.0267 \cdot (\rho_t)^{0.8267} \cdot (\mu_t)^{0.174} \cdot \left(\frac{V_t}{Di^{1.174}} \right)^{1.826} \cdot Le \quad (4.60)$$

Donde:

ΔP_t = Caída de presión lado tubos (kPa)

ρ_t = Densidad del fluido lado tubos (kg/m^3)

μ_t = Viscosidad del fluido lado tubos ($kg/m \cdot hr$)

V_t = Velocidad por dentro de tubos (m/s)

⁽¹²⁾ Ganapathy, 1984

4.1.6.2 Lado Ductos

Cada organización desarrolla sus propias correlaciones basadas en los datos generados a partir de procesos reales, cuando no se dispone de estos datos se puede hacer uso de los siguientes estimados

Para la caída de presión lado ductos se proponen 4 métodos que se presentan a continuación.

A METODO 1 ⁽²⁾

La ΔP para gases o aire en un banco de tubos puede ser evaluada por la siguiente ecuación

$$\Delta P_D = (f \cdot NC \cdot FD) \left(\frac{30}{B} \right) \left(\frac{T_D + 460}{1.73 \times 10^5} \right) \left(\frac{G_D}{10^3} \right)^2 \quad (4.61)$$

Donde:

ΔP_D = Caída de presión lado ducto (kPa)

f = Factor de fricción lado ducto. Leer de la gráfica B.7 ver Anexo B

FD = Factor de profundidad. Leer de la gráfica B.6 ver Anexo B

G_D = Masa velocidad del fluido lado ducto (kg/s m^2)

T_D = Temperatura promedio del fluido lado ducto ($^{\circ}\text{C}$)

B = Presión barométrica (Kpa)

B METODO 2 ⁽¹²⁾

LA ΔP EN UN BANCO DE TUBOS TAMBIÉN PUEDE SER OBTENIDA A PARTIR DE LA SIGUIENTE CORRELACIÓN

$$\Delta P_D = 9.3 \times 10^{-10} \cdot f \cdot G_D^2 \cdot \left(\frac{NC}{\rho_D} \right) \quad (4.62)$$

Puede usarse $G_{D \max}$

$$G_{D \max} = \frac{W_D}{L_t \cdot (A - NT \cdot (PT - D_o))} \quad (4.63)$$

Para arreglo en línea f se puede obtener a partir de:

$$PT/D_o = 1.5 \text{ a } 4 \quad \text{y} \quad 2000 < Re < 40000$$

$$f = Re^{-0.16} \cdot \left[0.044 + \frac{0.08 \cdot \left(\frac{PT}{D_o} \right)}{\left(\frac{PT}{D_o} - 1 \right)^{\left(0.43 + \frac{1.13 \cdot D_o}{PT_{\text{long}}} \right)}} \right] \quad (4.64)$$

⁽²⁾ Babcock y Wilcox, 1963

Para arreglo triangular
 $PT/Do = 1.5$ a 4

$$f = Re^{-0.16} \cdot \left[0.25 + \frac{0.117}{\left(\frac{PT}{Do} - 1 \right)^{1.08}} \right] \quad (4.64a)$$

Donde:

ΔP_D = Caída de presión lado ducto (kPa)
 f = Factor de fricción lado ducto
 G_D = Masa velocidad del fluido lado ducto (kg/s m²)
 NC = Número de camas
 ρ_D = Densidad del fluido lado ducto (kg/m³)

C METODO 3 ⁽¹²⁾

Stein Mueller usa la siguiente expresión para un banco de tubos

$$\Delta P_D = 0.8 \cdot f_e \cdot f_N \cdot NC \cdot V_H \quad (4.66)$$

$$V_H = \frac{\rho_D \cdot V_D^2}{2g} \quad (4.67)$$

Donde:

ΔP_D = Caída de presión lado ducto (kPa)
 NC = Número de camas
 V_H = Cabeza velocidad lado ducto (kg/m²)
 V_D = Velocidad promedio del fluido lado ducto (m/s)
 f_e, f_N = Obtener de la gráfica B.8, Anexo B
 g = Aceleración de la gravedad 9.8 m/s²

Con $\frac{PT_{long}}{Do}$ y $\frac{PT}{Do}$ obtener el valor de f_e y f_N de la gráfica B.8, Anexo B

D METODO 4 ⁽¹²⁾

Shack recomienda la siguiente ecuación para el calculo de la Caída de Presión donde f es calculada como se indica a continuación

$$\Delta P_D = 9.3 \times 10^{-10} \cdot f \cdot G_D^2 \cdot \left(\frac{NC}{\rho_D} \right) \quad (4.68)$$

Para arreglo en línea f se puede obtener a partir de:

$$f = \left[\frac{0.08 \cdot \left(\frac{PT}{Do} \right)}{\left(\frac{PT}{Do} \right)^{1.5}} \right] \quad (4.69)$$

⁽¹²⁾ Ganapathy, 1984

Para arreglo triangular

$$f = \frac{0.10}{\left[\sqrt[3]{\frac{PT}{D_o}} - 1 \right]} \quad (4.70)$$

Donde:

ΔP_D = Caída de presión lado ducto (kPa)

f = Factor de fricción lado ducto

G_D = Masa velocidad del fluido lado ducto (kg/s m²)

NC = Número de camas

ρ_D = Densidad del fluido lado ducto (kg/m³)

PT, PT_{long} = Pitch transversal y longitudinal (m)

NOTA: Si las caídas de presión del lado de los tubos y del lado ducto son menores que las permisibles entonces el diseño es satisfactorio, si no regresar a la sección 4.1.3 para iterar del lado ducto y del lado tubos según se necesite.

4.2 RECUPERADOR DE CALOR CON TUBO ALETADO

Para el cálculo de un recuperador de calor tipo caja con un haz de tubo aletado es necesario tener en cuenta la geometría y ciertos factores necesarios para su desarrollo tales como el pitch transversal y longitudinal, masa velocidad lado tubos, temperatura de la aleta y caída de presión permisibles lado tubos y lado ducto.

La elección del tipo de aletas, el tamaño y arreglo dependerá de varios factores como son diámetro del tubo aletado, altura y espesor de la aleta, número de aletas por pulgada, y material de la aleta y del tubo.

En el cálculo de un recuperador de Calor tipo caja con un banco de tubo aletado es necesario considerar varias alternativas para el cálculo del coeficiente de transferencia de calor y caída de presión lado ductos.

A continuación se presenta una metodología basada en varias correlaciones desarrollada por Kern para un recuperador de calor con haz de tubo aletado sin cambio de fase. Se asume convección forzada por el lado del ducto.

4.2.1 CARGA TÉRMICA

La Carga térmica necesaria se calcula para ambas corrientes con las ecuaciones 4.1 y 4.2

Lado tubos

$$Q_T = W_T \cdot \eta_{rc} \cdot (h_2 - h_1) \quad (4.1)$$

Lado ducto

$$Q_D = W_D \cdot \eta_{rc} \cdot (H_2 - H_1) \quad (4.2)$$

Donde:

Q_T, Q_D = Carga térmica en el interior y exterior de tubos (kW)

W_D = Flujo de gases exhaustos (kg/s)
 W_1 = Flujo de gases exhaustos (kg/s)
 H_1, H_2 = Entalpía lado ducto (kJ/kg)
 h_1, h_2 = Entalpía lado tubos (kJ/kg)
 η_{rc} = Eficiencia de recuperación de calor = 0.98

1. Se propone una geometría con los siguientes datos:

DIÁMETRO EXTERNO DO	ALTURA DE ALETA H
Diámetro interno Di	Densidad de aleta λ
Número de tubos NT	Espesor de aleta t
Longitud de tubos	Diámetro de aleta Df
Número de camas NC	Segmento de aleta ws
Pitch transversal PT	
Pitch longitudinal PT_{long}	

La figura 4.2 muestra la geometría de la aleta.

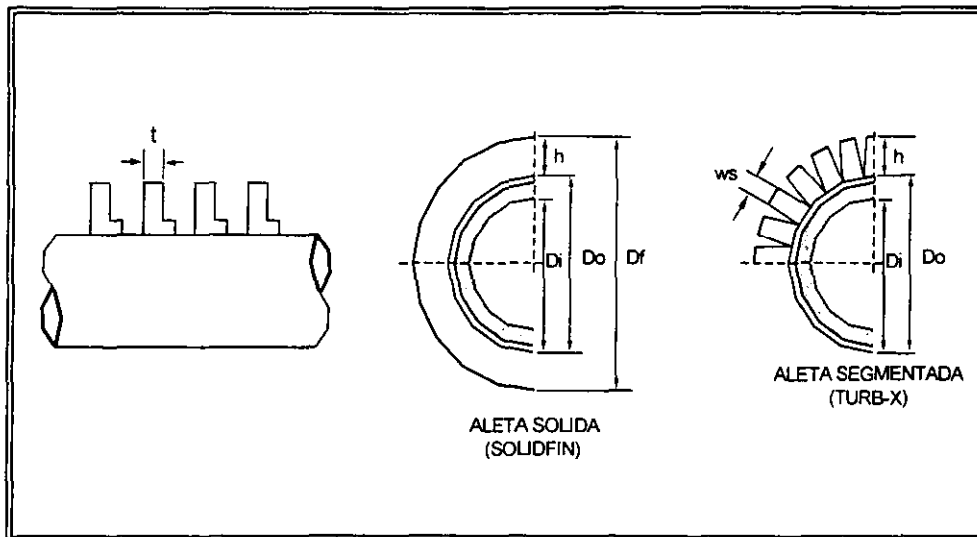


Figura 4.2 Geometría de la Aleta, Segmentada y sólida

4.2.2 CÁLCULO DE LMTD

La LMTD se calcula con la ecuación 2.3

$$LMTD = \frac{(T_2 - t_1) - (T_1 - t_2)}{\ln\left(\frac{T_2 - t_1}{T_1 - t_2}\right)} \quad \text{ecuación 4.3}$$

Para más de 3 pasos $F_t = 1$

4.2.3 Área total de transferencia A total

1. Área aletada por de pie de longitud A_r

a) Aleta sólida:

$$A_r = \pi \lambda (4 \cdot D_o \cdot h + 4 \cdot h^2 + 2 \cdot t \cdot D_o + 4 \cdot t \cdot h) \quad (4.71)$$

b) Aleta segmentada:

$$A_r = \pi D_o \lambda \cdot [2 \cdot h \cdot (ws + t) + t \cdot ws] \cdot ws \quad (4.72)$$

Donde:

- A_r = Área aletada (m^2/m)
- D_o = Diámetro externo del tubo (m)
- h = Altura de aleta (m)
- λ = Densidad de aletas o número de aleta/m
- t = Espesor de aleta (m)
- ws = Segmento de aleta (m)

2. Área total de transferencia por ft de longitud A'_{th}

a) Aleta sólida:

$$A_{th} = A_r + \pi \cdot [D_o \cdot (1 - \lambda \cdot t)] \quad (4.73)$$

Donde:

- A_{th} = Área total de transferencia por m de longitud (m^2/m)
- A_r = Área aletada por m de longitud (m^2/m)
- D_o = Diámetro externo de tubo en (m)
- λ = Densidad de aletas o número de aleta/m
- t = Espesor de aleta (m)

b) Aleta segmentada:

$$A_{th} = A_r + [\pi \cdot D_o \cdot (1 - \lambda \cdot t)] / ws \quad (4.74)$$

Donde:

- A_{th} = Área total de transferencia por m de longitud (m^2/m)
- A_r = Área aletada por m de longitud (m^2/m)
- D_o = Diámetro externo de tubo en (m)
- λ = Densidad de aletas o número de aleta/m
- t = Espesor de aleta (m)
- ws = Segmento de aleta (m)

Esta contribución es despreciable; sin embargo para una evaluación estricta se realiza el cálculo.

3. Superficie total extendida por tubo A_{tt}

$$A_{tt} = (A_r + A_o + A_{th}) \cdot L_T \quad (4.75)$$

$$A_T = (A_r + A_o + A_{th}) L_T N_T \quad (4.76)$$

Donde:

- A_{tt} = Área de transferencia para un tubo (m^2)
- A_T = Área de transferencia de calor (m^2)
- A_r = Área aletada (m^2/m)
- A_o = Área de tubo liso por m de longitud (m^2/m long)
- A_{th} = Área por espesor de aletas por ft de longitud (m^2/m)

L_T = Longitud de tubo (m)
 N_T = Número de tubos

4. Area lisa

$$A_{\text{lisa}} = \pi D_o L_T N_T \quad (4.77)$$

Donde:

$$A_{\text{lisa}} = \text{Area (m}^2\text{)}$$

4.2.4 Cálculo de Coeficiente Global de Transferencia de Calor

Para el calculo del coeficiente global se calculan primero los coeficientes individuales de transferencia de calor como se indica a continuación.

4.2.4.1 Lado tubos

Las correlaciones para tubo aletado son las mismas que para tubo liso, por lo tanto se usan las ecuaciones 4.40 a la 4.45.

4.2.4.2 Lado Ducto

A continuación se presentan 3 métodos de calculo para la obtención de los coeficientes de película lado ducto

A METODO 1⁽³¹⁾

Kern propone el siguiente método para el calculo del Coeficiente individual de transferencia de calor lado ducto, en banco de tubos con aleta transversal sólida.

1. Diámetro equivalente D_e para transferencia de calor

$$D_e = \frac{2(A_f + A_o)}{\pi(Pp)} \quad (4.78)$$

$$Pp = \left[2 \left(\frac{h}{12} \right) 2\lambda 12 \right] + 2 \left(1 - \frac{t}{12} \lambda 12 \right) \quad (4.79)$$

Donde:

A_f = Area aletada (m²/m)

A_o = Area de tubo liso por pie de longitud (m²/m long)

λ = densidad de aletas. Número de aletas/m

t = Espesor de la aleta (m)

Pp = Perímetro proyectado (m/m long)

D_e = Diámetro equivalente (m)

2. Area de flujo del ducto A_{fD}

$$A_{fD} = (L \cdot A) - \left[do L_T \frac{NT}{NC} + 2 \left(t \cdot h \lambda L_T \frac{NT}{NC} \right) \right] \quad (4.80)$$

Donde:

A_{fD} = Area de flujo del ducto (m²)

A = Ancho unidad (m)

⁽³¹⁾Kern, 1950

λ = densidad de aleta (aleta/m)
 L_D = Longitud unidad (m)
 L_T = Longitud de tubo (m)
 NT = Número de tubos
 NC = Número de camas
 t = Espesor de la aleta (m)
 h = altura de aleta (m)

3. Masa velocidad de gases en ductos G_D

$$G_D = \frac{W_D}{A_{f_D}} \quad (4.81)$$

Donde:

G_D = Masa velocidad de gases en ducto (Kg/s-m²)
 A_{f_D} = Area de flujo del ducto (m²)

4. No de Reynolds de gases de combustión

$$Re_D = \frac{D_e G_D}{\mu_D 2.4} \quad (4.82)$$

Donde:

D_e = Diámetro equivalente (m)
 G_D = Masa velocidad de gases en ducto (kg/s m²)
 μ_D = Viscosidad del fluido lado ducto (cP) a temperatura promedio

5. No de Prandtl de gases de combustión

$$Pr_D = \frac{C_D \mu_D \cdot 2.42}{k_D} \quad \text{ecuación 4.25}$$

Donde:

Pr_D = Número de Prandtl lado ducto
 k_D = Conductividad térmica (W/ m °C)
 μ_D = Viscosidad del fluido lado ducto (cp)
 C_D = Capacidad calorífica lado ducto (J/kg °C)

$$6. \quad h_f = J_f \frac{k_D}{D_e} (Pr_D)^{\frac{1}{3}} \quad (4.83)$$

Jf se obtiene de la siguiente forma:

$$J_f = 27.1593 + 4.499 \times 10^{-3} Re - 1.19549 \times 10^{-8} Re^2 + 3.0582 \times 10^{-14} Re^3 + 3.665 \times 10^{-20} Re^4 + 1.55 \times 10^{-26} Re^5 \quad (\text{Kern, 1950}).$$

$$h_f = \frac{1}{\frac{1}{h_f} + R_o} \quad (4.84)$$

donde:

h_f = Coeficiente de transferencia de tubo aletado (W/ m² °C)

- h'_r = Valor efectivo de h_r en la aleta o Coeficiente de transferencia de calor del lado de la aleta corregido para el factor de obstrucción
 Ro = Factor de ensuciamiento ($m^2 \text{ }^\circ\text{C/Kw}$)
 J_r = Factor adimensional de transferencia de calor a tuberías y tubos aletados

7. Cálculo de eficiencia de Aletas, η

Area del perfil de aleta A_p

$$A_p = \frac{h \cdot t}{144} \quad (4.85)$$

Donde:

- A_p = Area del perfil de aleta (m^2)
 t = Espesor de la aleta (m)

Parámetro de aleta radial

$$\Phi = \left(\frac{h}{12} \right)^{\frac{3}{2}} \sqrt{\frac{2h'_r}{kA_p}} \quad (4.86)$$

$$Z = \frac{r_o}{r_e} = \frac{d_o / 2}{d_r / 2} = \frac{D_o}{D_r} = \frac{D_o}{D_o + 2h} \quad (4.87)$$

Donde:

- Φ = Parámetro de aleta radial
 h = altura de aleta (m)
 t = Espesor de aleta (m)
 D_o = Diámetro externo (m)
 D_r = Diámetro de aleta (m)
 r_o = Radio externo (m)
 r_e = Radio externo aleta (m)

Con los valores de Φ y Z , gráfica B. 10 Anexo B, determinar el valor de η .

8. Cálculo de Eficiencia Ponderada de Aletas η_w

$$\eta_w = \frac{\eta A_r + A_o}{A_r + A_o} \quad (4.88)$$

Donde:

- η_w = Eficiencia ponderada de aleta
 A_r = Area de aleta por m de longitud (m^2/m)
 A_o = Area de tubo liso por m de longitud (m^2/m)

9. Coeficiente Externo h_o por el Método de Kern ⁽³¹⁾.

Se hace la corrección del coeficiente mediante la siguiente ecuación

$$h_o = h_r \cdot \eta_w \quad (4.89)$$

h_o = Coeficiente externo en ($W/m^2 \cdot C$)

B METODO 2 ⁽¹¹⁾

Esta ecuación es muy usada para el cálculo del Coeficiente de transferencia de calor individual por el lado tubos por ser muy confiable, para un banco con aleta solida transversal

$$h_o = 0.134 \cdot \left(\frac{k_D}{D_o} \right) \cdot (Re)^{0.681} \cdot (Pr)^{0.33} \cdot \left(\frac{C_f}{h} \right)^{0.2} \cdot \left(\frac{C_f}{t} \right)^{0.113} \quad (4.90)$$

Donde:

h_o = Coeficiente externo en (J/s-m²-C)

C_f = Espaciamiento entre aletas (m)

C MÉTODO 3 ⁽¹²⁾

Este es un método de calculo para el Coeficiente individual lado ducto de un banco de tubos con aleta sólida transversal.

$$\frac{h_o \cdot D_o}{k_D} = a \cdot \left(\frac{C_D \cdot \mu_D}{k_D} \right)^{\frac{1}{3}} \cdot \left(\frac{D_o \cdot G_D}{\mu_D} \right)^{0.681} \cdot \left(\frac{C_f^3}{h^2 \cdot t} \right)^{0.1} \quad (4.91)$$

$$G_D = \rho_D \cdot V_D \cdot a \quad (4.92)$$

$$V_D = G_D / \rho_D \quad (4.93)$$

Para arreglo triangular:

$$a = 0.134$$

Para arreglo en línea:

$$a = \frac{\left[0.128 \cdot \left(\frac{C_f}{h} \right)^{0.15} \right]}{\left[1 + \frac{PT - Df}{PT - D_o} \right]} \quad (2.94)$$

$$C_f = \frac{1}{\lambda} - t \quad (2.95)$$

Donde:

h_o = Coeficiente externo en (W/m²-C)

G_D = Masa velocidad de gases en ducto (kg/s m²)

C_D = Capacidad calorifica del fluido lado ducto (J/kg °C)

μ_D = Viscosidad fluido lado ducto (cp)

h = altura de aleta (m)

t = Espesor de aleta (m)

V_D = Velocidad promedio del fluido lado ducto (m/s)

⁽¹¹⁾ Ganapathy, 1979

⁽¹²⁾ Ganapathy, 1984

D MÉTODO 4 ⁽²¹⁾

Las correlaciones desarrolladas por ESCOA Corp (Ganapathy, 1996) son muy usadas para el cálculo del coeficiente de película lado ducto en un haz de tubos aletados. Representa un método riguroso ya que toma en cuenta párametros de la aleta, como son tipo de aleta, altura de aleta, densidad de aleta, espesor de aleta, espaciamento de aleta, segmento de aleta si ésta es segmentada, etc.

1. Flux de calor

$$q_o = \frac{Q_D}{A_{TOTAL}} \quad (4.96)$$

Donde:

q_o = Flux de calor (W)

Q_D = Carga térmica lado ducto (W)

2. Temperatura en la base de la aleta

$$T_b = t_i + q_o \cdot (R_1 + R_2 + R_3) \quad (4.97)$$

$$R_3 = \frac{1}{2 \cdot 3.14 \cdot K} \cdot \ln \frac{r_2}{r_1} \quad (4.98)$$

Donde:

T_b = Temperatura en la base de la aleta (°C)

R_1, R_2, R_3 = Resistencias térmicas, interna y externa del fluido y a la pared del tubo (m °C/W)

r_1, r_2 = radio interno y externo del tubo (m)

3. Temperatura en la punta de la aleta

Para aleta sólida

$$T_r = T_b + (T_D - T_b) \cdot (1.42 - 1.4 \cdot E) \quad (4.99)$$

Para aleta segmentada

$$T_r = T_D - \left[\frac{(T_D - T_b)}{\cosh(mt)} \right] \quad (4.100)$$

Eficiencia de aleta:

Aleta sólida

$$E = \frac{1}{1 + 0.002292 \cdot m^2 \cdot h^2 \cdot [(D_o + 2 \cdot h) / D_o]^5} \quad (4.101)$$

$$m = \frac{24 \cdot h_o}{k \cdot t} \quad (4.102)$$

Aleta segmentada

$$E = \frac{\tanh \cdot m \cdot h}{m \cdot h} \quad (4.103)$$

⁽²¹⁾ ESCOA Corp

$$m = \left[\frac{(24 \cdot h_o \cdot (t + ws))}{k \cdot h \cdot ws} \right]^{0.5} \quad (4.104)$$

Donde:

T_r = Temperatura en la punta de la aleta (°C)

T_D = Temperatura promedio de la corriente gaseosa (°C)

T_b = Temperatura en la base de la aleta (°C)

D_o = diámetro externo del tubo (m)

E = Eficiencia de la aleta

h_o = Coeficiente de película externo en (W/ m² °C) , el cual se puede suponer para el cálculo de la temperatura en la base de la aleta o ser calculado por un método rápido.

m = parámetro necesario para calcular la eficiencia de aleta

t = Espesor de aleta (m)

ws = Segmento de aleta (m)

4. Temperatura promedio de aleta

$$T_{fa} = \frac{T_r + T_b}{2} \quad (4.105)$$

Donde:

T_{fa} = Temperatura promedio de aleta (°C)

T_b = Temperatura en la base de aleta (°C)

T_r = Temperatura en la punta de la aleta (°C)

5. Area de obstrucción y masa velocidad lado ducto:

$$A_{\text{obstrucción}} = D_o + \frac{\lambda \cdot t \cdot h}{6} \quad (4.106)$$

$$G_D = \frac{W_D \cdot 3600}{[NTC + L_T \cdot ((PT) - A_{\text{obstrucción}})]} \quad (4.107)$$

Donde:

$A_{\text{obstrucción}}$ = Area de obstrucción (m²)

D_o = Diámetro externo tubo (m)

G_D = Masa velocidad lado ducto (Kg/s-m2)

h = Altura de aleta (m)

L_T = Longitud de tubos (m)

NTC = Número de tubos por cama

PT = pitch transversal (m)

t = Espesor de aleta (m)

W_D = Flujo másico lado ducto (kg/s)

6. Diámetro equivalente y número de reynolds

$$De = \frac{2 \cdot (A_r + A_o)}{3.14 \cdot Pp} \quad (4.108)$$

$$Re = \frac{De \cdot G_D}{\mu_D} \quad \text{ecuación 2.83}$$

Donde:

D_e = Diámetro equivalente (m)
 A_f = Area aletada (m^2)
 P_p = perímetro proyectado (m)
 Re = Número de Reynolds

7. Coeficiente de película lado gas

Una vez calculado el diámetro equivalente y la temperatura promedio de aleta el siguiente paso es calcular el coeficiente de película lado gas, a partir de la siguiente correlación desarrollada por ESCOA Corp.

$$h_o = C_1 \cdot C_3 \cdot C_5 \cdot \left[\left(\frac{D_o + 2 \cdot h}{D_o} \right) \right]^{-0.5} \cdot \left(\frac{T_D}{T_{fa}} \right)^{0.25} \cdot G_D \cdot C_D \cdot (Pr_D)^{0.67} \quad (4.109)$$

C_1 , C_3 y C_5 se calculan de la siguiente forma:

$$C_1 = 0.25 \cdot Re^{-0.35} \quad (4.110)$$

Aleta sólida
Arreglo lineal:

$$C_3 = 0.20 + 0.65 \cdot e^{-0.25 \cdot h / C_f} \quad (4.111.a)$$

$$C_5 = 1.1 - (0.75 - 1.5 \cdot e^{-0.7 \cdot NC}) \cdot e^{-\frac{PT_{long}}{PT}} \quad (4.112.a)$$

Arreglo triangular:

$$C_3 = 0.35 + 0.65 \cdot e^{-0.25 \cdot h / C_f} \quad (4.111.b)$$

$$C_5 = 0.7 + \left[-0.7 - 0.8 \cdot e^{-0.1 \cdot (nc)^2} \right] \cdot e^{-1 \cdot \left(\frac{PT_{long}}{PT} \right)} \quad (4.112.b)$$

Aleta segmentada

Arreglo lineal:

$$C_3 = 0.35 + 0.5 \cdot e^{-0.35 \cdot h / C_f} \quad (4.113.a)$$

$$C_5 = 1.1 - \left[0.75 - 1.5 \cdot e^{-0.7 \cdot NC} \right] \quad (4.114.a)$$

Arreglo triangular:

$$C_3 = 0.55 + 0.45 \cdot e^{-0.35 \cdot h / C_f} \quad (4.113.b)$$

$$C_5 = 0.7 + \left(-0.7 - 0.8 \cdot e^{-0.15 \cdot NC} \cdot e^{-2.0 \cdot \left(\frac{PT_{long}}{PT} \right)} \right) \quad (4.114.b)$$

Donde:

h_o = Coeficiente externo en ($W / m^2 \cdot C$)

C_1 , C_3 , C_5 = Parámetros que corrigen de acuerdo a la geometría de la aleta

C_f = Espaciamiento de aleta (m)

NC = Número de camas

h = altura de aleta (m)

PT = Pitch transversal (m)

PT_{long} = Pitch longitudinal (m)

4.2.4.3 Coeficiente global

1. Coeficiente global de transferencia de calor en base al área aletada⁽³¹⁾

$$a'o = 3.14 \cdot Di \quad (4.115)$$

$$U = \frac{1}{\frac{1}{ho} + \left(\frac{1}{hi} \frac{Do}{Di} + R \cdot \frac{Do}{Di} \right) \frac{A_i + A_o}{a'o}} \quad (4.116)$$

Donde:

U = Coeficiente global de transferencia de calor en (W/ m²-C)
a'o = Area interna por ft de long de tubo liso

4.2.5 Comprobación de la propuesta

La Carga térmica removida Q_{TR} se calcula con la ecuación 4.50

$$Q_{TR} = U \cdot A_T \cdot LMTD$$

Donde:

Q_{TR} = Carga térmica removida (W)
U = Coeficiente global (W/m² °C)
A_T = Area de transferencia total (m²)

$$Abs|Q_D - Q_{TR}| < E \quad \text{ecuación 4.50}$$

Donde:

E = tolerancia = 1.0 E-4

Si no se cumple esta condición regresar al punto 1 de la sección 4.2.1 de la secuencia de cálculo para tubo aletado y proponer otra geometría para la aleta

4.2.6 Caída de Presión

En un recuperador de calor tipo caja la caída de presión es proporcional al número tubos por cama teniendo en cuenta la dirección del flujo. Para un haz de tubos aletados la caída de presión será ligeramente mayor que para un haz liso.

A continuación se presentan las correlaciones seleccionadas para este cálculo.

4.2.6.1 Lado Tubos.

Para el cálculo de la caída de presión se aplican las mismas correlaciones propuestas para tubo liso, ecuaciones 4.51 a la 4.59, correspondientes a los *Métodos de Babcock y Wilcox* (Babcock y Wilcox, 1975), al *Método 2* (Ganapathy V, 1984) y al *Método 3* (Ganapathy V, 1984).

⁽³¹⁾ Kem, 1950

4.2.6.2 Lado Ducto

Para calcular la caída de presión por lado ducto se proponen 2 métodos

A MÉTODO DE KERN ⁽³¹⁾.

El método de Kern considera aleta sólida transversal en el banco de tubos para el cálculo de la caída de presión.

1. Diámetro equivalente para Caída de Presión Dep

$$\text{Dep} = 4 \frac{V_L}{A_{\text{total}}} \quad (4.117)$$

$$V_L = (L \cdot A \cdot L_p) - \left(\frac{1}{4} \cdot D_o^2 \cdot L_T \cdot \frac{N_T}{N_C} \cdot N_C + \frac{\pi}{4} \cdot (D_i^2 - D_o^2) \cdot t \cdot \lambda \cdot 2 \cdot L_t \cdot \frac{N_T}{N_C} \cdot N_C \right) \text{ o bien}$$

$$V_L = (L \cdot A \cdot H) - \frac{\pi}{4} \cdot L_T \cdot N_T \cdot (D_o^2 + (D_i^2 - D_o^2) \cdot t \cdot \lambda) \quad (4.118)$$

Donde:

Dep = Diámetro equivalente para Caída de Presión (m)

V_L = Volumen unidad (m³)

L_D = Largo unidad (m)

A = Ancho unidad (m)

H = Altura unidad (m)

2. Factor de fricción

$$\text{Re} = \frac{\text{Dep} \cdot G_D}{\mu D \cdot 2.42} \quad (4.119)$$

Con este valor de Re y la ecuación siguiente se puede obtener f

$$f = 2.61 \times 10^{-3} - 2.077 \times 10^{-8} \cdot \text{Re} + 1.266 \times 10^{-13} \cdot \text{Re} - 3.21 \times 10^{-19} \cdot \text{Re} + 3.496 \times 10^{-25} \cdot \text{Re}^4 + 1.357 \times 10^{-31} \cdot \text{Re}^5$$

Dep = Diámetro equivalente para Caída de Presión (m)

Re = Número de Reynolds

f = Factor de fricción

$$3. \Delta P_D = \frac{f \cdot G_D^2 \cdot L_p}{5.22 \times 10^{10} (\text{Dep}) \cdot SG_D} \left(\frac{\text{Dep}}{\text{PT}/12} \right)^{0.4} \quad (4.120)$$

$$L_p = \text{PTlong} \cdot \text{NC} \quad (4.121)$$

Donde:

ΔP_D = Caída de Presión lado ducto (kPa)

f = Factor de fricción

⁽³¹⁾ Kern, 1950

L_p = Longitud de la trayectoria de flujo cruzado (m)

SG_D = Gravedad específica

L_p = Longitud de trayectoria de flujo cruzado (m)

B METODO ESCOA ⁽²¹⁾

La caída de presión para aletas sólidas o segmentadas está dada por:

$$\Delta P_D = \frac{(f + a) \cdot G_D^2 \cdot NC}{1.083 \times 10^9 \rho_D} \quad (4.122)$$

para arreglo en línea: $f = C_2 \cdot C_4 \cdot C_6 \cdot \frac{DoA}{D_o}$ (4.123)

para arreglo triangular: $f = C_2 \cdot C_4 \cdot C_6 \cdot \left(\frac{DoA}{D_o}\right)^{0.5}$ (4.123.a)

Aleta sólida:

$$C_2 = 0.07 + 8.0 \cdot Re^{-0.45} \quad (4.124)$$

Arreglo lineal

$$C_4 = 0.08 \cdot \left[0.15 \cdot \frac{PT}{D_o} \right]^{-1.1(h/Cf)^{0.15}} \quad (4.125.a)$$

$$C_6 = 1.6 - (0.75 - 1.5 \cdot e^{-0.7 \cdot NC}) \cdot e^{-0.2 \left(\frac{PT_{long}}{PT}\right)^2} \quad (4.126.a)$$

Arreglo triangular

$$C_4 = 0.11 \cdot \left(\frac{0.05 \cdot PT}{D_o} \right)^{-0.7} \left(\frac{h}{Cf} \right)^{0.23} \quad (4.125.b)$$

$$C_6 = 1.1 + \left[1.8 - 2.1 \cdot e^{-0.15 \cdot NC^2} \cdot e^{-2 \cdot \frac{PR_{long}}{PT}} \right] \quad (4.126.b)$$

Aleta segmentada:

Arreglo lineal

$$C_4 = 0.08 \cdot (0.15 \cdot PT / D_o)^{-1.1} \left(\frac{h}{Cf} \right)^{0.20} \quad (4.127.a)$$

$$C_6 = 1.6 - (0.75 - 1.5 \cdot e^{-0.7 \cdot NC}) \cdot e^{-0.2 \left(\frac{PT_{long}}{PT}\right)^2} \quad (4.128.a)$$

Arreglo triangular

$$C_4 = 0.11 - (0.05 \cdot PT / D_o)^{-0.7} \left(\frac{h}{Cf} \right)^{0.23} \quad (4.127.b)$$

⁽²¹⁾ Ganapathy, 1996

$$C6 = 1.1 + \left(1.8 - 2.1 \cdot e^{-0.15 \cdot NC^2} \cdot e^{-2 \cdot \frac{PT_{long}}{PT}} - (0.7 - 0.8 \cdot e^{-0.15 \cdot NC^2}) \cdot e^{-0.6 \cdot \frac{PT_{long}}{PT}} \right) \quad (4.128.b)$$

$$a = \left(\frac{1 + \beta}{4 \cdot NC} \right) \cdot \rho_D \cdot \left(\frac{1}{\rho_2} - \frac{1}{\rho_1} \right) \quad (4.129)$$

$$\beta = \left(\frac{A_{min}}{A \cdot L_T} \right)^2 \quad (4.130)$$

$$A_{min} = (2 \cdot NTC - 1) \cdot AD \cdot \lambda \cdot L_T \quad (4.131)$$

$$AD = PT_{long} \cdot (h + Cf) - (Do \cdot Cf + Df \cdot h) \quad (4.132)$$

Donde:

ΔP_D = Caída de presión lado ducto en (kPa)

f = Factor de fricción

A_{min} = Área de flujo mínima para los gases calientes (m^2)

A = Ancho de cama del banco de tubos (m)

$C_{2,}$ = Factor de corrección en función del No. de Reynolds

C_4 = Factor de corrección en función de la geometría del tubo

C_6 = Factor de corrección en función del arreglo del banco

C_f = Espaciamiento entre aletas (m)

D_f = Diámetro de tubo aletado (m)

D_o = Diámetro externo o Diámetro raíz del tubo aletado (m)

h = Altura de aleta (m)

L_T = Longitud de tubo (m)

NC = Número de camas

PT = Pitch transversal

PT_{long} = Pitch longitudinal

β = Factor de corrección por área libre de flujo

ρ_D = Densidad lado ducto a la temperatura promedio (kg/m^3)

ρ_1 = Densidad lado ducto a la temperatura de entrada (kg/m^3)

ρ_2 = Densidad lado ducto a la temperatura de salida (kg/m^3)

4.3 CÁLCULO DE SERPENTÍN

Como se mencionó en el capítulo 1 sección 1.1.3.7 un serpentín de recuperación consiste en una serie de tubos con conexiones, a continuación se muestra el cálculo del serpentín:

- 1) Con el diámetro exterior del tubo D_o se obtiene el área de flujo por tubo A_r o bien obtenerla mediante la ecuación 4.18

$$A_r = \frac{\pi}{4} \cdot D_i^2$$

2) Obtener la masa velocidad con la ecuación 4.19

$$Gt = \left[\frac{Wt}{A_{ft} \cdot NP} \right]$$

3) Calcular el área de transferencia requerida A_t

$$A_t = \frac{Q_D}{U \cdot LMTD}$$

4) Conocer la superficie externa por pie lineal, SE

5) Calcular los tramos requeridos, TR de con la ecuación:

$$TR = \frac{A_t}{SE \cdot Lt} \quad (4.132)$$

Donde:

- A_t = área total de transferencia de calor requerida (m^2)
- A_{ft} = Area de flujo por tubos (m^2)
- Gt = Masa velocidad del fluido lado tubos ($kg/s \ m^2$)
- Q_D = Carga térmica lado ducto (W)
- SE = Superficie externa por pie lineal (m^2/m)
- TR = Tramos rectos
- U = Coeficiente global de transferencia de calor ($W/ m^2 \cdot ^\circ C$)
- Wt = Gasto lado tubos (kg/s)

4.4 QUEMADOR SUPLEMENTARIO

El quemador suplementario es comúnmente usado en las turbinas de gas en plantas de ciclo combinado para generar vapor desde la caldera de recuperación. En algunos casos se usa para elevar la temperatura de entrada de los gases exhaustos antes de ingresar al recuperador de calor en un sistema de calentamiento de aceite térmico.

El quemador suplementario eleva la temperatura de los gases exhaustos a $927^\circ C$, antes de entrar al recuperador de calor.

En éste trabajo se considerará que los gases exhaustos pueden calentarse hasta una temperatura máxima de $927^\circ C$ ⁽¹²⁾ con ello se obtiene $H_2 = f(T_2)$ y los demás parámetros asociados. La temperatura a la que se calientan los gases en el quemador suplementario se considerarán como un dato conocido. La figura 4.3 muestra este planteamiento.

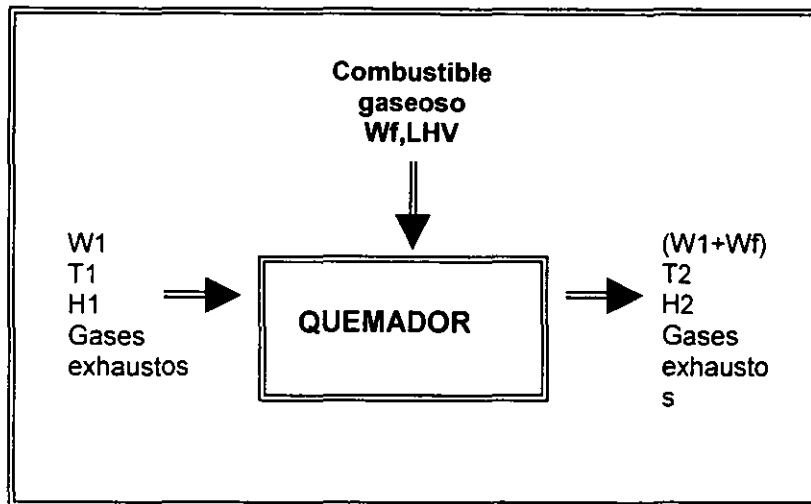


Figura 4.3 Quemador Suplementario

El balance de energía para este proceso está expresado por la siguiente ecuación ⁽¹²⁾

$$Q_{\text{FUEL}} = \frac{W_1 \cdot C_p \cdot T}{\eta_c} \quad (4.133)$$

o bien

$$Q_{\text{FUEL}} = W_1 \cdot (H_2 - H_1) \quad (4.134)$$

Para obtener la entalpía del gas después de la combustión se tiene la siguiente ecuación

$$H_2 = \frac{W_1 \cdot H_1 + W_f \cdot \text{LHV}}{W_f + W_1} \cong H_2 [f(T_2)] \quad (4.135)$$

$$W_{\text{FUEL}} = \frac{Q_{\text{FUEL}}}{\text{LHV}} \quad (4.136)$$

Donde:

Q_{FUEL} = Carga térmica del combustible (kJ/s)

H_1 = Entalpía de la mezcla a la entrada (J/kg)

W_1 = Gasto de las gases exhaustos y aire del quemador (kg/s)

W_f = Gasto del combustible alimentado (kg/s) = Q/LHV

LHV = Valor más pequeño de calentamiento del combustible (J/kg)

H_2 = Entalpía de la mezcla a la salida del quemador (J/kg)

η_c = Eficiencia de combustión = 0.98

⁽¹²⁾ Ganapathy, 1984

CAPITULO 5

DESARROLLO DEL PROGRAMA DE COMPUTO

Después de haber descrito la metodología de cálculo propuesta para los recuperadores de calor tipo caja, a partir de las correlaciones y métodos de evaluación expuestos en el capítulo 4, se presentan a continuación los algoritmos y la lógica de programación para el desarrollo del programa de simulación.

Para el desarrollo del programa se utilizó el lenguaje de programación Fortran 90 por considerarse un lenguaje moderno y de aplicación científica, dando lugar al programa; "SRCSC" (Simulador de Recuperadores de Calor en Sistemas de Calentamiento).

Con este alcance, el capítulo describe la estructura del programa de acuerdo con la secuencia de cálculo mostrada anteriormente, tanto para tubo liso como aletado e incluso la combinación de ambos, se presenta también la estructura y algoritmos del programa, así como la descripción de los datos de entrada requeridos para la ejecución del "SRCSC".

5.1 GENERALIDADES

En los últimos 20 años el diseño y operación de procesos químicos ha tomado cambios importantes, ya que ahora existen herramientas muy avanzadas que permiten disponer de programas de cálculo de gran capacidad realizando análisis más realistas y detallados con esfuerzos y costos menores, haciendo posible también el uso de nuevas técnicas e implementándose así métodos matemáticos avanzados, a dichas técnicas se les conoce como "análisis de proceso", "ingeniería de sistemas" o bien "simulación".

Esto ha permitido la creación de paquetes de simulación muy avanzado y amigables para el usuario. Entre las compañías más conocidas que se dedican a la creación de éste tipo de software esta Aspen Technology Inc, con su paquete ASPEN/PLUS; quienes gozan de cierto prestigio, también se encuentra HYSIM y HYSYS de Hyprotech, Ltd; y PRO/II de Simulation Sciences. Inc; y una gran lista de compañías las cuales se pueden consultar en el *Chemical Process Software Guide*, publicada anualmente por AIChE.

El campo de aplicación de éstos simuladores destacan 3 casos: el diseño, chequeo y la simulación.

Diseño: En el diseño se crea un "nuevo" equipo, es decir un nuevo recuperador de calor, pues es la determinación de todos los parámetros de construcción a partir de las condiciones de proceso considerando restricciones físicas y de operación como son caídas de presión y dimensiones máximas, etc. ⁽⁴⁵⁾.

Chequeo: El chequeo es una evaluación termo-hidráulica del recuperador de calor, éste determinara el comportamiento del equipo y estará completamente especificado térmica y geoméricamente para unas condiciones de operación requeridas ⁽⁴⁵⁾.

Simulación: La simulación consiste en la determinación de las condiciones finales de operación de un recuperador completamente especificado a partir de las condiciones iniciales de operación y de la geometría del equipo.

Entre los parámetros a determinar se tienen: temperatura de salida, caídas de presión de las corrientes, coeficientes de película, coeficientes globales, cargas térmicas a transferir, etc. ⁽⁴⁵⁾.

5.2 SECUENCIA DE CÁLCULO PROPUESTA.

Se ha hecho una selección de los métodos propuestos en el capítulo 4 para la evaluación de los coeficientes de película y las caídas de presión, escogiendo los más actuales y completos en cuanto al número de parámetros geométricos, de tal manera que se desarrolla una secuencia de cálculo completa y rigurosa.

A continuación se hace la descripción de dicha secuencia de cálculo mencionando los parámetros y ecuaciones utilizadas:

⁽⁴⁵⁾ Teopa.1994

5.2.1 DISEÑO TÉRMICO SIN QUEMADOR SUPLEMENTARIO

Primero se debe definir el tipo de tubo que se usará en el diseño

5.2.1.1 SECUENCIA DE CÁLCULO CON TUBO LISO

Para tubo liso se tienen los siguientes pasos:

1. Primeramente se calcula la carga térmica de la corriente fría y caliente Q_T y Q_D con las ecuaciones 4.1.
2. El siguiente paso es obtener el perfil de temperatura LMTD que se obtiene a partir de la ecuación 4.3

3. Es necesario conocer la geometría del equipo, es decir el número de tubos por paso NTP, el número de tubos NT, el número de pasos NP, el número de tubos por cama NTC, y el número de camas NC, el diámetro exterior D_o , el diámetro interior D_i , la longitud de tubos L_t , la longitud del equipo L_D y el ancho del equipo AC, pitch transversal PT, y pitch longitudinal PT_{long} .

Con estos datos se pueden calcular las áreas:

- a) Área total A_t , a partir de la ecuación 4.50 se despeja el área total de transferencia de calor.
 - b) Con la ecuación 4.7 se obtiene el área de paso del ducto A_{paso} .
 - c) El área de flujo por tubo A_{ft} se puede obtener con la ecuación 4.18.
 - d) El área de transferencia por tubo A_{tt} que para tubo liso se obtiene con la ecuación 4.8
 - e) Y el área del ducto A_D se calculará con la ecuación 4.46
 - f) El área libre de paso A_{lp} se calcula con ayuda de la ecuación 4.135
4. La velocidad promedio del aceite V_t se puede obtener con la fórmula 4.19.a.
 5. Una vez que se han calculada las áreas y la velocidad promedio el siguiente paso es obtener la masa velocidad del aceite térmico G_t usando la ecuación 4.19.
 6. Se calcula el coeficiente de película h_i y la caída de presión ΔP_t para el aceite térmico con la ecuación 4.41 y la ecuación 4.60.
 7. Para obtener la masa velocidad para los gases exhaustos G_D se usa la ecuación 4.16 y enseguida se calcula también la velocidad promedio del gas V_D con la ecuación 4.17.
 8. El diámetro equivalente D_e , se obtiene con ayuda de la ecuación 4.22 para arreglo en línea y la ecuación 4.23 para arreglo triangular, una vez calculado el diámetro equivalente se puede obtener el número de Reynolds Re con la ecuación 4.24.
 9. El coeficiente de película para los gases exhaustos h_o se calcula con la ec. 4.28 para arreglo en línea y con la ec. 4.29 para arreglo triangular y la caída de presión para gases ΔP_D se obtiene con la ec. 4.62.
 10. Una vez que se han calculado los coeficientes de película para ambas corrientes se puede obtener el coeficiente global U con la ecuación 4.116

11. La carga térmica Q_{TR} se calculará con la ec. 4.50.

5.2.1.2 SECUENCIA DE CÁLCULO CON TUBO ALETADO

De igual forma que para tubo liso se calcula la carga térmica para la corriente fría, aceite térmico, ec 4.2. La LMTD se obtendrá también con la ecuación 4.3

1. Con la geometría del equipo: número de tubos por paso, NTP, número de tubos, NT, número de pasos, NP, número de tubos por cama, NTC, número de camas, NC, diámetro externo del tubo, D_o , diámetro interno, D_i , Longitud de tubo L_t , longitud de ducto, L_D y ancho de cama, AC, pitch transversal, PT, pitch longitudinal, PT_{long} se obtienen las áreas del equipo:
 - a) Area aletada A_f .
Para aleta sólida el área aletada se obtiene con la ecuación 4.71
Para aleta segmentada se hace uso de la ecuación 4.72.
 - b) Area por espesor de aleta A_{th} .
Para aleta sólida el área aletada se calcula con la ecuación 4.72
Para aleta segmentada el área aletada se calcula con la ecuación 4.74
 - c) Area de transferencia por tubo A_{ft} .
Con el área aletada, el área por espesor de tubo y el área de tubo liso se puede obtener al área de transferencia por tubo A_{ft} mediante la ecuación 4.75.
 - d) Area total A_{TOTAL} .
Con el área aletada, el área por espesor de tubo, el área de tubo liso, la longitud de tubo y el número de tubos se calcula el área total del equipo haciendo uso de la ec. 4.76.
2. De igual forma que para tubo liso el siguiente paso será resolver el recuperador para el lado del aceite térmico obteniendo la velocidad promedio V_t , la masa velocidad G_t , el Coeficiente de película h_i y la caída de presión ΔP_t con las ecuaciones ya mencionadas en los puntos 4, 5 y 6, sección 5.1.1.1.
3. La masa velocidad para los gases exhaustos G_D se calcula con el área de obstrucción $A_{obstrucción}$, ecuación 4.106, el pitch transversal PT y número de tubos por cama NTC usando la ecuación 4.107.
4. Se calcula el perímetro proyectado de la aleta P_p y el espaciamiento de aleta C_r y el diámetro equivalente D_e con las ecuaciones 4.79, 4.95 y 4.108. El número de reynolds Re se calculará con la ec 4.82.
5. Seguido de esto se puede obtener el coeficiente de película para los gases exhaustos h_o con el método de ESCOA Corp ⁽²¹⁾. pues es un método bastante completo y riguroso en su cálculo. el cual esta en función básicamente de la geometría del tubo (D_o , D_i), de la geometría de aleta de acuerdo a los parámetros C1, C3, y C5, y de la temperatura promedio de la corriente T_D así como de la temperatura promedio de aleta T_{fa} .

(21). Ganapathy, 1996

Temperatura promedio de aleta T_{fa} , y parámetros C1, C3, y C5

Aleta sólida:

- a) La temperatura promedio de aleta sólida T_{fa} esta en función de la temperatura en la base de la aleta T_b ecuación 4.97 y de la temperatura en la punta de la aleta T_{fin} ecuación 4.99. La temperatura promedio de aleta se obtiene mediante la ec. 4.107
- b) Parámetros C1, C3, y C5. Estos parámetros corrigen de acuerdo a la geometría de la aleta y dependiendo del arreglo de los tubos podrán ser calculados. C1 se puede conocer con la formula 4.110

Arreglo lineal. Los parámetros C3, y C5 se conocerán a través de las formulas 4.111.a y 4.112.a.

Arreglo triangular. Para este caso C3, y C5 se calculan con ayuda de las ecuaciones 4.111.b y 4.112.b.

Aleta segmentada:

- c) De igual forma la temperatura promedio de aleta solida T_{fa} esta en función de la temperatura en la base de la aleta T_b y de la temperatura en la punta de la aleta T_{fin} las cuales se obtendrán con ayuda de las ecuaciones 4.105, para T_{fa} , y las ecuaciones 4.97 y 2.100 para T_b y T_{fin} respectivamente.
- d) Parámetros C1, C3, y C5. Para obtener C1 se usa también la ec. 4.112. Para aleta segmentada C3, y C5 se calculan de diferente manera que para aleta sólida por lo tanto las ecuaciones serán:

Arreglo lineal. Los parámetros C3, y C5 se obtienen con las formulas 4.116.a y 4.117.a.

Arreglo triangular. C3, y C5 se calculan con ayuda de las ecuaciones 4.116.b y 4.117.b.

Habiendo considerado los puntos anteriores se puede obtener el coeficiente individual para los gases h_o mediante la fórmula 4.111 ya sea para aleta sólida o bien segmentada, según sea el caso.

6. De igual forma que el coeficiente de película la caída de presión ΔP_D se obtendrá mediante el método de ESCOA Corp ⁽²¹⁾, pues es un método riguroso. La caída de presión para este caso está en función de la masa velocidad G_D , del número de camas NC, de un factor "a" y básicamente del factor de fricción f que es el de interes pues para su cálculo se requiere de los parámetros C2, C4 y C6 los cuales corrigen de acuerdo a la geometría del tubo y de la aleta, y que también de acuerdo al arreglo de los tubos serán calculados. C2 se puede obtener con la ecuación 4.124.

Aleta sólida:

- a) Arreglo lineal: el valor de C4 y C6 se conoce con las ecuaciones 4.125.a y 4.126.a
- b) Arreglo triangular: mediante las ecuaciones 4.125.b y 4.126.b se conocen C4 y C6.

⁽²¹⁾ Ganapathy, 1996

Aleta segmentada:

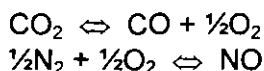
- c) Arreglo lineal: en este caso C4 y C6 se obtienen a partir de las ecuaciones 4.127a y 4.128a
- d) Arreglo triangular: con las ecuaciones 4.127.b y 4.128.b se conocen C4 y C6.
7. De igual forma que para tubo liso el coeficiente global U se puede conocer con el uso de la ecuación 4.1168.
8. Por último la carga térmica Q_{TR} se obtiene con la ecuación 4.50.

5.2.2 CÁLCULO INTERNO DE PROPIEDADES TERMOFÍSICAS

Las propiedades termofísicas de los gases exhaustos y de los aceites térmicos son calculadas por el programa a las temperaturas requeridas por la simulación. Las correlaciones necesarias para calcular el calor específico, conductividad térmica, densidad y viscosidad requeridas se muestran en el Anexo C. Esto permite un cálculo más exacto de los coeficientes de transferencia de calor y por lo tanto de la carga térmica a lo largo de toda la corriente fría o caliente o bien en todos los puntos de análisis del banco de tubos.

5.2.2.1 Composición de los gases exhaustos:

Se ha supuesto que la temperatura de entrada a la turbina (es decir a la salida de la combustión) no exceda los 1500°C, por lo tanto las reacciones de equilibrio en la corriente de gases exhaustos serán ⁽³⁸⁾



Componente	Fracción
N ₂	0.7326
O ₂	0.1401
H ₂ O	0.09852
CO ₂	0.02787
NO	0.8848E-3
CO	0.1295E-6

⁽³⁸⁾ Rodríguez, T.M., 1999

5.3 ESTRUCTURA DEL PROGRAMA

El programa esta estructurado de acuerdo a la figura 5.1 y consta de 5 modulos *Caida_de_Presion*, *Coefficientes_pelicula*, *Correlation_heat_recov*, *Metod_secante*, *Mod_Prop_Fisicas*. Cada uno de éstos modulos están constituidos por subrutinas, a continuación se describirán cada una de éstos.

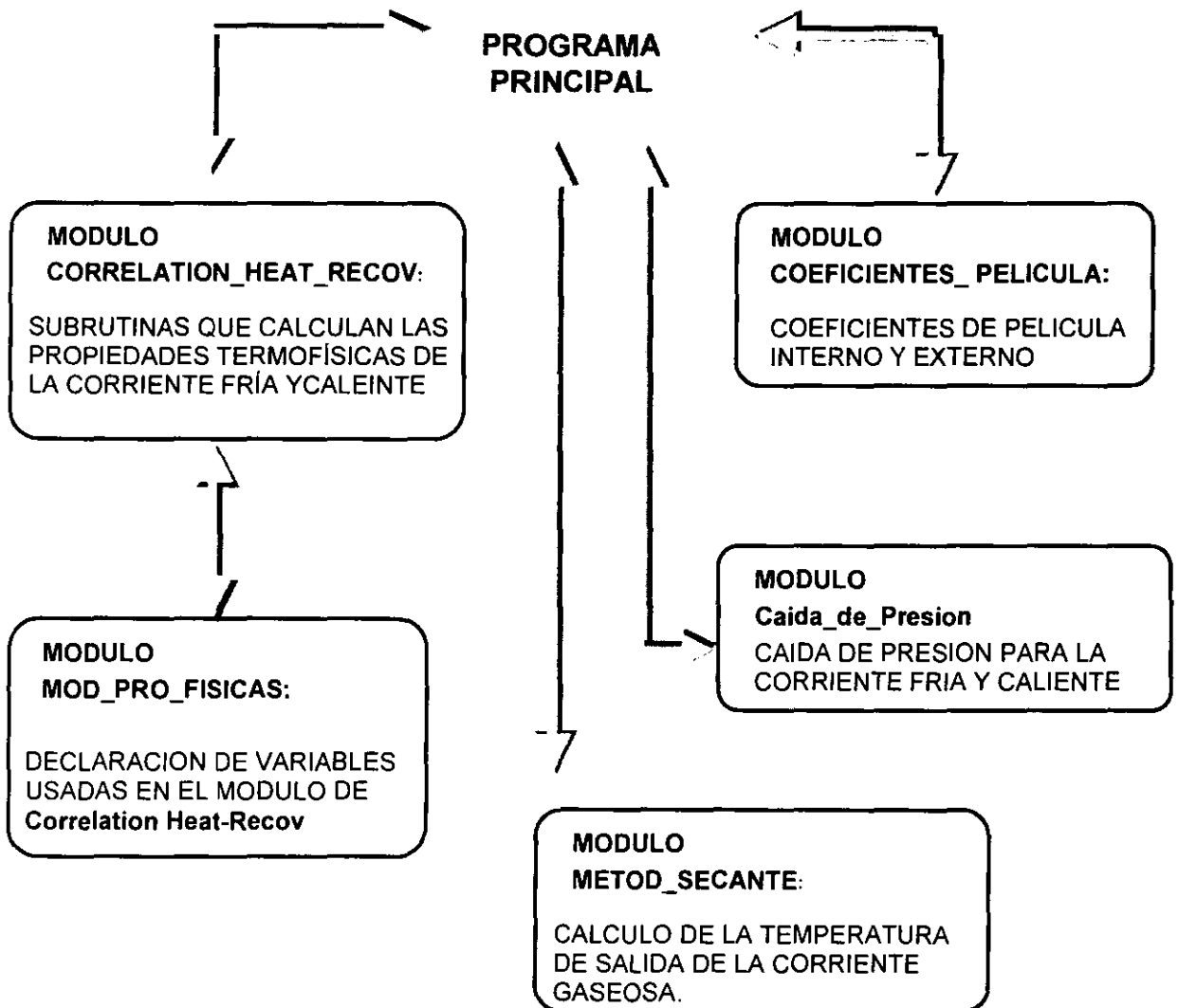


Figura 5.1. Estructura del Programa Principal.

5.3.1 MÓDULO CORRELATION_HEAT_RECOV

Este módulo contiene 11 subrutinas con las cuales se calculan las propiedades termofísicas para la corriente de los gases exhaustos y del aceite térmico. Este módulo usa el módulo de Mod_Prop_Fisicas en el cual se encuentran declaradas las variables usadas en Correlation_heat_recov, se ha decidido crear éste modulo por la "complejidad" al declarar algunas de las variables, a diferencia de la forma ordinaria donde todas las variables son declaradas en la misma subrutina.

Subrutina	Función
Cp_Aceite_T	Calor específico del aceite térmico
Den_Aceite_T	Densidad del aceite térmico
K_Aceite_T	Conductividad térmica del aceite térmico
Vis_Aceite_T	Viscosidad del aceite térmico
ICp_Aceite_T	del aceite térmico
Cp_gasexhaust	Calor específico de los gases exhaustos
Den_gasexhaust	Densidad de los gases exhaustos
K_gasexhaust	Conductividad térmica de los gases exhaustos
Vis_gasexhaust	Viscosidad de los gases exhaustos
ICp_gasexhaust	Cambio de entalpía desde T ₁ hasta T ₂ de los gases
Set_up_cp_coeff_table	Constantes necesarias para calcular las propiedades termofísicas de las corrientes.

5.3.2 MÓDULO METOD_SECANTE

En este módulo se encuentra la subrutina Metodo_secante mediante la cual se calcula la temperatura con la que salen los gases del recuperador de calor. Para conocer tal temperatura se programo un proceso iterativo conocido como método de la secante.

Partiendo de:

$$Q_t = W_t \cdot E_{rc} \cdot (h_2 - h_1) \quad (5.1)$$

despejando h₂

$$h_2 = h_1 - \left(\frac{Q_t}{W_t \cdot E_{rc}} \right) \quad (5.2)$$

igualando a cero, tenemos la función que describe el problema.

$$f(t) = h_2 - \left(h_1 - \frac{Q_t}{W_t \cdot E_{rc}} \right) = 0 \quad (5.3)$$

Para el aceite:

$$f(t) = h_2 - \left(h_1 + \frac{Q_t}{W_t \cdot E_{rc}} \right) = 0 \quad (5.4)$$

El método de la secante esta definido de la siguiente forma:

$$X_N = X_{UP} - f(X_{UP}) \cdot \left(\frac{(X_{UP} - X_{LOW})}{f(X_{UP}) - f(X_{LOW})} \right) \quad (5.5)$$

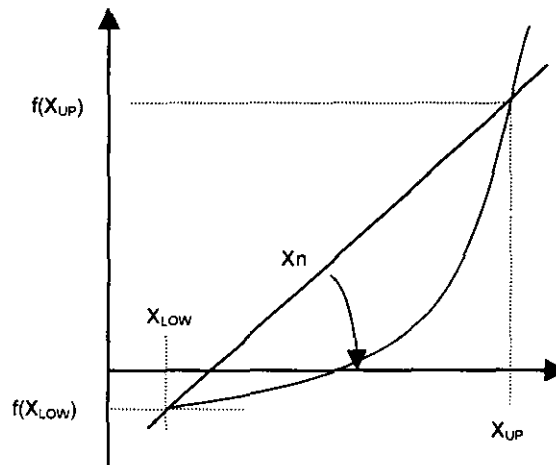


Figura 5.2 Método de la Secante

Donde se tiene:

$$T_N = T_{UP} - f(T_{UP}) \cdot \left(\frac{(T_{UP} - T_{LOW})}{f(T_{UP}) - f(T_{LOW})} \right) \quad (5.6)$$

Donde:

T_N = Es la nueva temperatura calculada, es decir la temperatura de salida del gas.

El método comienza con dos puntos los cuales deben ser supuestos, T_{UP} y T_{LOW} de modo que $f(T_{UP})$ y $f(T_{LOW})$ sean de signo opuesto, siendo ésta la condición.

En la siguiente iteración T_{UP} tomará el valor de T_N , y T_{LOW} será igual a T_{UP} .

Se aplicará el método hasta que T_{UP} y T_{LOW} sean iguales con una tolerancia de $1E-4$.

5.3.3 MÓDULO COEFICIENTES_PELICULA

Este módulo contiene las subrutinas necesarias para el cálculo de los coeficientes de película interno y externo en un banco de tubos lisos y tubos aletados.

Subrutina	Función
Coeficiente_aceite	Coeficiente de película interno, h_i
Coeficiente_gasexhaus	Coeficiente de película externo h_o en un banco de tubos lisos.
Coeficiente_gas_aletado	Precálculo del coeficiente de película externo h_o , en un banco de película aletado
Coeficiente_tubo_aletado	Coeficiente de película externo h_o , en un banco de película aletado

5.3.4 MÓDULO CAIDA_DE_PRESION

Aquí se encuentran las subrutinas que obtendrán la caída de presión para la corriente fría, el aceite térmico, la corriente caliente, gases exhaustos, en un banco de tubos liso y aletado.

Subrutina	Función
Presion_Aceite	Caída de presión lado tubos, ΔP_t .
Presion_gasexhaus	Caída de presión lado ducto en un banco de tubos lisos, ΔP_D .
Caída de presión lado ducto en un banco de tubos lisos, ΔP_D .	Caída de presión lado ducto en un banco de tubos aletado, ΔP_D .

5.3.5 MODULO DE PROPIEDADES FISICAS

Como ya se mencionó en el punto 5.3.1 en este modulo se encuentran declaradas las constantes usadas en el modulo de Correlation_heat_recov, decidiendo crear este modulo por la complejidad al declarar algunas de las variables, a diferencia de la forma ordinaria donde todas las variables son declaradas en la misma subrutina.

5.4 LOGICA DEL PROGRAMA

En la figura 5.3 se muestra de manera general el algoritmo de cálculo bajo el cual funciona el programa representando mediante un diagrama de bloques, los pasos más importantes de la secuencia del programa. De acuerdo a esta figura uno de los primeros pasos del programa es pedir la opción de realizar el cálculo con o sin quemador suplementario.

El 2º paso es el cálculo de las condiciones de proceso a la salida del recuperador es decir de la temperatura de salida de la corriente gaseosa, T_2 .

El programa calcula las areas de flujo y el área total de transferencia de calor así como las velocidades promedio de las corrientes caliente y fría.

En seguida se calculan los coeficientes de película interno y exteno así como las caídas de presión para el lado del ducto y el lado de los tubos.

Por último se calcula el coeficiente global de transferencia de calor para finalmente obtener la carga térmica.

Para mayores detalles ver Anexo C.

A continuación se hace una descripción más detallada del algoritmo del programa de acuerdo a la figura 5.3.

1. El primer paso es la alimentación de los datos necesarios para que pueda ser ejecutado el programa, estos datos se presentan en la tabla 5.1, de acuerdo a la nomenclatura usada por el programa, el cual usa una nomenclatura bastante accesible.
2. El programa pide la opción de hacer la simulación con o sin quemador suplementario.

3. El siguiente paso es el cálculo de las propiedades termofísicas y del cambio de entalpía para la corriente del aceite térmico. Esto se hará mediante el uso de las subrutinas: Cp_Aceite_T, ICp_Aceite_T, Den_Aceite_T, K_Aceite_T, Vis_Aceite_T.
4. Con la entalpía se obtiene la carga térmica del aceite, Q_T .
5. Con la carga térmica del aceite, Q_T y mediante el uso de la subrutina Metodo_secante se obtendrá la temperatura de salida del gas T_2 .

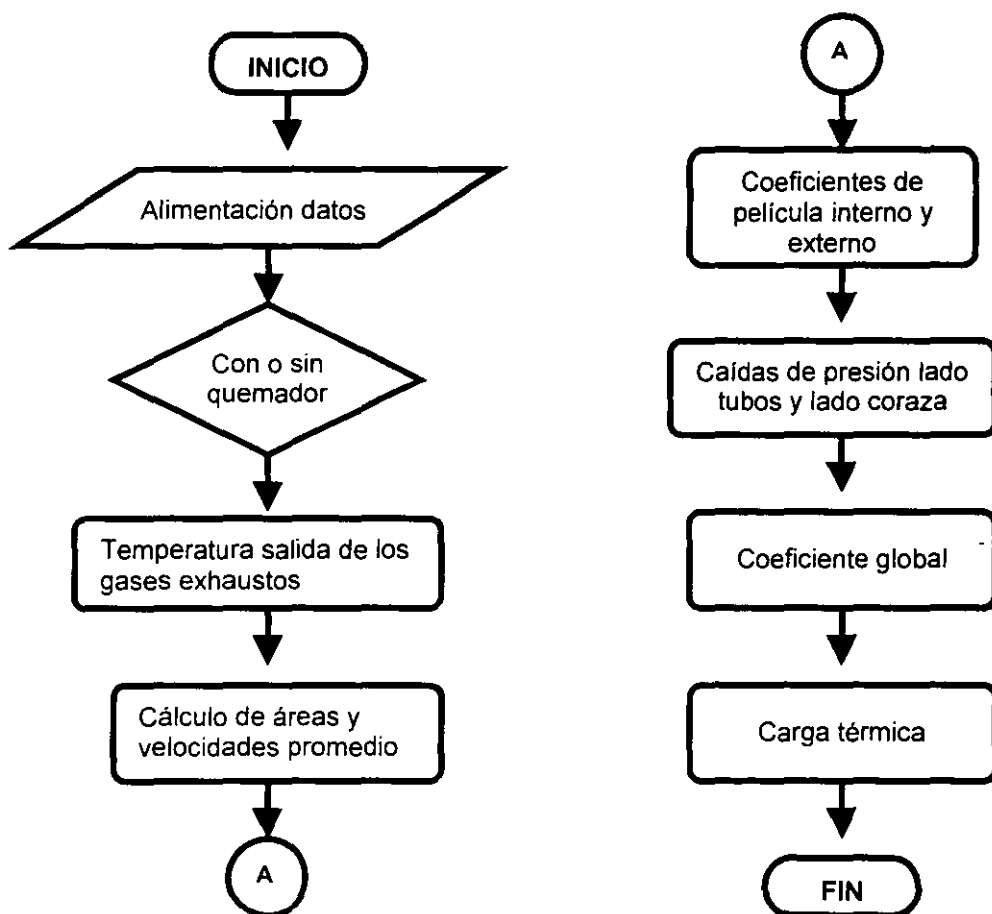


Figura 5.3. Algoritmo General de Cálculo

Tabla 5.1. Datos de Alimentación al Programa

Descripción	Variable del programa	Variable según texto	Unidades
Condiciones de operación			
Nombre de la corriente caliente	Corriente_caliente		
Nombre de la corriente fría. Se podrá Escoger entre 3 tipos de aceites: Dowtherm – G, Dowtherm – Q Y Alquilarilo pesado.	Corriente_fria		
Flujo másico de los gases exhaustos	Wgas	W _D	Kg/s
Flujo másico del aceite térmico.	Woil	W _t	Kgs
Temperatura de entrada de los gases exhaustos.		T ₁	°C
Temperatura de entrada y salida del aceite térmico		t ₁ t ₂	°C
1 ^a y 2 ^a aproximación de la temperatura de salida de los gases			
Número de iteraciones para calcular la temperatura de salida de los gases.			
Presión de entrada de los gases	P	P	kPa
Tipo simulación: con ó sin quemador			
Geometría del equipo			
Diámetro exterior del tubo	De	Do	m
Ancho del ducto	Di	Di	m
Longitud del ducto	AC	A	m
Longitud del tubo	Ld	L _D	m
Arreglo del haz de los tubos	Lt	L	m
Pitch transversal y longitudinal	Arreglo del haz		
Tipo de tubo: liso, aletado o una combinación de ambos.		PT, PT _{long}	m
Número de tubos, número de paso, número de camas.		NT, NP, NC	
Altura de la aleta	Altura_aleta	h	m
Frecuencia de aleta	Dens_aleta	λ	m
Espesor de aleta	Espesor_aleta	t	m
Tipo de aleta: sólida o segmentada	Tipo_aleta		
Ancho del segmento de la aleta	W		m
Material de la aleta			
Vector que da la fracción mol de los 6 componentes que forman los gases exhaustos	Y_comp(1...6)		Fracción mol

- Una vez definidas las temperaturas de entrada y salida del gas, T₁ y T₂, y del aceite, t₁ y t₂, se calcula la LMTD.
- Se obtienen las propiedades termofísicas y el cambio de entalpía para la corriente caliente con ayuda de las subrutinas ICp_gasexhaust, Cp_gasexhaust, Den_gasexhaust, K_gasexhaust, Vis_gasexhaust.
- Con el cambio de entalpía el programa calculará la carga térmica removida desde la corriente gaseosa, Q_D.

Los siguientes puntos describen la obtención de las áreas de flujo, así como las áreas necesarias para el dimensionamiento del equipo como son el área de tubo, el área del ducto,

etc y la geometría del equipo, número d tubos por paso, número de tubos por cama y el numero de camas:

9. En este punto se obiene el Area de paso, A_{paso} .
10. Area de flujo por tubo, A_{ft} .
11. Area del ducto, A_{TD} .
12. El programa pide el tipo de tubo: liso, aletado o ambos.

A. Tubo liso:

13. El área de transferencia por tubo, A_{tt} , es calculada por el programa.

B. Tubo aletado:

Para el caso de tubo aletado el programa hace el cálculo del área aletada, área de tubo liso y del área por espesor de aleta de acuerdo al tipo de aleta antes de obtener el area de transferencia por tubo, A_{tt} :

14. El programa pide el tipo de aleta: sólida o segmentada.

Aleta sólida:

15. Area de tubo aletado, A_r .
16. Area por espesor de aleta, A_{th} .
17. Area de tranferencia por tubo, A_{tt} .

Aleta segmentada:

18. Area de tubo lisa, A_o .
19. Area de tubo aletado, A_r .
20. Area de tranferencia por tubo, A_{tt} .

C Tubo liso y tubo aletado

En el caso de que el recuperador de calor cuente con tubo liso y aletado, el programa calculará las areas de los dos tipos de aletado, desde el punto 13 hasta el 20 y las sumará para obtener el área de transferencia por tubo, A_{tt} .

21. Una vez calculada el área de transferencia por tubo A_{tt} , ya sea para tubo liso o aletado o bien para ambos tipos de tubo se podrá calcular el área total de transferencia de calor A_t
22. Cálculo del número de tubos por paso, NTP, el cual esta en función de A_{ft} y A_{paso} .
23. En este punto se obtendran el número de tubos por cama, NTC y el número de camas NC.

El programa empezará a resolver el recuperador de calor por el lado de los tubos mediante el cálculo del coeficiente de película y de la caída de presión, posteriormente lo hará por el lado de la coraza.

Una vez que se obtienen los coeficientes de película se procede a conocer la carga térmica necesaria para cumplir con las condiciones de proceso necesarias para el calentamiento del aceite térmico.

LADO TUBOS:

24. Cálculo de la masa velocidad del aceite térmico, G_t , y de la velocidad promedio lado tubos, V_t .
25. Obtención del número de reynolds para el aceite térmico, Re .
26. Coeficiente de película para el aceite térmico, h_i , para conocer el coeficiente de película el programa hace uso de la subrutina Coeficiente_aceite.
27. Caída de presión lado tubos, ΔP_t , para obtener este valor se hace uso de la subrutina Presion_Aceite.

LADO CORAZA:

28. En este paso el programa pedirá el tipo de tubo

A. Tubo liso:

29. El programa obtiene el valor de el área libre de paso Alp .
30. Con el Alp se puede obtener la masa velocidad de gases en el lado del ducto, G_D , y enseguida se conoce también la Velocidad promedio por fuera de tubos, V_D .
31. Se calculan las propiedades termofísicas a la temperatura de pared mediante las subrutinas $Cp_{gasexhaust}$, $Den_{gasexhaust}$, $K_{gasexhaust}$, $Vis_{gasexhaust}$, para obtener el valor del Pr_w y el valor del Pr_D a la temperatura promedio del gas.
32. El programa pedirá el tipo de arreglo para los tubos

Arreglo lineal o triangular:

Ya sea que se escoga arreglo lineal o triangular el programa calculará las siguientes variables:

33. Obtención del diámetro equivalente De .
34. Obtención del número de reynolds para la corriente gaseosa, Re .
35. En este paso se obtiene el coeficiente de película para los gases exhaustos mediante el uso de la subrutina Coeficiente_gasexhaus.
36. Factor de fricción, f .
37. Con ayuda de la subrutina Presion_gasexhaus se obtiene la caída de presión ΔP_D para la corriente gaseosa sobre un haz de tubo liso.

B. Tubo aletado:

Para tubo aletado el programa calculará las siguientes variables

38. Area de obstrucción, $A_{\text{obstrucción}}$, la cual esta en función de la densidad de aleta, λ del espesor de la aleta, t , y de la altura de la aleta, h .
39. Una vez calculada el área de obstrucción se puede calcular la masa velocidad del gas G_D .
40. Calculo del perimetro proyectado de la aleta, P_p y del espaciamento entre aletas, C_r .
41. En este paso el programa obtendrá la temperatura en la base de la aleta, T_b .
42. El programa pide el tipo de aleta:

Aleta sólida:

43. Diámetro equivalente, D_e , el cual esta en función del área aletada A_r , del área de tubo liso, A_o y del área por espesor de aleta, A_{th} .
44. Una vez calculado el diámetro equivalente, D_e se puede obtener el número de reynolds, Re .
45. Se hace un precálculo del coeficiente de película con ayuda de la subrutina Coeficiente_gas_aletado. Debido a la necesidad de hacer un supuesto del coeficiente de película para poder calcular la temperatura de la aleta, T_f se prefiere conocerlo mediante el uso de un método rápido, el método de Robinson and Briggs ⁽¹²⁾.
46. Temperatura de aleta, T_{fin} , la cual esta en función de la temperatura en la base de la aleta, T_b , de la temperatura promedio del gas T_D y del coeficiente de película interno, h_i .
47. Temperatura promedio de aleta, T_{fa} .

Debido a que se usan las correlaciones desarrolladas por ESCOA Corp ⁽²¹⁾ para obtener el coeficiente de película y la caída de presión, es necesario calcular los parámetros por corrección: C_1 , C_2 , C_3 , C_4 , C_5 y C_6 .

48. En este paso se calcula el parámetro C_1 el cual esta en función del número de reynolds Re , éste valor se calcula para arreglo en línea y triangular.
49. El programa pide el tipo de arreglo para poder conocer los siguientes parámetros y finalmente calcular el coeficiente de película lado ducto.
50. Este punto calculará para arreglo en línea y triangular los parámetros C_3 y C_5 los cuales son factores de corrección por variación de geometría. C_3 que está en función de la altura de la aleta, h , y del espaciamento de aleta C_r , y C_5 está en función del número de camas, NC .

⁽¹²⁾ Ganapathy

⁽²¹⁾ Ganapathy

Aleta segmentada:

51. De igual forma que para aleta sólida se debe obtener el diámetro equivalente, D_e , que dependerá del área aletada A_f , del área de tubo liso, A_o y del área por espesor de aleta, A_{th} .
52. Una vez calculado el diámetro equivalente, se obtiene el número de reynolds, Re .
53. El programa nuevamente hará un precálculo del coeficiente de película, mediante el método de Robinson and Briggs ⁽¹²⁾, esto como se menciona en el punto 46 es para evitar hacer una mala suposición de éste valor. Se hace uso de la subrutina Coeficiente_gas_aletado, que ahora obtendrá un coeficiente de película sobre un banco de tubos con aleta segmentada.
54. Con el valor del coeficiente de película lado ducto, de la temperatura en la base de la aleta, T_b y de la temperatura promedio de la corriente gaseosa, T_D el programa podrá calcular la temperatura de la aleta segmentada T_f .
55. El siguiente paso es conocer el valor de la temperatura promedio de aleta, T_{fa} .

En este caso donde el programa calcula para aleta segmentada también se hará uso de las correlaciones desarrolladas por ESCOA Corp ⁽²¹⁾. En tal caso también es necesario calcular los factores de corrección C1, C2, C3, C4, C5 y C6.

56. El programa calcula el factor C1 para aleta segmentada, dicho factor está, como ya se menciona en el punto 49, en función del número reynolds Re .
57. En este paso el programa pide el tipo de arreglo de los tubos

Los siguientes puntos son ejecutados por el programa para arreglo en línea o bien para arreglo triangular según sea el caso que se haya escogido para realizar la simulación.

58. Se calcula los factores C3 y C5 que están en función de la geometría de la aleta y de los tubos, altura de aleta h , espaciamiento de aletas, C_f , y número de cambras NC .
59. Una vez que se han calculado los factores C1, C3 y C5 y las variables necesarias se podrá obtener el coeficiente de película lado ducto, h_o , según el tipo de aleta y el tipo de arreglo de tubos que se hayan escogido para la simulación.
60. El siguiente paso es corregir la temperatura de película, la temperatura promedio de la aleta, T_{fa} con el nuevo valor del coeficiente de película.

Puesto que el coeficiente de película para los gases se ha calculado el siguiente paso es calcular las caídas de presión lado coraza, antes de calcular la carga térmica.

61. Para el cálculo de la caída de presión, el programa pedirá el tipo de aleta.

Aleta sólida:

62. De igual forma que para el cálculo del coeficiente de película se usan las correlaciones de ESCOA Corp ⁽²¹⁾ para conocer la caída de presión.

63. Nuevamente el programa pide l arreglo de los tubos

Los siguientes pasos aplican para arreglo en línea y para arreglo triangular

64. Los factores C4 y C6 son calculados en este paso

65. Con los factores C2, C4 y C6 se conoce el factor de fricción.

66. Una vez calculado el factor de fricción y con ayuda de la subrutina Presion_tubo_aletado se obtiene la caída de presión para el lado del ducto, ΔP_D .

C. Tubo Liso y Aletado

En esta opción el programa calculará desde el punto 29 hasta el 63, se obtendra por lo tanto un valor de coeficiente de película par tubo liso y otro para tubo aletado. De igual manera se obtendra un valor de caída de presión para tubo liso y aletado. Estos dos valores de caída de presión. ΔP_D , serán sumados para obtener una cída de presión total.

El siguiente paso es calcular la carga térmica removida por el equipo desde la corriente gaseosa hacia el aceite térmico, los siguientes puntos describen los pasos necesarios para llegar a este fin.

67. Se cácula el área interna por longitud de tubo, a'o.

68. Con el área aletada, A_r , el área de tubo liso, A_o , el área interna por longitud de tubo, a'o, el factor de ensuciamiento, R_d y los coficientes de película interno, h_i y externo h_o el programa podrá obtener el coeficiente global U.

69. Una vez calculado el coeficiente global U, el área total de transferencia de calor A_t y la LMTD, se cácula la carga térmica removida por el equipo, Q_{tr} .

70. Al final el programa cáculará el % de error de la simulación.

⁽²¹⁾ Ganapathy

CAPITULO 6

VALIDACION DE PROPUESTA.

La confiabilidad de la metodología usada y el desarrollo del programa mismo, carecen de validez hasta no demostrar sus capacidades, por esta razón es necesario validar la propuesta descrita y para ello se propone comparar los resultados obtenidos por el programa "SRCSC", contra datos experimentales o bien con programas comerciales reconocidos.

Con éste fin, el programa de cómputo desarrollado, "SRCSC", Simulador de Recuperadores de Calor en Sistemas de Calentamiento para equipos recuperadores de calor Tipo Caja, comparara sus resultados considerando un caso real de estudio, el cual se refiere al diseño de un sistema de calentamiento de aceite térmico en la plataforma de Pemex "Abkatun-D".

En este caso de estudio, el recuperador de calor del sistema de calentamiento en la plataforma de "Abkatun-D" fue diseñado originalmente con el programa HEXTRAN V 8.0 de la compañía Simulation Sciencies Inc. Los datos necesarios para la simulación de ese diseño fueron alimentados al programa "SRCSC" comparando la desviación de los resultados, mismos que son mostrados en este capítulo.

6.1 SIMULACIÓN DEL RECUPERADOR DE CALOR DEL SISTEMA DE ACEITE DE CALENTAMIENTO EN LA PLATAFORMA ABKATUN DELTA.

Como parte de la política de uso eficiente de la energía que se lleva a cabo en las instalaciones de PEP (Pemex Exploración y Producción), se proyectó contempló el uso de recuperadores de calor a la salida de los gases calientes provenientes de los turbogeneradores instalados en la plataforma ABKATUN-D. Se propusieron dos recuperadores de calor, uno en operación y otro de relevo para dar el servicio de calentamiento al sistema de compresión.

En el equipo en operación se calienta aceite térmico Dowtherm G para proporcionar carga térmica al rehervidor de la torre de regeneración de glicol de la planta deshidratadora de gas, perteneciente al sistema de compresión.

En el Capítulo 3, se describen los procesos involucrados en una plataforma de compresión, que incluyen deshidratación de gas y el sistema de calentamiento de aceite térmico y que sirven como referencia para el entendimiento de la operación del sistema de calentamiento.

6.1.1 PLANTA DESHIDRATADORA DE GAS AMARGO

La planta deshidratadora tiene la finalidad de reducir el contenido de agua de la corriente de gas que se envía a tierra para evitar problemas de corrosión en el transporte y manejo. (Ver Anexo A Dibujo 03 y Dibujo 05)

La planta esta formada por dos secciones: Deshidratación y Regeneración de TEG.

Sección de deshidratación

La sección de deshidratación considera los siguientes equipos:

- Torre deshidratadora de gas amargo
- Enfriador de TEG seco.
- Separador de gas de alimentación

Sección de regeneración

La sección de regeneración cuenta con los siguientes equipos de proceso:

- | | |
|---|------------------------------|
| ➤ Torre regeneradora de TEG | ➤ Condensador de agua amarga |
| ➤ Columna Stahl | ➤ Separador de hidrocarburos |
| ➤ Intercambiador de calor TEG húmedo/TEG seco | ➤ Filtro de TEG húmedo |
| ➤ Rehervidor de la torre regeneradora de TEG | ➤ Filtro de carbón activado |

Dentro del sistema de calentamiento se cuenta con el siguiente equipo de proceso:
Ver Anexo 3.0 Dibujo 05

- | | |
|-------------------------------------|---|
| ➤ Recuperador de calor | ➤ Bombas de aceite de calentamiento |
| ➤ Tanque de expansión térmica | ➤ Bomba de reposición de aceite de calentamiento |
| ➤ Tanque de almacenamiento | ➤ Bomba de recirculación de aceite de calentamiento |
| ➤ Filtro de aceite de calentamiento | |

6.2 PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA.

El proyecto trata sobre la instalación de dos módulos de compresión en la Plataforma Abkatun Delta. La plataforma incluye deshidratación de gas mediante TEG (trietilenglicol) el cual se regenera en un rehervidor, tipo BKU (Kettle). El aceite térmico utilizado por el rehervidor como medio de calentamiento pasa antes por el recuperador de calor propuesto en el cual será calentado, La figura 6.1 muestra la representación gráfica de este proceso. (Ver Anexo A Dibujo 03 y Dibujo 05)

La información necesaria así como los datos para el diseño del equipo recuperador de calor originalmente propuesto son conocidos, ya que fueron generados por programa HEXTRAN V 8.0 de la compañía Simulation Sciencies Inc. y sirven como referencia para llevar a cabo la simulación y comparación de resultados.

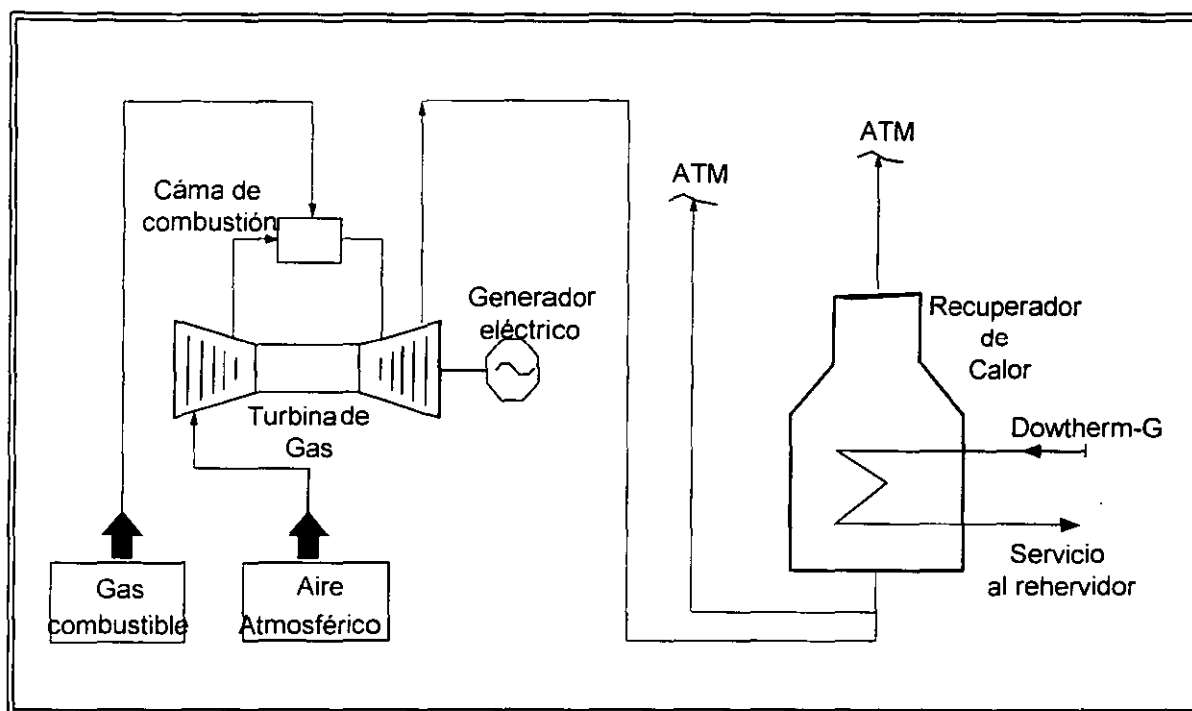


Figura 6.1. Representación esquemática del Recuperador de Calor y Turbina de Gas para el Caso de Estudio, Plataforma de Abkatun-Delta.

En la Tabla 6.1 se muestran las condiciones de operación y la geometría del equipo originalmente propuesta por el programa HEXTRAN.

Tabla 6.1 Hoja de Datos del Recuperador de Calor en la Plataforma de Abkatun-D.

	LADO ENVOLVENTE		LADO TUBOS	
Fluido	GASES EXHAUSTOS ⁽³⁸⁾		DOWTHERM G	
CONDICIONES DE OPERACIÓN				
Carga térmica transferica (kW)	912.125			
Flujo (kg/s)	6.89 x 1.1		24.2 x 1.1	
Temperatura (°C)	532	472.77	227.7	244.5
Presión (kPa)	atm	atm	551.6	493
Factor de ensuciamiento (s-m ² -°C/J)	1.762E-4		1.762E-4	
GEOMETRÍA DEL EQUIPO				
Número de pasos	1		8	
Diámetro externo del tubo (mm)	60.325			
Diámetro interno del tubo (mm)	52.502			
Espesor del tubo (mm)	7.823			
Longitud del tubo (m)	1.524			
Arreglo de tubos	Triangular			
Pitch (mm)	101.6			
Número de tubos	40			
Número de camas	4			
Tipo de tubo	Aletado			
Tipo aleta	Sólida			
Altura aleta (mm)	16			
Densidad aleta (aleta/in)	6			
Espesor aleta (mm)	1.245			
Material aleta	Acero al carbón			
Forma del equipo	Tipo caja			

NOTA: Se considera la composición de gases de escape siguiente⁽³⁸⁾ :

Componente	Fracción
N ₂	0.7326
O ₂	0.1401
H ₂ O	0.09852
CO ₂	0.02787
NO	0.8848E-3
CO	0.1295E-6

Se manejará la misma composición para el caso de estudio.

(38) Rodríguez, T.M. 1999

6.3 ANÁLISIS DE RESULTADOS

En la tabla 6.2 se muestran los resultados obtenidos por el programa SRCSC y los reportados por la hoja de datos del equipo obtenidos por el simulador HEXTRAN V 8.0, así como el porcentaje de error del programa SRCSC con respecto a lo reportado por HEXTRAN V 8.0.

Tabla 6.2 Resultados obtenidos por el programa SRCSC y el programa HEXTRAN

PARÁMETRO	UNIDADES	PROGRAMA SRCSC	PROGRAMA HEXTRAN	% E (1)
Área de servicio, A_t	m^2	128.13	123	4.17
Área requerida	m^2	61.7	57.5	7.3
U servicio	$KW/m^2 \cdot ^\circ C$	56.23	65.6	14.3
U requerido	$KW/m^2 \cdot ^\circ C$	27.1	30.64	11.5
T de salida gases, T_2	$^\circ C$	430.8	428.8	0.47
LMTD	$^\circ C$	243	242	0.413
Caída de presión aceite ΔP_t	kPa	64.4	56.950	13
Caída de presión gases ΔP_D	kPa	6.855	6.894	0.565

Nota (1) $\%E = [\text{abs}(\text{Valor HD} - \text{Valor SRCSC}) / \text{Valor HD}] * 100$

Tabla 6.3 Parámetros adicionales reportados por el programa SRCSC para el Caso de Estudio

PARÁMETRO	UNIDADES	PROGRAMA SRCSC
Eficiencia aleta	%	75.4
U_{limpio}	$J/s \cdot m^2 \cdot ^\circ C$	134.4
T pared	$^\circ C$	288.7
T aleta	$^\circ C$	341.74
T película lado gases	$^\circ C$	385.07
T película lado aceite	$^\circ C$	357.06

Tabla 6.4 Comparación de propiedades termofísicas del Dowtherm G a la temperatura promedio 234 °C

	Cp (KJ/kg-°C)	K (W/m°C)	ρ (kg/m ³)	μ (cP)
SRCSC	2.06	0.0870	0.7200	0.5420
HEXTRAN V. 8.0	2.04	0.0712	0.6686	0.5400
PROVEEDOR DE ACEITE TÉRMICO. ⁽⁴⁷⁾	2.07	0.1000	0.7466	0.5410

(47) (Dow ChemicalCo.)

6.4 DISCUSIÓN

De acuerdo a los resultados obtenidos, en la Tabla 6.2, se puede observar que los porcentajes de variación presentados son menores al 15%, estas diferencias son influenciadas por el cálculo de las propiedades termofísicas del aceite térmico, ver tabla 6.4. El calor específico y la viscosidad reportados por HEXTRAN V. 8.0 no presentan grandes diferencias respecto a lo reportado por el proveedor del aceite térmico, pero la densidad y la conductividad térmica sí difieren de las del proveedor en un 10.4% y 28.8% respectivamente. Las propiedades calculadas por el programa SRCSC se aproximan mejor a las reportadas por el proveedor.

El programa SRCSC también reporta las temperaturas de película, de pared, de aleta, la eficiencia de aleta y el coeficiente global de transferencia de calor limpio, Tabla 6.3. Algunos de estos valores no los reporta el programa HEXTRAN.

De acuerdo a la Tabla 6.2 el equipo se encuentra excedido en el área de transferencia de calor (128.17m² contra 61.7 m²). Para disminuir ésta área en exceso se recomienda cambiar la geometría del equipo, por ejemplo la altura de aletas, el espesor o ancho de la aleta, la densidad de aleta, o bien el tipo de aleta.

De acuerdo a los resultados encontrados se puede decir que el programa SRCSC es confiable y puede ser usado en otras simulaciones de equipos reales.

(47) (Dow ChemicalCo.), 1998

CAPITULO 7

ASPECTOS ECONOMICOS

En el desarrollo de la ingeniería de proyectos, un factor determinante en la toma de decisiones sin duda es el aspecto económico, de ahí la importancia del análisis económico de alternativas de inversión que tiene como fin la selección de una de las propuestas que satisfacen la misma necesidad.

En este capítulo se muestra, sin entrar en detalle, los principales indicadores para la comparación económica entre las alternativas que se han presentando en los capítulos anteriores, las cuales se han dividido en dos escenarios.

Uno, la comparación económica entre la metodología desarrollada y un *software* comercial de procedencia extranjera.

Y por otra parte, la comparación económica por la sustitución de una tecnología de calentamiento por otra, es decir, la comparación por la sustitución de un calentador a fuego directo, equipo que actualmente se encuentra instalado para el servicio de calentamiento en la mayoría de las plataformas marinas de compresión de Pemex, por un equipo recuperador de calor tipo caja, en igualdad de capacidad de carga térmica.

Así, a manera de ejemplo se proporciona la comparación económica del equipo de calentamiento que proporcionará la carga térmica que requieren los diversos procesos involucrados en la Plataforma Marina de Compresión "Abkatm-D" en la Sonda de Campeche.

7.1 CRITERIOS PARA LA EVALUACION

Una vez establecido el escenario sobre el cual se evaluará la comparación económica, se hace necesario aplicar criterios y parámetros económicos para hacer una valoración entre las alternativas enunciadas.

Los criterios que se utilizan son los siguientes⁽¹⁰⁾

a) Período de Recuperación

Es el tiempo en el cual se recuperará la inversión realizada en una alternativa mediante los ahorros e ingresos que este produzca, esta medida es de liquidez y no de rentabilidad, ya que el objetivo principal no debe ser recuperar el desembolso en el menor tiempo sino la rentabilidad que produce el proyecto en su vida útil.

b) Valor Presente Neto (VPN)

Consiste en transformar a valor presente, vía una tasa de actualización, todos los componentes de flujo de fondos de un proyecto. La tasa de actualización utilizada debe ser superior al costo de capital, es decir la TREMA (Tasa de Rendimiento Mínima Atractiva), a fin de satisfacer el costo de oportunidad que tendría el inversionista. Si el valor presente neto es positivo significa que los beneficios son mayores que los costos y, también, que el rendimiento atractivo por la empresa. En este caso el proyecto debe emprenderse, se calcula con la siguiente ecuación:

$$P=A*\{[(1+i)^n -1] / i(1+i)^n\}.....(7.1)$$

Donde:

P= Valor Presente

A= Anualidad

i=Tasa de descuento

n=Numero de periodos

c) Valor Anual Equivalente (AE)

Consiste en transformar a periodos equivalentes uniformes todos los ingresos y gastos, incluyendo la inversión inicial, que ocurren durante la vida económica de un proyecto. La AE también puede calcularse transformando a anualidades equivalentes de VPN del proyecto. Si esta anualidad es positiva significa que los beneficios son mayores que los costos y en consecuencia, el proyecto analizado deberá ser aceptado. Se calcula con la siguiente ecuación:

$$A=P*\{[i(1+i)^n] / (1+i)^n -1.\}.....(7.2)$$

Donde:

P= Valor Presente

A= Anualidad

i=Tasa de descuento

n=Numero de periodos

(10) Fernández G.L., 1999

d) Tasa Interna de Retorno

La tasa interna de retorno (TIR) es un índice de rentabilidad, representa el porcentaje o tasa de interés que se gana sobre el saldo no recuperado de una inversión, en forma tal que al final de la vida del proyecto el saldo no recuperado sea igual a cero.

e) Relación Beneficio-Costo

La relación beneficio/costo, expresa los beneficios como una proporción de los costos, en donde los beneficios y los costos pueden ser descontados tanto a el valor presente como a la anualidad equivalente.

7.2 COMPARACIÓN ECONÓMICA**7.2.1 ESCENARIO A****COMPARACION ENTRE METODOLOGIA PROPUESTA
Vs.SOTFWARE COMERCIAL****7.2.1.1 Costos fijos****Desarrollo de Metodología y Programa**

Horas –Hombre para desarrollo	1300
Costo de (H-H) ^(*)	150

Concepto	Pesos	
	SRCSC	HEXTRAN ^(**)
Costo de licencia anual	0	18500 dls.
Costo H-H para desarrollo	195000	0
Paquete de programación Visual Fortran 90	2500	0
Manuales de aplicación	3000	0
Costo de operación y mantenimiento anual	500	0
Total	201000	177600(pesos)

(*) Estimando en base al tabulador nacional.

(**) En base al contrato firmado entre el IMP y SIMSCI (Simulation Sciences Inc.), El costo de la Licencia del Simulador de Transferencia Térmica HEXTRAN, Abril 2000.

(***) Se considera una Tasa de Rendimiento Mínima Atractiva (TREMA) de 20% para las condiciones del proyecto, un horizonte de 5 año y sin modificaciones en la paridad del dólar e inflación estable.

Período de Recuperación

$$PR=201000/177100 = 1.13 \text{ Años}$$

Valor Presente

SRCSC		HEXTRAN		VARIACION INCREMENTAL
Año	Flujo (Pesos)	Año	Flujo (Pesos)	
0	-201000	0	-177600	-23400
1-5	-500	1-5	-177600	177100

Utilizando ec. (7.1)

$$\begin{aligned} VP_{\text{SRCSC}} &= -201000-500 \text{ (P/A, } i=20\%, n=5) \\ &= -201000-500 (3.0204) \\ &= \mathbf{-202510.20 \text{ Minimo costo en Valor Presente}} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} VP_{\text{HEXTRAN}} &= -177600-177600 \times (P/A, i=20\%, n=5) \\ &= -177600-177600 \times (3.0204) \\ &= -358823 \end{aligned}$$

Anualidad Equivalente

Utilizando ec. (7.2)

$$\begin{aligned} AE_{\text{SRCSC}} &= -201000-500(A/P, i=20\%, n=5) \\ &= -201000 (0.3345)-500 \\ &= \mathbf{-67734.5 \text{ Minimo costo en Anualidad Equivalente}} \end{aligned}$$

$$AE_{\text{HEXTRAN}} = -177600$$

Utilizando el criterio del analisis incremental tenemos.

$$\begin{aligned} VP_{\text{HEXTRAN}} - VP_{\text{SRCSC}} &= -23400+177100 \text{ (P/A, } i=20\%, n=5) \\ &= -23400+177100 (3.0204) \\ &= \mathbf{511512} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} AE_{\text{HEXTRAN}} - AE_{\text{SRCSC}} &= -23400(A/P, i=20\%, n=5)+177100 \\ &= -23400 (0.3345) +177100 \\ &= \mathbf{169272} \end{aligned}$$

Relación Costo Beneficio

$$\begin{aligned} RCB_{\text{HEXTRAN} - \text{SRCSC}} &= 177100 \times (P/A, i=20\%, n=5) / 201000 \\ &= 177100 \times (3.0204) / 201000 \\ &= \mathbf{2.66} \end{aligned}$$

7.2.2 ESCENARIO B

COMPARACION ENTRE LA SUSTITUCION DE UN CALENTADOR A FUEGO DIRECTO POR RECUPERADOR DE CALOR TIPO CAJA.

7.2.2.1 *Sistema de calentamiento a fuego directo(MM16 de BTU/Hr):*
Ver Anexo A Dibujo 05

Costos fijos	Pesos
Costo del calentador a fuego directo	8 294 200
Costo del tanque de expansión	235 470
Costo del tanque de almacenamiento	215 000
Costo de bombas (3)	296 100
Costo de filtro para aceite	9870
Costo de intercambiador de calor EA-5451	1 448 530
Costo de intercambiador de calor EA-5404	188 000
Costo de intercambiador de calor EA-5401	482 690
Costo de intercambiador de calor EA-5350	343 830
Costo de instalación	300 000
Costo de aceite térmico	232 650
Costos fijos totales	\$ 12 046 340

Costos de operación y mantenimiento

Costos de operación y mantenimiento	Pesos por Año
Costo de combustible	19 053 753
Costo de mantenimiento	980 000
Costo de reposición de aceite térmico	58 163
Costos de operación anuales	\$ 20 091 916

El costo de combustible se calcula a partir de la carga térmica que proporcionará el calentador y el poder calorífico del gas combustible

$$(16\ 000\ 000\ \text{Btu/hr}) / (922\ \text{Btu/ft}^3) = 17353.6\ \text{ft}^3/\text{hr}$$

Considerando una eficiencia del 75%

$$17353.6\ \text{lb/hr} (1.25) = 21692\ \text{ft}^3/\text{hr}$$

$$\text{El consumo anual será: } (21692\ \text{ft}^3/\text{hr}) \times (720\ \text{hr/mes}) \times 12\ \text{meses} = 187\ 418\ 880\ \text{ft}^3/\text{año}$$

187 418 880 ft³ de combustible por año multiplicado por el costo del combustible:

$$10.59\ (\text{dls} / \text{mil pies cubicos})\ (**)$$

(*)El costo de los equipos involucrados se obtuvo a partir de datos de fabricantes y proveedores.

(**)Secretaría de Energía, Enero 2001

$$187741880 \text{ ft}^3/\text{año} \times 0.0106 \text{ dls/ft}^3 = 1\,988\,186 \text{ dls./año.}$$

$$= 19\,053\,753. \text{ \$/año.}$$

7.2.2.2 Sistema de Recuperación de Calor (MM16 de BTU/Hr):

(*) Ya que se considera unicamente una sustitución de equipo, los costos del resto del equipamiento del sistema de calentamiento se mantienen igual.

Costo recuperador de Calor **Pesos**
 (*) **\\$ 4 785 000**

Costos de operación y mantenimiento

Costos de operación y mantenimiento	PESOS POR AÑO
Costo de combustible	0
Costo de mantenimiento	480 000
Costo de reposición de aceite térmico	58 163
Costos de operación anuales	\\$ 538 163

Calentador a Fuego Directo (CFD)		Recuperador de Calor (RC)		VARIACION INCREMENTAL
Año	Flujo (Pesos)	Año	Flujo (Pesos)	
0	8 294 200	0	4 785 000	3 509 200
1-5	20 091 916	1-5	538 163	19 553 753

Período de Recuperación

$$PR = 8\,294\,200 / 4\,785\,000 = 1.7 \text{ Años}$$

Valor Presente

Utilizando ec. (7.1)

$$VP_{CFD} = -8\,294\,200 - 20\,091\,916 (P/A, i=20\%, n=5)$$

$$= -8\,294\,200 - 20\,091\,916 \times (3.0204)$$

$$= 68\,978\,823$$

$$VP_{RC} = -4\,785\,000 - 538\,163 \times (P/A, i=20\%, n=5)$$

$$= -4\,785\,000 - 538\,163 \times (3.0204)$$

$$= -6\,410\,467 \text{ Minimo costo en Valor Presente}$$

Anualidad Equivalente

Utilizando ec. (7.2)

$$\begin{aligned} AE_{CFD} &= -8\,294\,200 (A/P, i= 20\%, n=5) - 20\,091\,916 \\ &= -8\,294\,200 (0.3345) - 20\,091\,916 \\ &= -28\,386\,116 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} AE_{RC} &= -4\,785\,000 (A/P, i= 20\%, n=5) - 538\,163 \\ &= -4\,785\,000 (0.3345) - 538\,163 \\ &= \mathbf{-2\,138\,745 \text{ M\u00ednimo Costo en Anualidad Equivalente}} \end{aligned}$$

Utilizando el criterio del an\u00e1lisis incremental tenemos.

$$\begin{aligned} VP_{RC} - VP_{CFD} &= 3\,509\,200 + 19\,553\,753 (P/A, i= 20\%, n=5) \\ &= 3\,509\,200 + 19\,553\,753 (3.0204) \\ &= \mathbf{62\,569\,355} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} AE_{RC} - AE_{CFD} &= 3\,509\,200(A/P, i= 20\%, n=5) + 19\,553\,753 \\ &= 3\,509\,200(.3345) + 19\,553\,753 \\ &= \mathbf{20\,727\,580} \end{aligned}$$

Relaci\u00f3n Costo Beneficio

$$\begin{aligned} RCB_{RC-CFD} &= 19\,553\,753 X(P/A, i= 20\%, n=5) / 3\,509\,200 \\ &= 19\,553\,753 X(3.0204) / 3\,509\,200 \\ &= \mathbf{16.8} \end{aligned}$$

7.3 DISCUSI\u00d3N

Como se observa en este an\u00e1lisis, los indicadores para ambos escenarios muestran los costos m\u00ednimos tanto para el valor presente como para la anualidad equivalente en la opci\u00f3n propuesta, as\u00ed mismo los indicadores en el an\u00e1lisis incremental se muestran positivos en ambos casos y la relaci\u00f3n costo beneficio y la tasa interna de rendimiento son bastante mayores que 1 y TREMA respectivamente.

Bajo este esquema de resultados, es claro que la metodolog\u00eda propuesta, as\u00ed como la sustituci\u00f3n de equipo para el sistema de aceite de calentamiento, resulta altamente atractiva desde el punto de vista econ\u00f3mico.

CAPITULO 8

ASPECTOS AMBIENTALES

LA política energética del país ha jugado un papel decisivo en el desarrollo económico y social de México. Durante un período prolongado, esta política priorizó como meta la autosuficiencia en el abasto de energía; sin embargo actualmente, se añaden otras metas igualmente importantes: el fomento del ahorro de energía; la eficiencia técnica y económica y fundamentalmente, la consideración de estrategias que establece la política ambiental del país sobre el sector energético.

Bajo este esquema, en este capítulo se hace referencia a las implicaciones ambientales que conlleva la implementación de la tecnología de recuperación de calor a bordo de instalaciones marinas de producción de hidrocarburos, considerando básicamente el aspecto de reducción de emisiones y seguridad operativa.

8.1 LA EFICIENCIA ENERGETICA COMO ESTRATEGIA PARA EL CUIDADO AL MEDIO AMBIENTE

El cuidado de los recursos naturales y la protección del medio ambiente son partes constitutivas del conjunto de políticas promovidas por el sector energético, el cual ha desarrollado una concientización ambiental que impulsa acciones para compensar o revertir el impacto negativo de algunos usos de la energía; debido a ello, se fijan criterios en la selección de tecnologías y en evaluación de proyectos, de modo que se incorpore la consideración ambiental en las decisiones productivas y de servicios, que sin duda en el caso del uso de equipos recuperadores de calor se cumple en su totalidad.

Por otra parte la calidad de los combustibles es un tema de particular relevancia, debido a que la legislación ambiental de todos los países tiende a establecer especificaciones más estrictas en los combustibles para transporte (gasolina y diesel, principalmente) y en los combustibles de uso industrial (combustóleo de bajo contenido de azufre y **mayor uso del gas natural**).

Sin duda, la necesidad de responder a la agudización del fenómeno global del cambio climático sigue trayendo cambios en el uso de combustibles fósiles, en los esquemas de generación de energía y, más allá del sector energético, en la conservación, extensión y uso sustentable de los recursos forestales del planeta.

En Mayo de 1995 se modificó la ley reglamentaria del Artículo 27 Constitucional en el ramo del petróleo, para permitir la participación de los sectores social y privado, en el transporte, almacenamiento y distribución del gas natural; así como ser propietarios de ductos, instalaciones y equipos, los cuales pueden construir y operar, con el propósito de estimular el uso de este combustible principalmente para la generación eléctrica y el uso industrial. Adicionalmente, esta modificación impulsa el uso de gas natural en los sectores residencial y comercial.

Cabe señalar que a través del uso racional de energéticos fósiles se pueden conseguir reducciones en la emisión de gases de efecto invernadero.

Dentro del estudio "Evaluación de las emisiones de gases de efecto invernadero y estrategias de mitigación en México", realizado por el programa Universitario de Energía de la Universidad Nacional Autónoma de México (PUE-UNAM)⁽⁴¹⁾, se establecieron tres escenarios que contemplan el análisis de tecnologías de eficiencia energética:

Cogeneración para cinco ramas industriales (incluyendo cambios en la tecnología actual y en las nuevas plantas).

Lámparas compactas fluorescentes en el sector residencial.

Iluminación eficiente en el sector comercial.

De aquí se puede concluir que el uso eficiente de la energía es la estrategia de mayor costo-beneficio para mitigar las emisiones de gases de efecto invernadero provenientes del sistema energético.

Para 1990, del Inventario Nacional de Emisiones de Gases de Efecto de Invernadero de México (realizada en 1996) incluye gases de invernadero directos: bióxido de carbono (CO₂),

⁽⁴¹⁾ SEMARNAP, 1998

metano (CH₄) y óxido nitroso (N₂O), indirectos (que contribuyen a la formación atmosférica del ozono): monóxido de carbono (CO), óxidos de nitrógeno (NOX) y compuestos orgánicos volátiles no-metano (COVNM).

De los cuales tan solo de emisiones de Bióxido de Carbono (CO₂) el sector energético constituyó la fuente más importante de este gas. En conjunto todas las fuentes de energía relacionadas con la combustión representan la mayor aportación con un 67% .

8.1.2 REDUCCION DE EMISIONES DE EFECTO INVERNADERO VIA RECUPERACION DE CALOR

El valor agregado obtenido por la tendencia cada vez mayor en el uso del gas natural, principalmente por sus característica de ser un combustible limpio, relativamente económico y en abundancia, representa sin duda el mejor indicador de las bondades en el uso eficiente de la energía vía recuperación de calor y su relación con el medio ambiente.

Por una parte se obtiene el suministro de energía al proceso a través de una combustión *limpia*, y por otra se tiene una corriente *gratuita* de energía que esta contenida en los gases de desecho producto de esta combustión *limpia*, que evita incluso, la quema de más combustible.

Este hecho tan significativo ha impactado de tal manera que en la región del Mar del Norte , concretamente en Noruega ⁽⁹⁾, por disposiciones ambientales del gobierno, existe un cobro sobre las emisiones descargadas a la atmósfera debidas las operaciones en plataformas marinas. Tan solo en 1997 en conjunto, las compañías petroleras nacionales e internacionales que tienen operaciones en la región, pagaron cerca de 400 millones de dólares por concepto del impuesto a las emisiones de CO₂ . Estos impuestos están basados en los consumos que tienen las plataformas de gas natural y diesel como parte de sus operaciones de producción. Para 1998 el impuesto por emisiones fue del orden de 0.14 dólares por cada metro cúbico de gas o diesel consumido.

Algunas compañías como Norks Hydro Oseberg, Phillips Petroleum Eldfisk, Saga Petroleum Snorre están revirtiendo estos cobros por concepto de gastos de operación, instalando sistemas de recuperación de calor vía ciclo combinado para disminuir los pagos por impuestos. Como ejemplo, la Norks Hydro Oseberg tiene planeado instalar un sistema de ciclo combinado que permitirá la generación de 16 MW para el servicio de los motocompresores de gas, evitando así la emisión de cerca de 80 000 toneladas métricas por año de CO₂ lo que representa un ahorro por pago de impuestos de 5 millones de dólares por año.

El panorama que se observa en estos países desarrollados es una clara muestra de la estricta política ambiental que apoya por una parte, el cumplimiento a los compromisos internacionales (Cumbre de Río, Protocolo de Montreal, Kyoto, etc.) y por otra la presión hacia las compañías petroleras para disminuir sus emisiones a raíz de sus actividades productivas, aunque estas reducciones sean por conveniencias económicas.

Hasta este momento en México aún no se tiene contemplado el cobro de impuestos por concepto de emisiones contaminantes debidas a las operaciones de producción en plataformas marinas, sin embargo, este aspecto no tardará en entrar en debate como una medida de contención y aún más, para promover la disminución de emisiones y poder dar cumplimiento a los acuerdos internacionales, presentes y futuros.

⁽⁹⁾ Farmer R. 1998

8.1.2.1 COMPOSICION TIPICA DE LOS GASES DE ESCAPE DE LAS TUBINAS DE GAS EN PLATAFORMAS MARINAS.

Como ya se mencionó, el solo hecho de utilizar gas como combustible, es desde el punto de vista de la *calidad* de las emisiones, en si misma una medida para disminuir el daño al medio ambiente.

Sin embargo, la instalación de equipos recuperadores de calor no mejoran o disminuyen esta calidad, su ganancia radica en el ahorro *del combustible no quemado*, por lo que los componentes emitidos a la atmósfera se mantienen iguales en calidad , pero en cantidad.

La Tabla 8.1 muestra la a composición típica de los gases exhaustos a la salida de la combustión de las turbinas de gas en las plataformas marinas.⁽³⁸⁾

Se puede observar que los principales componentes son producto del aire de combustión N₂, O₂ y H₂O, los cuales no son contaminantes y por otra los contaminantes, que se muestran en cantidades menores.

La Tabla 8.1 COMPOSICIÓN TÍPICA DE LOS GASES EXHAUSTOS A LA SALIDA LAS TURBINAS DE GAS EN LAS PLATAFORMAS MARINAS.

Componente	Fracción
N ₂	0.7326
O ₂	0.1401
H ₂ O	0.09852
CO ₂	0.02787
NO	0.8848E-3~
CO	0.1295E-6

8.1.3 SEGURIDAD OPERATIVA DE LOS RECUPERADORES DE CALOR TIPO CAJA

En una plataforma marina, las áreas de riesgo no pueden localizarse a distancias "*seguras*" unas de otras por la limitación del espacio, de manera que un fuego en cualquier área puede tener un "*efecto de dominó*" sobre las áreas adyacentes, poniendo en peligro a todo el complejo. A diferencia de las instalaciones en tierra firme, el auxilio externo puede ser nulo o tardío y casi no existen vías de escape para el personal.

De aquí la importancia del factor seguridad en el diseño de procesos y equipo de proceso así como de la elección de los sistemas de calentamiento y en general de los servicios auxiliares.

En este sentido, aún cuando se tiene el riesgo implícito por el uso de fluidos térmicos que en caso de alguna fuga pueden iniciar el fuego debido a la cercanía con una fuente de ignición, emplear un sistema de calentamiento con recuperador de calor es considerado más seguro que el mismo calentador a fuego directo ya que en el caso del recuperador no se tiene la existencia de flama cercana.

Por otra parte, el mantenimiento de los componentes del recuperador calor que utiliza aceite térmico requiere de inspecciones periódicas de los principales componentes como son; tubos de transferencia, válvulas, nivel de fluido térmico, aislante, etc. lo cual supone actividades menores que no ponen en riesgo la instalación.

⁽³⁸⁾ Rodríguez T.M., 1999

CONCLUSIONES

Como resultado de nueva política del uso eficiente de energía y de la preocupación por el cuidado al medio ambiente que existe en PEMEX, surge la necesidad de buscar alternativas para dar soluciones viables, confiables y económicas a los problemas de eficiencia y cuidado del entorno ecológico que se presentan en las actividades operativas de la producción de hidrocarburos.

Así, dentro de este contexto, las plataformas marinas representan un gran potencial de ahorro de energía ya que tradicionalmente el gas asociado a las actividades de producción del petróleo crudo era quemado, al mismo tiempo que se desaprovechaba la energía de los gases de escape provenientes de turbinas de gas instaladas desechándolos directamente a la atmósfera, cuando en los países desarrollados esta energía era aprovechada en los mismos procesos productivos de la instalaciones.

Hoy en día, son aprovechados en la recuperación de calor para sistemas de calentamiento de aceite térmico, colaborando al mismo tiempo a la eliminación de emisiones contaminantes por el *concepto del combustible no quemado*.

La recopilación de información que se presenta y que se relaciona con el *know how* de los sistemas de recuperación de calor aplicados a los procesos productivos en las instalaciones marinas de PEMEX, no solo muestra el panorama general del concepto de la recuperación de calor en plataformas marinas, al mismo tiempo se indican también las partes constitutivas de un equipo así como una descripción de su potencial de aplicación en los diversos procesos que se llevan a cabo en la plataforma de compresión.

El objetivo del trabajo en términos generales queda cubierto al facilitar el conocimiento general y aportar una herramienta para la simulación de los recuperadores de calor tipo caja. Coadyuvando sin duda, a que la brecha entre ingeniería de proyectos petroleros realizada por mexicanos y la de firmas extranjeras, sea cada vez más estrecha en cuanto a calidad y por supuesto a economía.

Esto puede observarse cuando se realiza un proyecto del tamaño de la plataforma de compresión, donde se consumen grandes cantidades de horas hombre así como de recursos que son traducidos en dinero. Así, el uso de programas principalmente de simulación y diseño de equipo que agilicen el cálculo resulta en un ahorro de tiempo, dinero y esfuerzo. Más aún, cuando los costos por la adquisición del software se ven aligerados al no depender de los altos costos que por el pago de licencias se efectúa a compañías extranjeras de desarrollo de software especializado.

Con esta base, se desarrolló la metodología de cálculo en función de una secuencia lógica para la simulación de los recuperadores de calor tipo caja, tomado como base las correlaciones más actuales y confiables. De esta manera se integro la secuencia final, la cual se programó en FORTRAN 90, surgiendo así el simulador SRCSC (Simulador de Recuperadores de Calor en Sistemas de Calentamiento).

En el caso de estudio, que sirve como validación de la metodología a ser comparada con software comercial, se concluye en base a los resultados obtenidos, que la simulación realizada es confiable pues tiene un acercamiento muy próximo a los resultados de la hoja de datos del equipo proporcionada por el programa HEXTRAN V. 8.0, a excepción de las caídas de presión para el aceite que resultaron tener un 13% de variación.

Se encontró también que las propiedades fisicoquímicas del aceite son la causa de ésta desviación pues existen diferencias entre las propiedades reportadas en la hoja de datos original y las calculadas por el programa SRCSC siendo las de este último, bastante más parecidas a las reportadas por el proveedor del aceite térmico, Dow Chemical, Co.

El coeficiente global de transferencia de calor también presenta un porcentaje de variación relativamente mayor, 14%, debido a que este se ve influenciado por el coeficiente de película de los gases el cual también esta en función de las propiedades fisicoquímicas de los gases y que es justamente la discrepancia observada entre las propiedades fisicoquímicas calculadas por HEXTRAN y las calculadas por el programa SRCSC.

Por otra parte, HEXTRAN V 8.0 de Simulation Sciences Inc., no presenta una opción especial para éste tipo de equipos sino que las simulaciones se hacen para intercambiadores de calor en general, lo cual representa una ventaja para SRCSC que esta estructurado para el caso específico de recuperadores de calor tipo caja.

Así mismo el simulador SRCSC ofrece en sus opciones para tubo aletado, la opción de aleta segmentada a diferencia del simulador comercial HEXTRAN V 8.0 donde no se tiene contemplada esta opción y ofrece únicamente aleta sólida.

Desde el punto de vista económico, se analizaron dos escenarios, uno analizando los indicadores económicos cuando se compara los costos y beneficios del software HEXTRAN V 8.0 contra el propuesto aquí.

Y por otra parte, la comparación económica por la sustitución de tecnología, es decir la sustitución de un calentador a fuego directo por un recuperador de calor de las mismas capacidades térmicas y para los mismos servicios.

Como se observa en este análisis, los indicadores para ambos escenarios muestran los costos mínimos tanto para el valor presente como para la anualidad equivalente en la opción propuesta, así mismo los indicadores en el análisis incremental se muestran positivos en ambos casos y la relación costo beneficio así como la tasa interna de rendimiento son bastante mayores que 1 y TREMA respectivamente.

Bajo este esquema de resultados, es claro que la propuesta de metodología así como la sustitución de equipo para el sistema de aceite de calentamiento resulta altamente atractiva desde el punto de vista económico.

Desde el punto de vista ambiental, se observan grandes beneficios principalmente el del *Concepto del Combustible No Quemado* que desde cualquier óptica es la mejor alternativa ya que no solo se reducen emisiones, simplemente se eliminan.

Por otra parte, no hay que dejar de lado el concepto del pago del impuesto por emisiones que se ha empezado a manejar en los países desarrollados, ya que la aparente tendencia de la globalización tarde o temprano hará que estos mecanismos de presión para la reducción de emisiones, tengan su aplicación en la industria nacional de producción de hidrocarburos.

OBSERVACIONES

Como se ha podido observar a través de los resultados presentados, el hacer un análisis de sensibilidad de la influencia de los parámetros geométricos de la aleta resultaría muy benéfico, el mover algunos de éstos parámetros de una forma adecuada mejorará el coeficiente global de transferencia de calor.

Por ejemplo, se observó que el aumento de la densidad de aleta contrario a lo que se esperaba, disminuye el coeficiente de transferencia de calor, pero si hubiera una disminución en la densidad, aumentará el coeficiente global, etc. De la misma forma se pueden analizar los coeficientes individuales y las caídas de presión, etc.

Es recomendable efectuar las modificaciones necesarias de tal manera que el programa SRCSC tenga una presentación más amigable e interactiva y al mismo tiempo desarrollar una extensión de éste programa en donde su alcance no sea sólo el simular sino también optimizar.

Se recomienda también aumentar el banco de datos de los aceites de calentamiento, en el programa SRCSC se han incluido únicamente 3 aceites, 2 de gran importancia en PEMEX, Dowtherm-Q y Dowtherm-G, y uno nacional, Alquilarilo-pesado.

Finalmente, cabe hacer notar que como resultado de esta investigación y experiencia propia se concluye también, que la infraestructura actual del país está capacitada para no tan solo desarrollar ingeniería básica del equipo recuperador de calor, si que también se esta en posibilidad de fabricar equipos con un mínimo de componentes de integración extranjera, cumpliendo así con las políticas de sustitución de importaciones y desarrollo de la industrial nacional.

Para ello sería necesario seguir alentando los proyectos de desarrollo, tendientes a dar soluciones practicas a problemas reales.

REFERENCIAS

1. A Rosas, H. Rangel, M.A. Rodríguez. "Aprovechamiento de energía de gases de escape de una caldera acuotubular para cogeneración de electricidad y vapor". *Revista del Instituto Mexicano del Petróleo*. Vol. XXIV, No. 3, Julio – Septiembre 1991 pp 67 – 74.
2. Babcock and Wilcox Company, 1963 "Steam its generation use" *Babcock and Wilcox Company*, PP 4-1,4-12,14-1.
3. Balance Nacional de Energía, México, Primera Edición 1998
4. Biegler, T. L 1997, "Systematic methods of chemical process Design", *Prentice hall*, PP 1-16, 243-297.
5. Boyten, J.L. 1985, "Thermal Energy Recovery", *Ed. Wiley*
6. Cervantes Izquierdo, R. H. 1994, "Incremento de eficiencias en generadores de vapor tipo paquete mediante recuperación de calor", *Tesis Maestría UNAM*, Facultad de Ingeniería.
7. Coker, K. 1991, "Program evaluate pressure drop for single phase fluids", *Hydrocarbon Processing*, No. 2, PP 53-56.
8. Faas, P. A. 1965. "Heat Exchanger Desing", *John Wiley and Sons Inc. N.Y*, PP 174-189.
9. Farmer Robert. 1998 "North sea platforms are converting mech drives to com cycle operation". *Gas Wolrd Turbine*.
10. Fernández G. Luis. 1999 "Evaluación Financiera de Proyectos de Ahorro de Energía". *Apuntes del Curso de la Maestría en Energía*, *Facultad de Ingeniería UNAM*.
11. Ganapathy, V. 1979, "Charts Help Evaluate Finned-Tube Alternatives", *Oil and Gas Journal*, No. 12, PP 74-77
12. Ganapathy, V. 1984, "Applied Heat Transfer", *Penn Well Books*. PP 237-555.
13. Ganapathy, V. 1984, "Chart estimates supplementary fuel parameters", *Oil and GasJornal*, No. 6, PP 108-109.
14. Ganapathy, V. 1986, "Program Computes fuel input, combustion temperature", *Power Engineering*, No. 7, PP 35-37.
15. *Ganapathy, V. 1990, "Evaluate Extended Surface Exchanger Carefully", Hydrocarbon Processing*, No. 10 PP 65-68.
16. Ganapathy, V. 1991. "Waste heat boiler deskbook", *Prentice Hall*, U.S.A.

17. Ganapathy, V. 1992, "Converting ppm to lb/million Btus: An easy method", *Power Engineering*, No. 4, PP 32-37.
18. Ganapathy, V. 1993, "Effective use of Heat-Recovery steam generators", *Chemical Engineering*, No. 1, PP 102-106.
19. Ganapathy, V. 1993, "Recovering Heat When Generating Power", *Engineering Practice*, No. 2, PP 94-72.
20. Ganapathy, V. 1996, "Design and Evaluate Finned tube bundle", *Hydrocarbon Processing*, No. 9, PP 103-111.
21. Ganapathy, V. 1996. "Design and evaluate finned tube bundles". *Hydrocarbon Processing*, 75 (9): 103 – 111.
22. Ganapathy. (ABCO Industries). "Efficiently generate steam from cogeneration plants" *Chemical Engineering*, May 1997. Pp 187 – 190.
23. Hahn, Brian D. 1994, "Fortran 90 for scientists and engineers".
24. Handbook of Chemical Engineering Calculation". *McGraw Hill Book Company, Inc.*
25. Himmelblaw, M. D. 1992, "Análisis y simulación de procesos", *Reverte*, PP 1-12.
26. Hollman, J.P. 1990, "Heat Transfer". *Mc-Graw Hill Publishing Company*, PP 550-551
27. Instituto Mexicano del Petróleo, "Libro de Proyecto, Plataforma de Compresión Litoral Tabasco". *Gerencia de Proceso*, 1998.
28. James, R. W. 1974, "Exchanger Heat Transfer". *Wiley International Edition*", PP 377-394.
29. José de Jesús Reyes Zuñiga. "Uso racional de la energía en plataformas marinas aprovechando los gases de escape de turbinas de gas". *Revista del Instituto Mexicano del Petróleo*. Vol. XXIV, No. 3 Julio – Septiembre 1992 pp 56 – 67.
30. Kenneth, B. J. 1983, "Heat exchanger Design Handbook (HEDH), Thermal and Hydraulic Design of Heat Exchanger", *Hemisphere Publishing Corporation*,
31. Kern, D. Q. 1950, "Process Heat Transfer", *McGraw Hill Book Company, Inc*, PP 625-633.
32. Lloyd S.A. 1991 "Co-generation in offshore process platform" Brown & Root Vickers Limited Berks, England, *ASME Cogen-turbo* Vol 6.
33. Nyhoff, Larry and Leestma, Sanford. 1997, "Introduction to fortran 90 for engineers and scientists".

34. Pasha, A. Jolly S. 1995, "Combined cycle heat recovery steam generators optimum capabilities and selection criteria", *Heat Recovery Systems and CHP*, Vol 15, No. 12, PP147-154.
35. Prontuario PEMEX. *Petroquímica Básica* 1998.
36. Reid, C. R. 1977, "The properties of gases and liquids", *Mc Graw-Hill*, PP 391-538
37. Robert J Gartside, "Save energy with gas turbines", *Hydrocarbon Processing*, January 1981 P 141 – 146
38. Rodríguez, T. M. 1999, "Synthesis and optimisation of Large-Scale Utility Systems", Tesis Doctoral, *Edimburg University*, PP 105, 106
39. Roy – Aikins, J. E. A. (1995). "An investigation of the factors that determine the attractiveness of cogeneration". *Heat Recovery Systems & Combined Heat and Power*, 15(5):473 – 480.
40. S.A. Lloyd. "Co-generation in offshore process platforms". 1991 *ASME Cogen – Turbo*, IGTI – Vol 6. Pp 281 – 286.
41. SEMARNAP 1998 "Primera Comunicación Nacional ante la Convención Marco de las Naciones Unidas Sobre el Cambio Climático.
42. Seyedan, B., Dhar, P. L., Gaur, R. R., and bindra, G. S. (1995). Computer simulation of a Combined cycle power plant. *Heat Recovery Systems & CHP*, 15(7): 619 – 630.
43. Simulation Sciences Inc, 1997, "Simulador Hextran", *Simulation Sciences Inc*, Versión 8.0.
44. Straitz, F. J. 1994, "Combat NOX with better burner design", *Chemical Engineering*, No. 12.
45. Teopa, C. E. 1994,. "Desarrollo de un programa de cómputo para el diseño y simulación de equipos recuperadores de calor", Tesis Maestría, *ESIQIE Instituto Politécnico Nacional*, PP 60-86, 114-123, 278-280.
46. The Crane Co. 1985, "Flow Fluids" Ed. *Mc Graw Hill Co.* New York.
47. The Dow Chemical Co. 1998, "Software for the selection and evaluation of heat transfer fluids", *The Dow Chemical*, Versión 3.0.
48. Tsi-Hsu, Shao. 1971, "Engineering Heat Transfer". *D. Van Nostrand Company Inc.* NY, PP 446-452.
49. Weierman C. 1976 , "Fined Tubes Can Lower Heat Transfer Cost, *Oil & Gas Journal*, Vol. 73 PP. 34-39.
50. Yaws L. C. 1974, "Oxides of nitrogen: N₂O, NO, NO₂, physical and thermodynamics properties". *Chemical Engineering*, No. 8, PP 99-106.

51. Yaws L. C. 1974,. "Carbon oxides:CO and CO₂, physical and thermodynamics properties". *Chemical Engineering*, No. 7, PP 115-122.
52. Yaws L. C. 1975, "Alkanes: CH₄, C₂H₆, C₃H₈, physical and thermodynamics properties". *Chemical Engineering*, No. 5, Pp 89-97.
53. Yaws L. C. 1975, "Correlation constants for liquids". *Chemical Engineering*, No. 10, PP 153-162.
54. Yaws L. C. 1975, "Major diatomic gases H₂, N₂, O₂, physical and thermodynamics properties". *Chemical Engineering*, No. 1, PP 99-106.
55. Yaws L. C. 1975, "Water and hydrogen peroxide, physical and thermodynamics properties", *Chemical Engineering*, No. 12, PP 67-64.

Internet:

- 1.- www.escoa.com
- 2.-www.conae.gob.mx
- 3.-www.energia.gob.mx
- 4.-www.pemex.mx
- 5.-www.cogeneration.com
- 6.-www.wabashpower.com/steam.html

Fabricantes:

- 1.-CMI Energy
- 2.-Alstom
- 3.-Eclipse Combustion S.A.
- 4.-Tulsa Heaters, Inc.
- 5.-Eco-Therm México S.A.
- 6.-Aislantes Minerales S.A. de C.V.

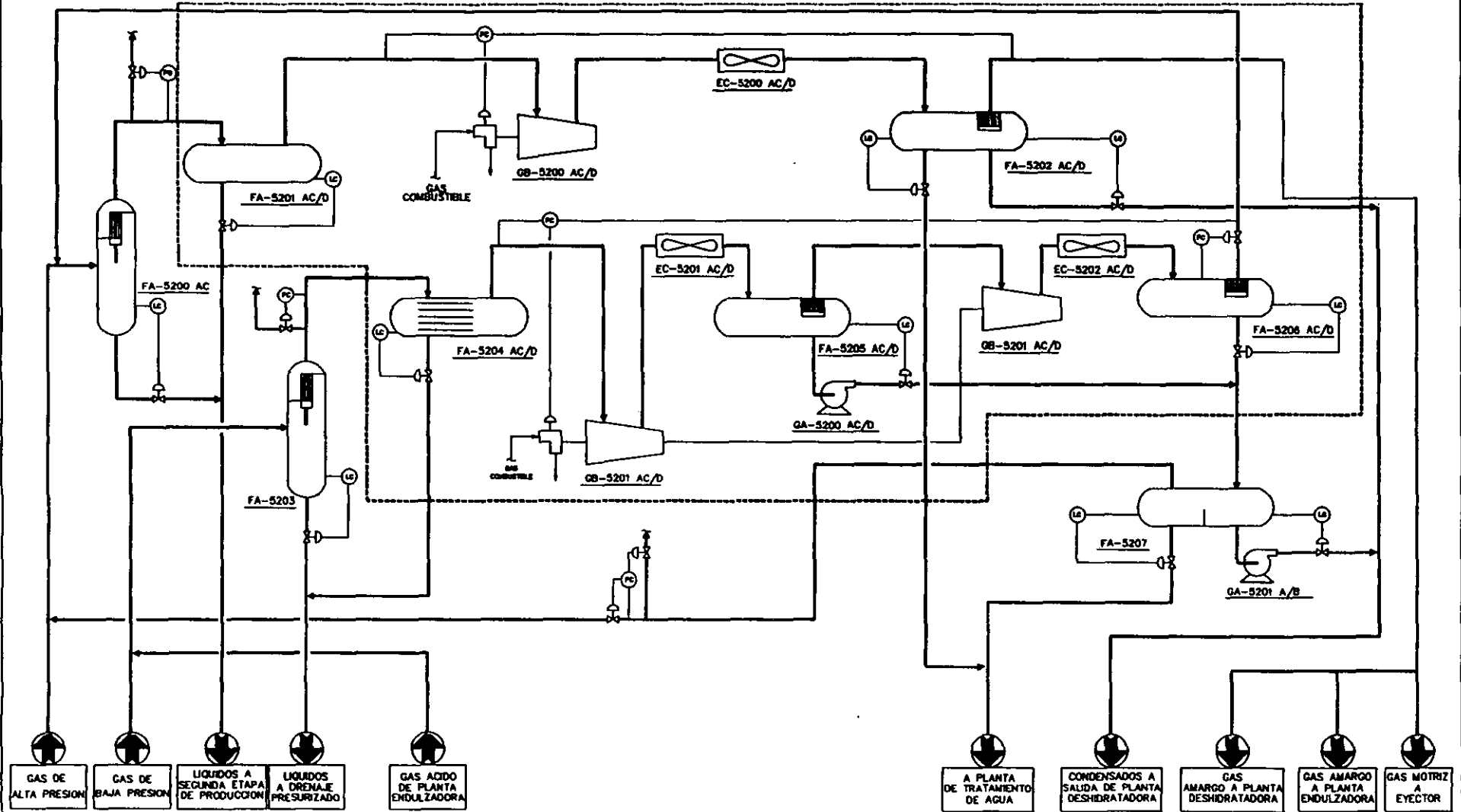
ANEXO A

CLAVE	SERVICIO
EC-5200	AC/DENSTRADOR DE GAS DEL COMPRESOR DE ALTA PRESION.
EC-5201	AC/DENSTRADOR DE GAS DEL COMPRESOR DE 1era. ETAPA, B.P.
EC-5202	AC/DENSTRADOR DE GAS DEL COMPRESOR DE 2da. ETAPA, B.P.

CLAVE	SERVICIO
FA-5200	AC TANQUE RECEPTOR DE LIQUIDOS DE ALTA PRESION.
FA-5201	AC/D TANQUE DE SUCCION DEL COMPRESOR DE ALTA PRESION.
FA-5202	AC/D SEPARADOR TRIFASICO DE ALTA PRESION.
FA-5203	TANQUE RECEPTOR DE LIQUIDOS DE BAJA PRESION.
FA-5204	AC/D TANQUE DE SUCCION DEL COMPRESOR DE 1era. ETAPA, B.P.
FA-5205	AC/D SEPARADOR DEL COMPRESOR DE 1era. ETAPA, B.P.
FA-5206	AC/D SEPARADOR DEL COMPRESOR DE 2da. ETAPA, B.P.
FA-5207	SEPARADOR TRIFASICO PARA MANEJO DE CONDENSADOS.

CLAVE	SERVICIO
GA-5200	AC/D BOMBA DE CONDENSADOS DE 1era. ETAPA, BAJA PRESION.
GA-5201	A/B BOMBA DE CONDENSADOS ROTALES, BAJA PRESION.
GB-5200	AC/D COMPRESOR DE GAS DE ALTA PRESION.
GB-5201	AC/D COMPRESOR DE GAS DE 1era. ETAPA, BAJA PRESION.
GB-5201	AC/D COMPRESOR DE GAS DE 2da. ETAPA, BAJA PRESION.

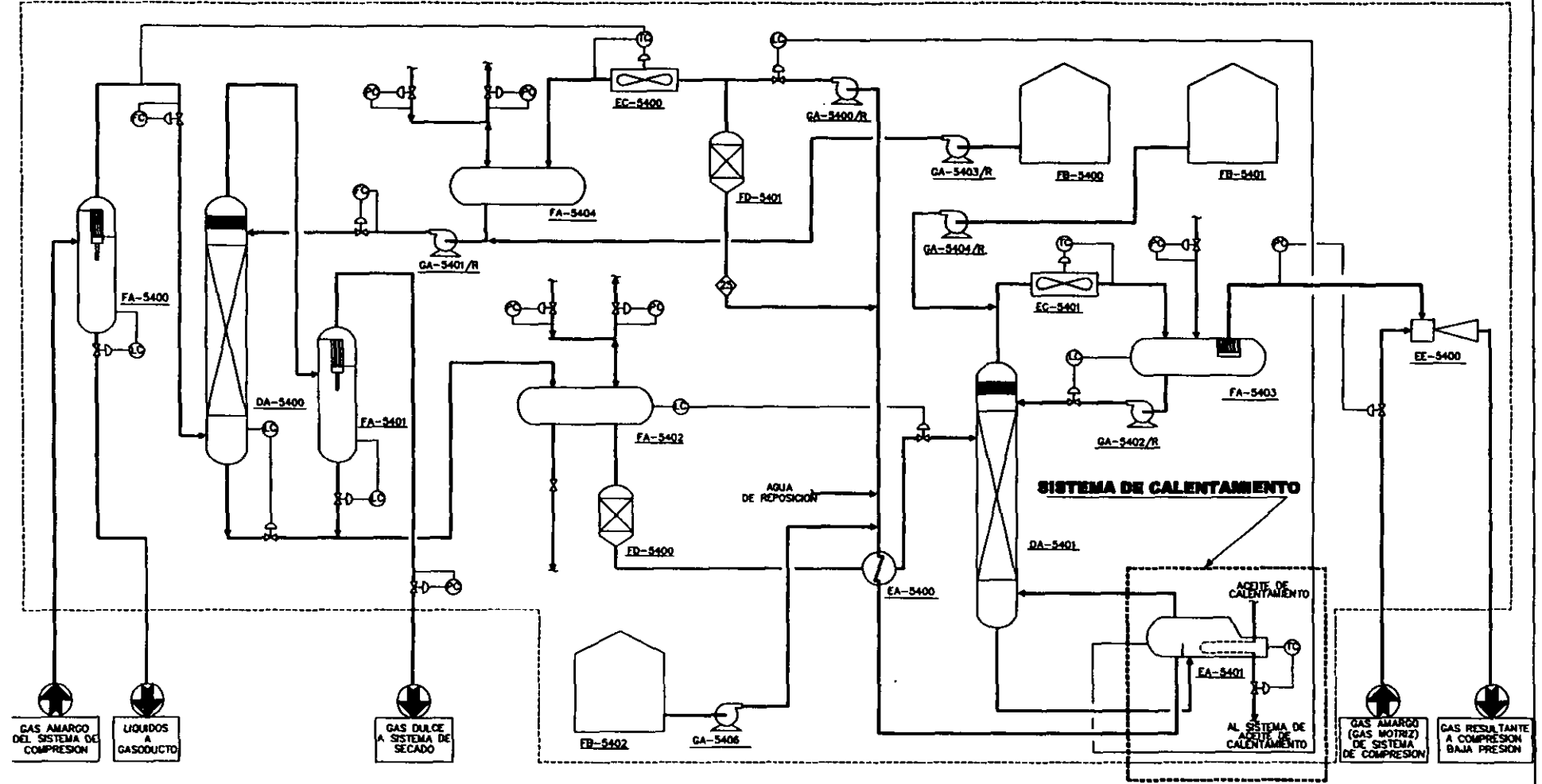
MODULO DE COMPRESION PA-5200 AC/D



FA-5401 SEPARADOR DE GAS DULCE
 FA-5402 TANQUE DE DESORCIÓN DE HIDROCARBUROS
 FA-5403 ACUMULADOR DE REFLUJO DE LA REG. DE MDEA
 FA-5404 TANQUE DE BALANCE DE MDEA
 FD-5400 FILTRO DE MDEA RICA
 GA-5400/R BOMBA DE MDEA POBRE
 FD-5401 FILTRO DE MDEA POBRE
 GA-5401/R BOMBA DE MDEA DE ALTA PRESION
 GA-5402/R BOMBA DE REFLUJO DE LA REG. DE MDEA

DA-5400 TORRE ABSORBEDORA DE GAS ACIDO
 DA-5401 TORRE REGENERADORA DE MDEA
 EA-5400 INTERCAMBIADOR MDEA RICA/MDEA POBRE
 EA-5401 REFRIGERADOR DE LA REGENERADORA DE MDEA
 EC-5400 ENFRIADOR DE MDEA POBRE
 EC-5401 ENFRIADOR DE GAS ACIDO
 EE-5400 EYECTOR DE GASES ACIDOS
 FA-5400 SEPARADOR DE GAS DE ALIMENTACION

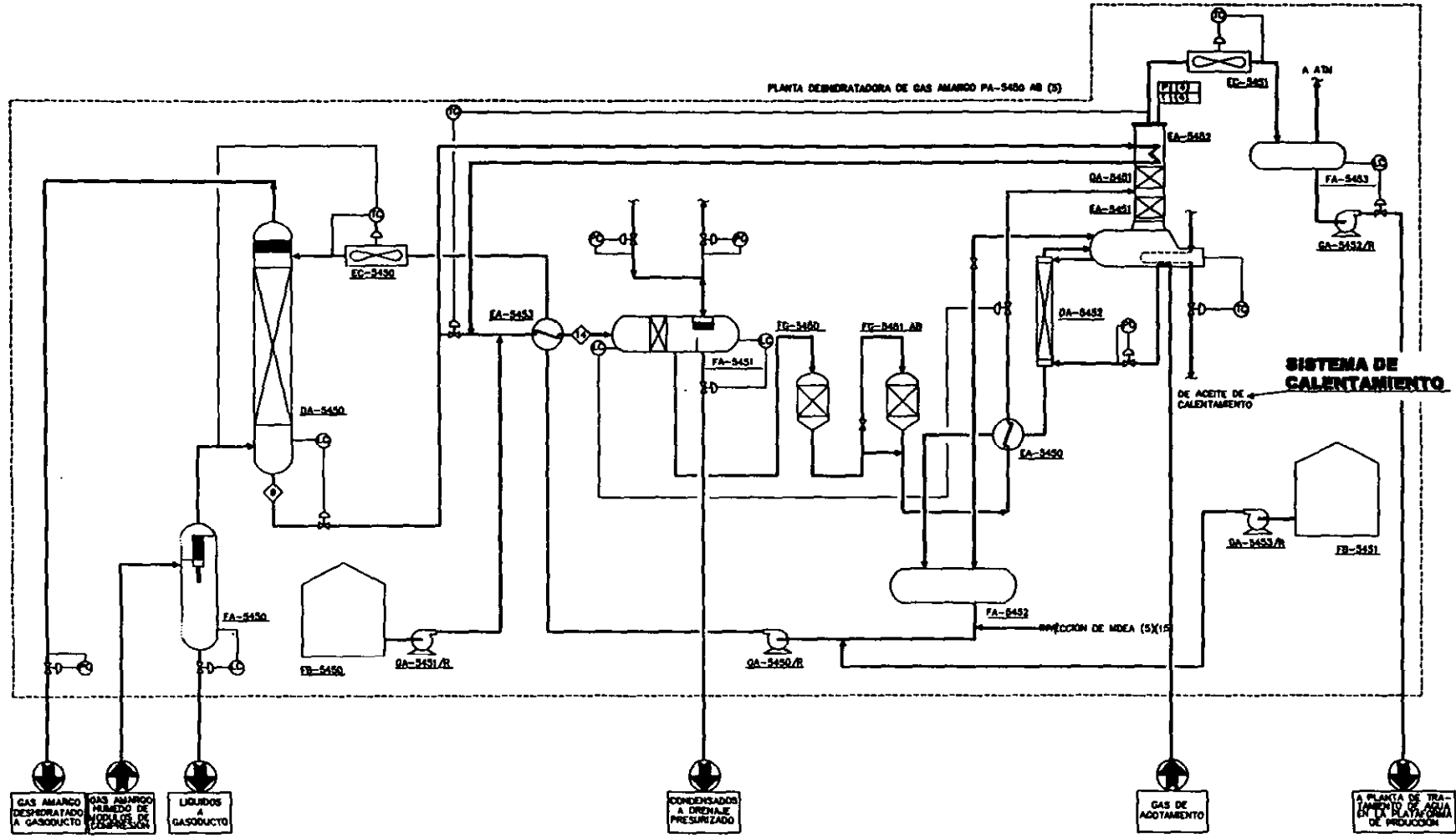
PLANTAS ENDULZADORAS DE GAS AMARGO PA-5400 A/B (2)



CLAVE	SERVICIO
DA-3450	TORRE DESHIDRATADORA DE GAS AMARGO
DA-3451	TORRE REGENERADORA DE TEG
DA-3452	COLUMNA STABL
EA-3450	PRIMER INTERCAMBIADOR TEG HÚMEDO/TEG SECO
EA-3451	REGENERADOR DE LA TORRE REGENERADORA DE TEG
EA-3452	CALENTADOR DE TEG
EA-3453	SEGUNDO INTERCAMBIADOR TEG HÚMEDO/TEG SECO

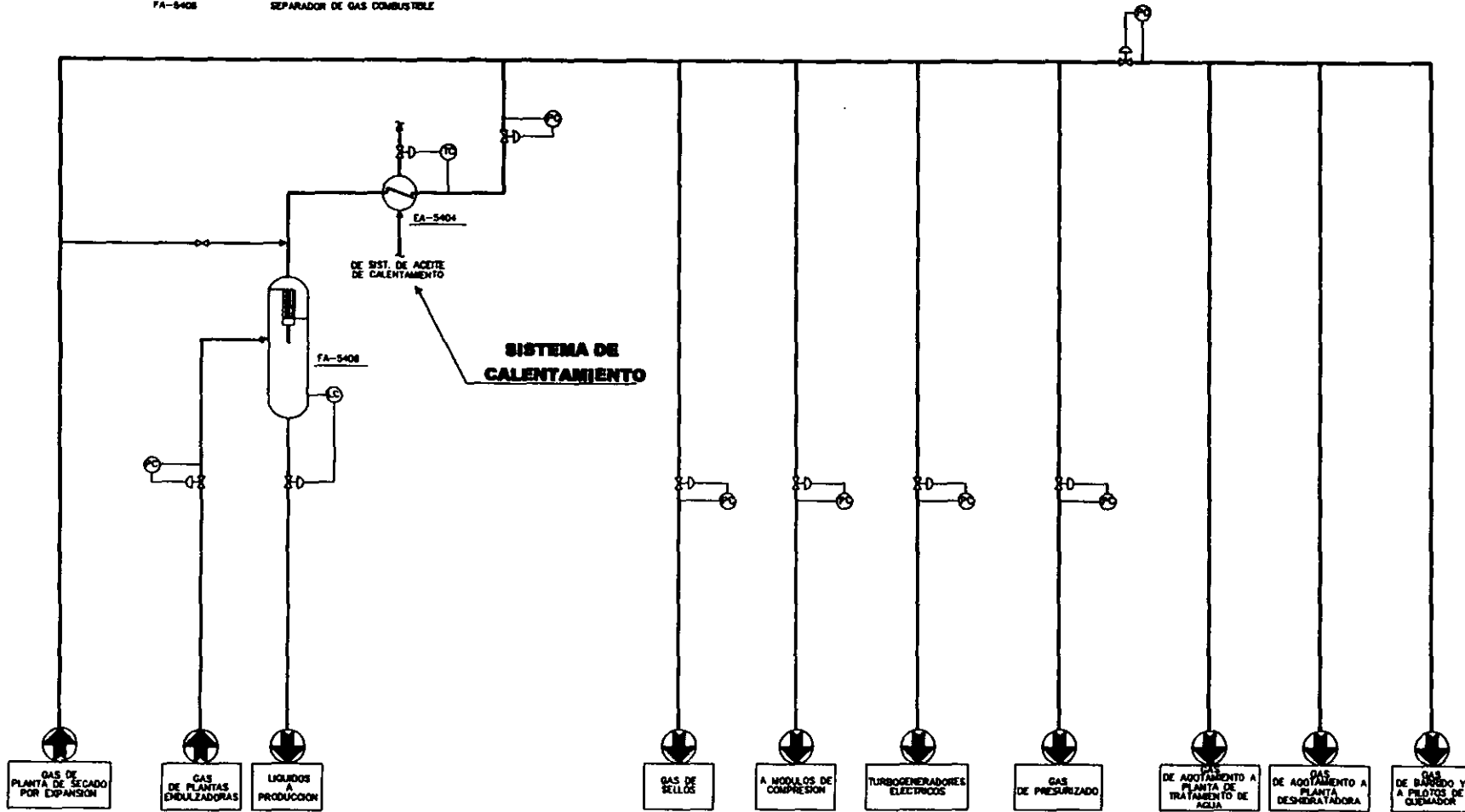
CLAVE	SERVICIO
EC-3450	ENFRIADOR DE TEG SECO
EC-3451	CONDENSADOR DE AGUA AMARGA
FA-3450	SEPARADOR DE GAS DE ALIMENTACION
FA-3451	SEPARADOR DE HIDROCARBUROS
FA-3452	TANQUE DE BALANCE DE TEG
FA-3453	TANQUE ACUMULADOR DE AGUA AMARGA
FB-3450	FILTRO DE TEG HÚMEDO

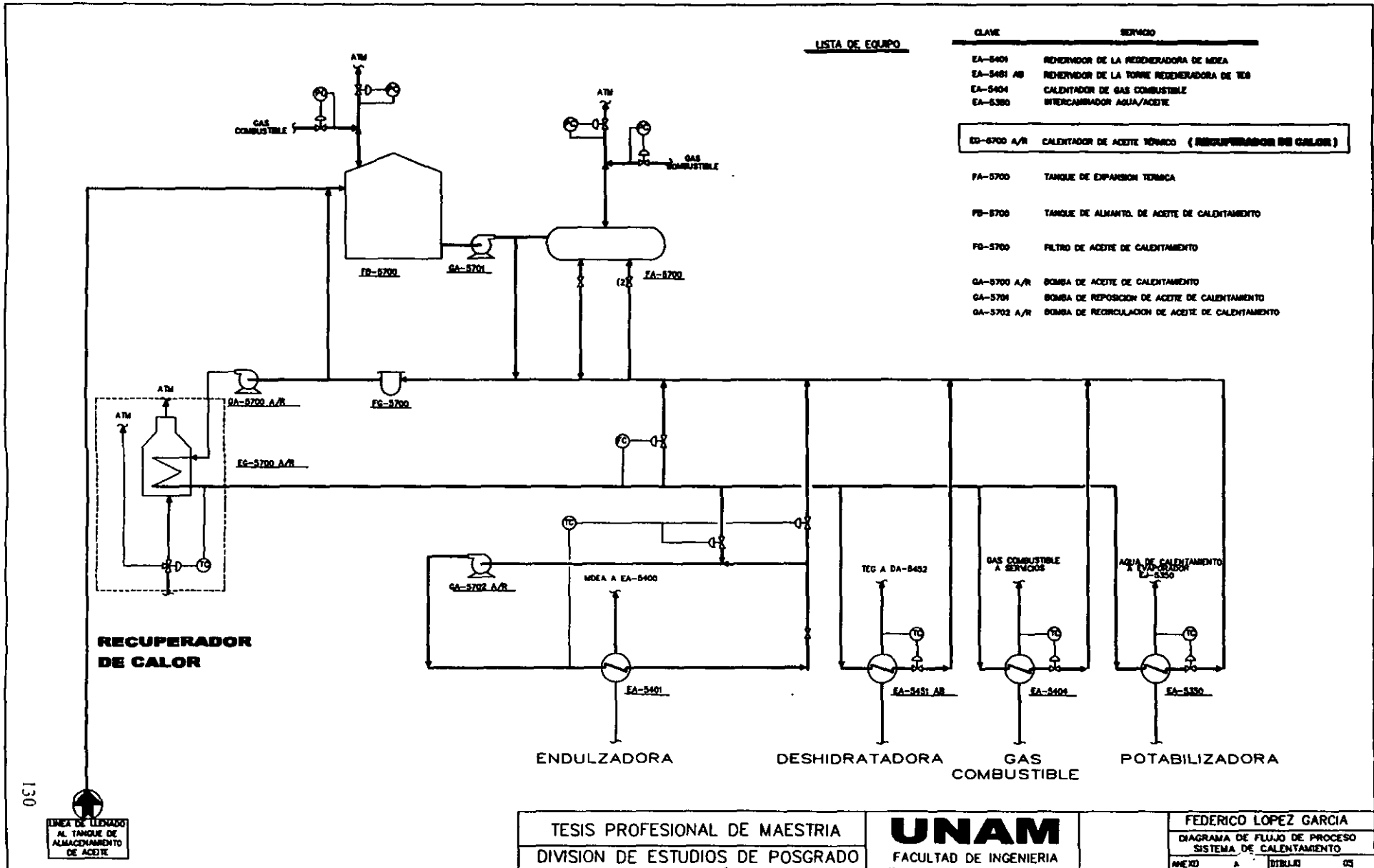
CLAVE	SERVICIO
FO-3451	AFILTRO DE CARBON ACTIVADO
QA-3450	BOMBA DE TEG SECO
QA-3453	BOMBA DE AGUA AMARGA



LISTA DE EQUIPO

CLAVE	SERVICIO
EA-5404	CALENTADOR DE GAS COMBUSTIBLE
FA-5408	SEPARADOR DE GAS COMBUSTIBLE





LISTA DE EQUIPO

CLAVE	SERVICIO
EA-5401	RESERVOIR DE LA REGENERADORA DE MDEA
EA-5451 AB	RESERVOIR DE LA TORRE REGENERADORA DE TEG
EA-5404	CALENTADOR DE GAS COMBUSTIBLE
EA-5380	INTERCAMBIADOR AGUA/ACEITE
EG-5700 A/R	CALENTADOR DE ACEITE TERMICO (RECUPERADOR DE CALOR)
FA-5700	TANQUE DE EXPANSION TERMICA
FB-5700	TANQUE DE ALMACEN. DE ACEITE DE CALENTAMIENTO
FD-5700	FILTRO DE ACEITE DE CALENTAMIENTO
GA-5700 A/R	BOMBA DE ACEITE DE CALENTAMIENTO
GA-5701	BOMBA DE REPOSICION DE ACEITE DE CALENTAMIENTO
GA-5702 A/R	BOMBA DE RECIRCULACION DE ACEITE DE CALENTAMIENTO

RECUPERADOR DE CALOR

ENDULZADORA

DESHIDRATADORA

GAS COMBUSTIBLE

POTABILIZADORA

130

LÍNEA DE LLENADO AL TANQUE DE ALMACENAMIENTO DE ACEITE

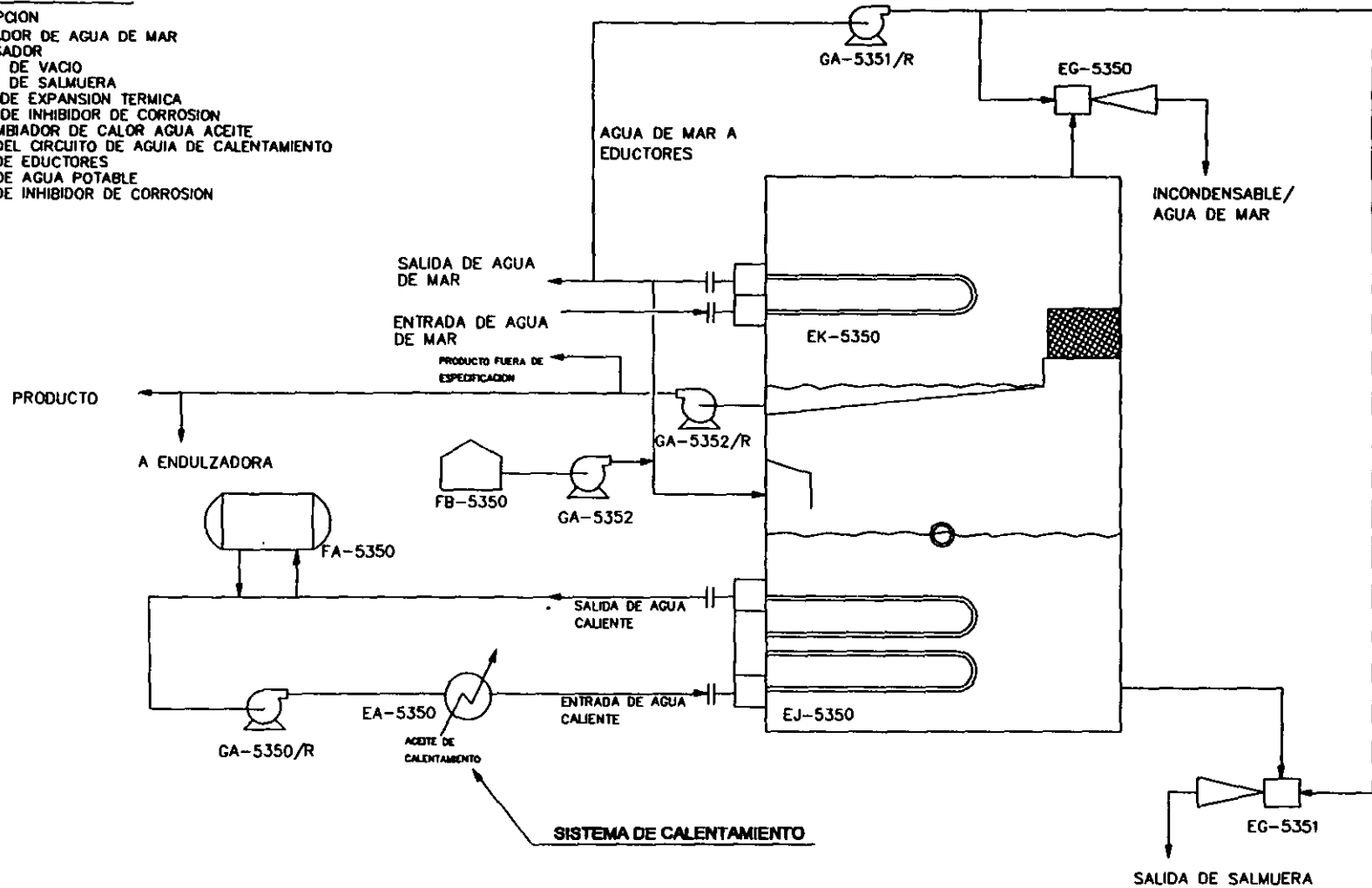
TESIS PROFESIONAL DE MAESTRIA
DIVISION DE ESTUDIOS DE POSGRADO

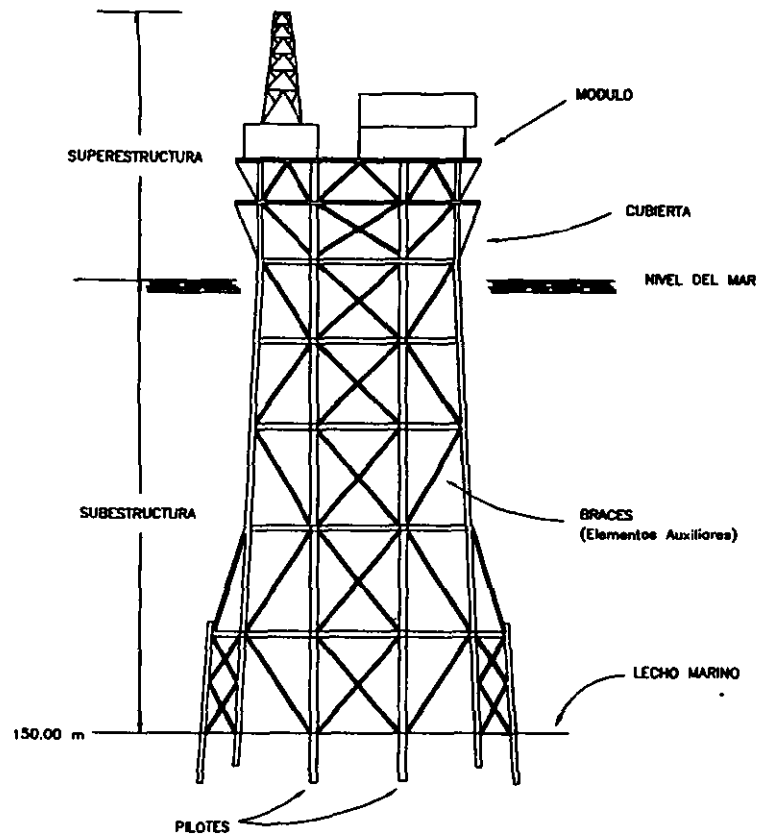
UNAM
FACULTAD DE INGENIERIA

FEDERICO LOPEZ GARCIA
DIAGRAMA DE FLUJO DE PROCESO SISTEMA DE CALENTAMIENTO
ANEXO A DIBUJOS 05

LISTA DE EQUIPO

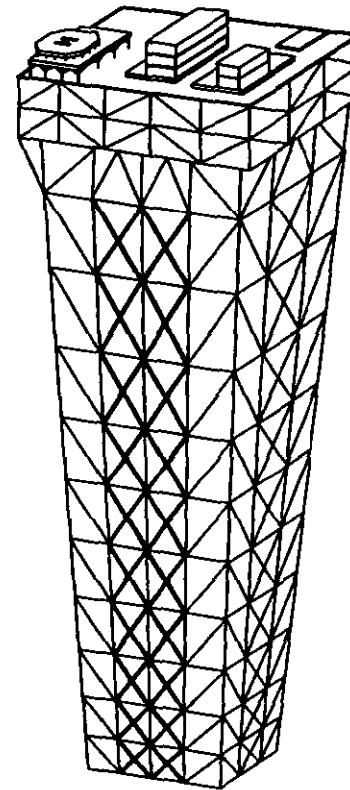
CLAVE	DESCRIPCION
EJ-5350	EVAPORADOR DE AGUA DE MAR
EK-5350	CONDENSADOR
EG-5350	EDUCTOR DE VACIO
EG-5351	EDUCTOR DE SALMUERA
FA-5350	TANQUE DE EXPANSION TERMICA
FB-5350	TANQUE DE INHIBIDOR DE CORROSION
EA-5350	INTERCAMBIADOR DE CALOR AGUA ACEITE
GA-5350/R	BOMBA DEL CIRCUITO DE AGUA DE CALENTAMIENTO
GA-5351/R	BOMBA DE EDUCTORES
GA-5352/R	BOMBA DE AGUA POTABLE
GA-5353/R	BOMBA DE INHIBIDOR DE CORROSION





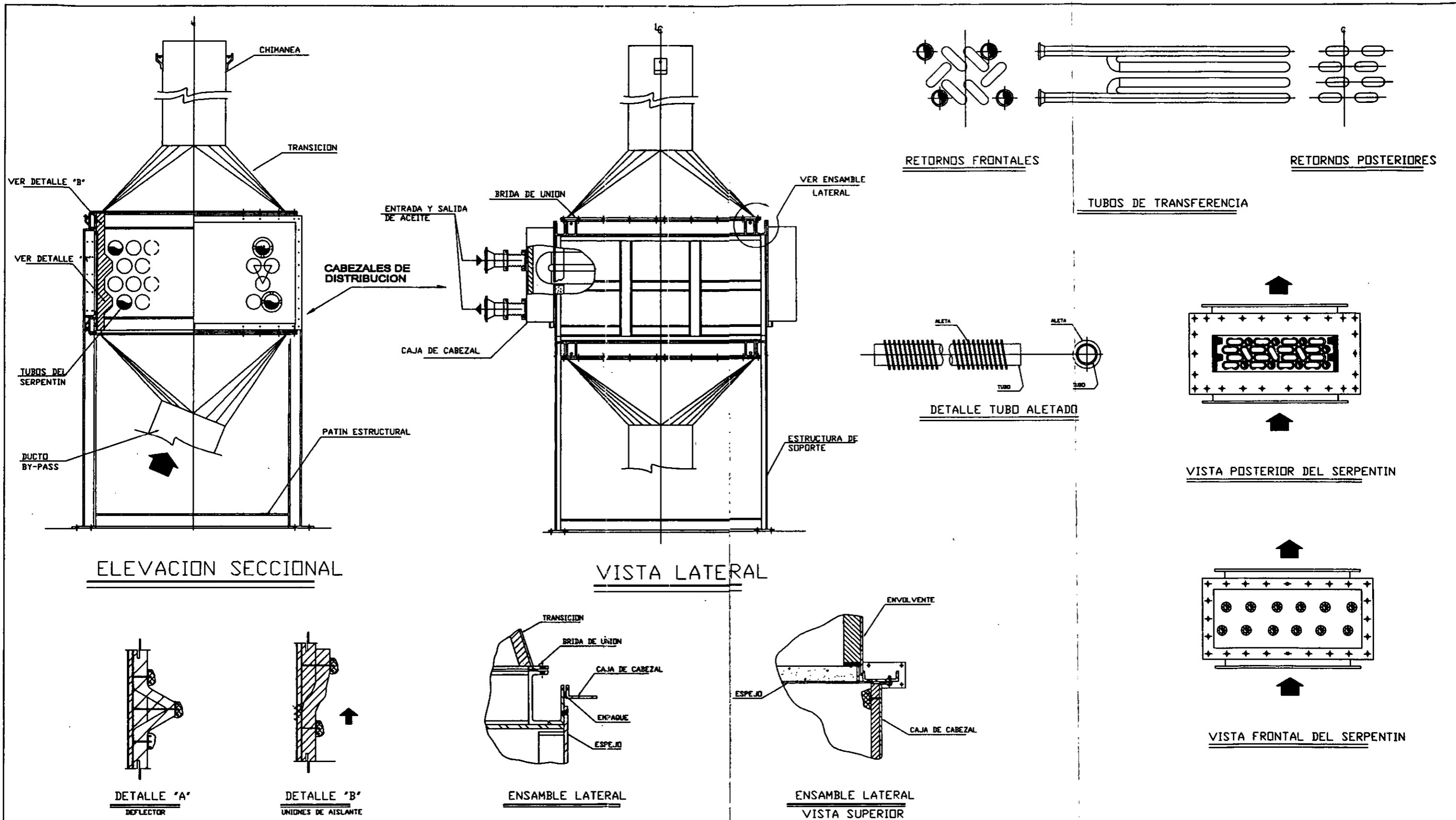
PLATAFORMA MARINA DE ACERO TIPO CONVENCIONAL (JACKET).

FIGURA 3.1



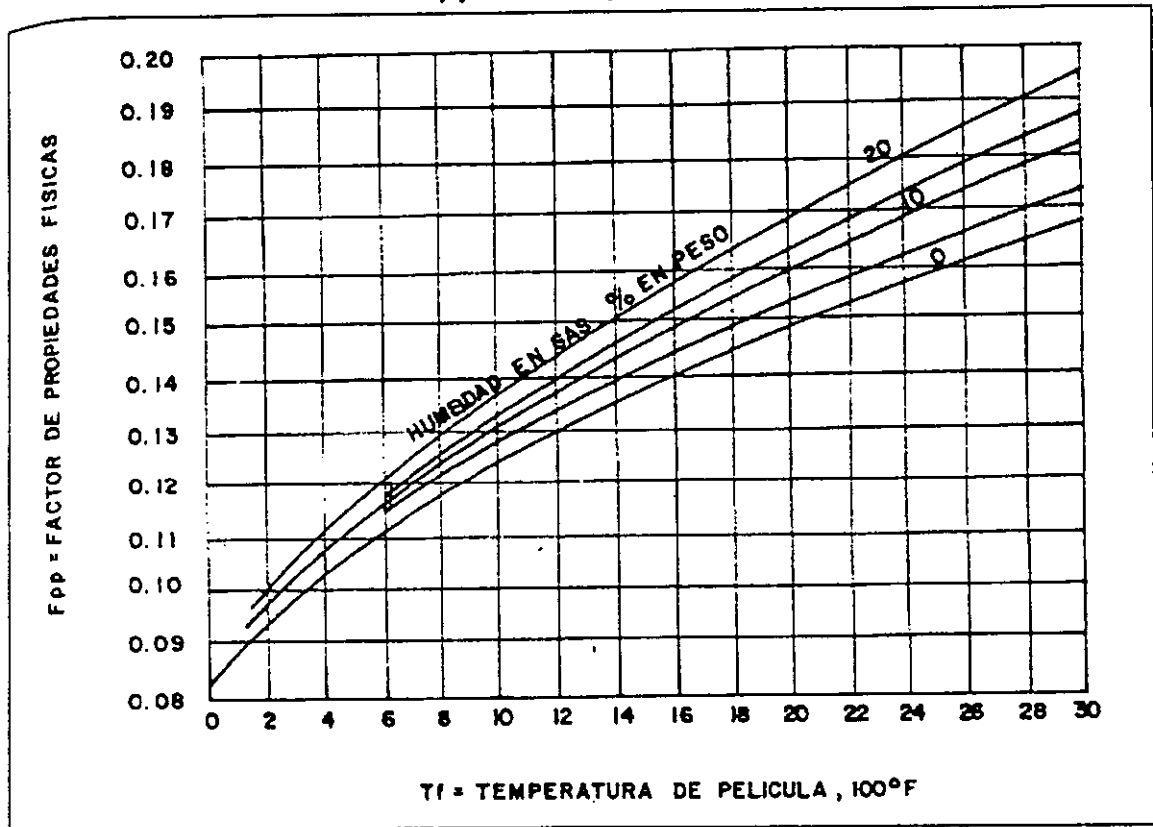
PLATAFORMA MARINA TIPO TORRE ATIRADA CON CABLES (GUYED TOWER)

FIGURA 3.2



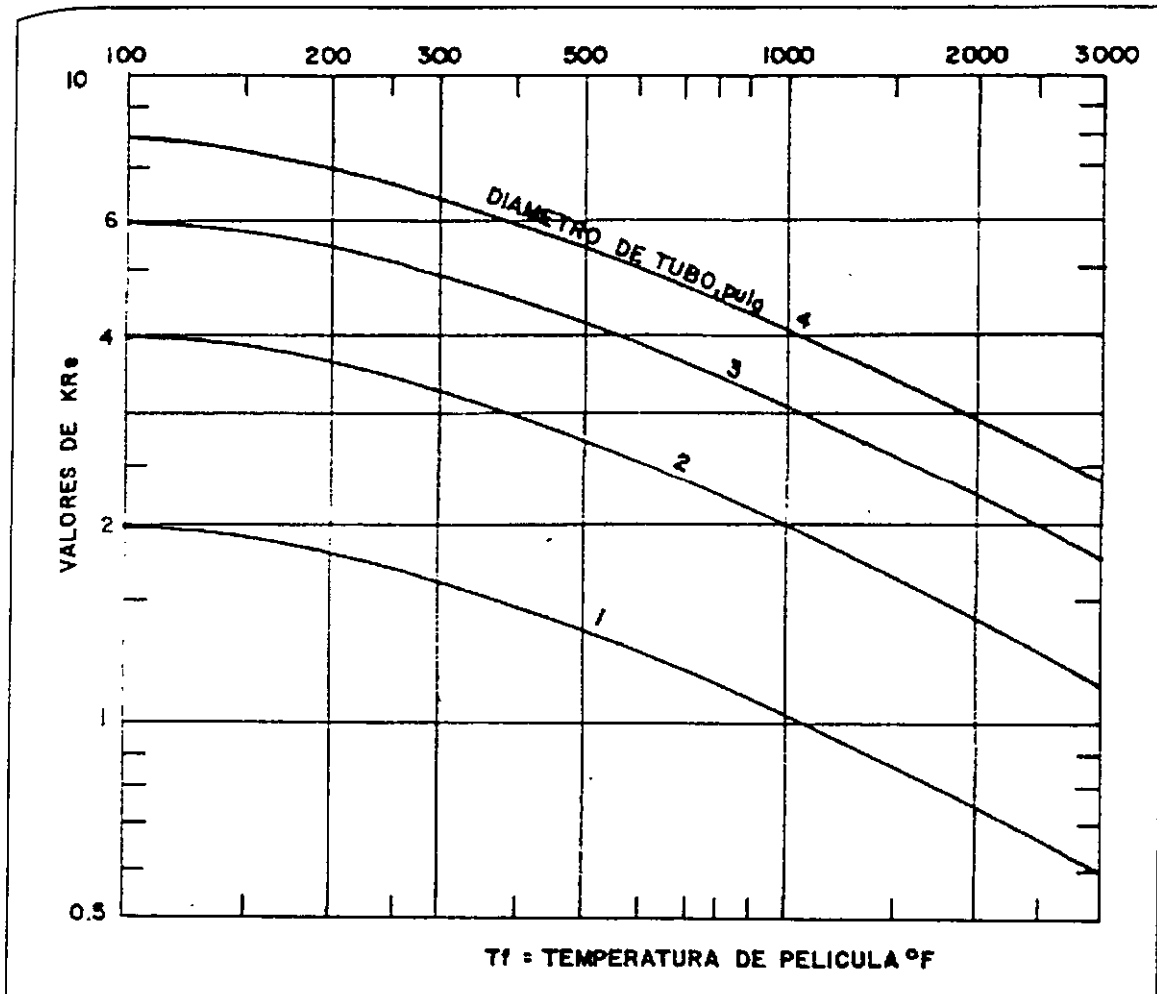
ANEXO B

Gráfica B. 1
Valores de Fpp VS Temperatura de película



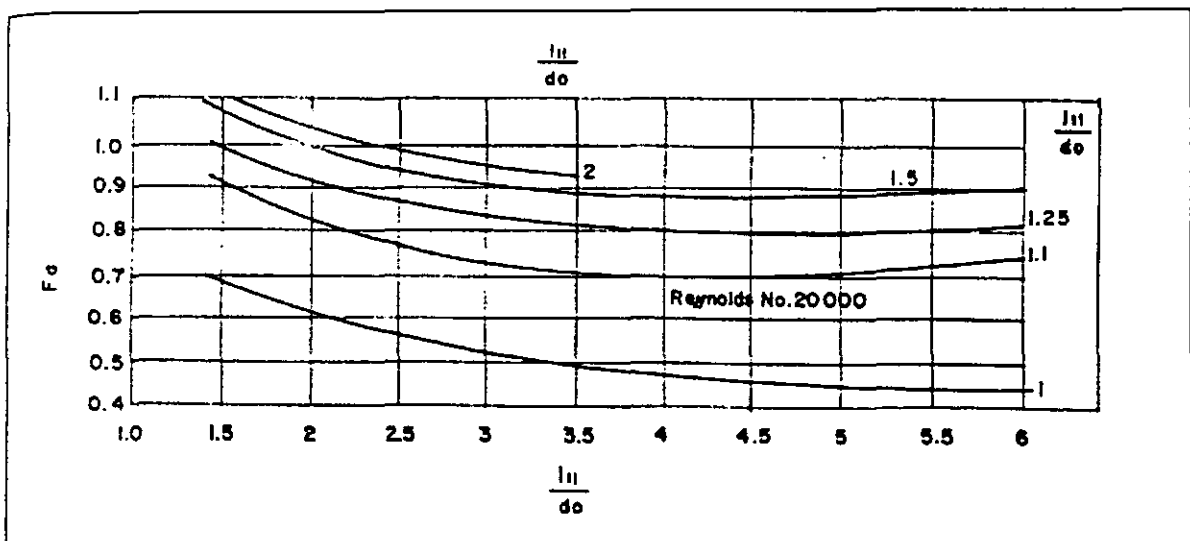
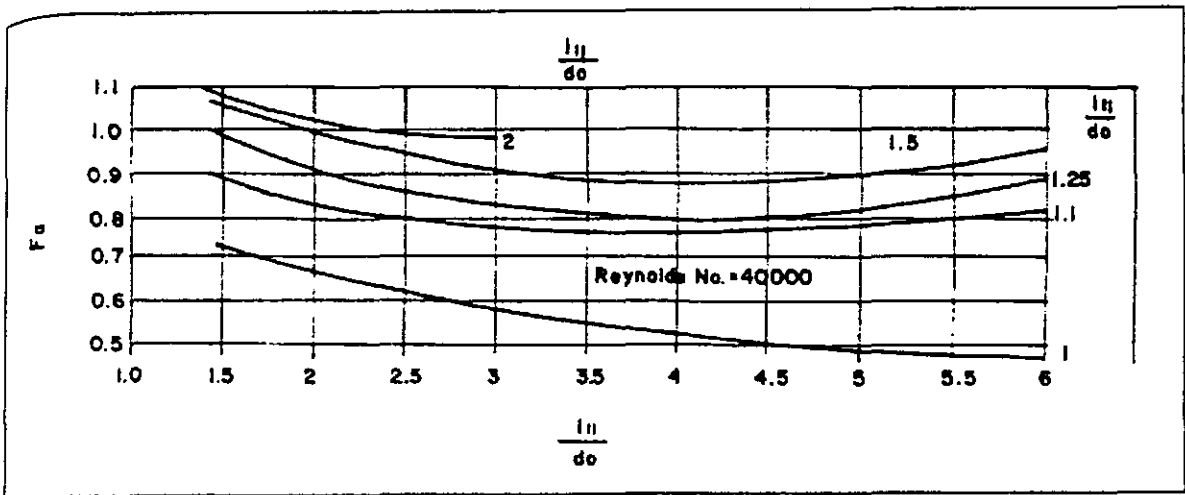
(28) (James, R. W.), 1974

Gráfica B.2
Valores de Kr_e VS Temperatura de Película

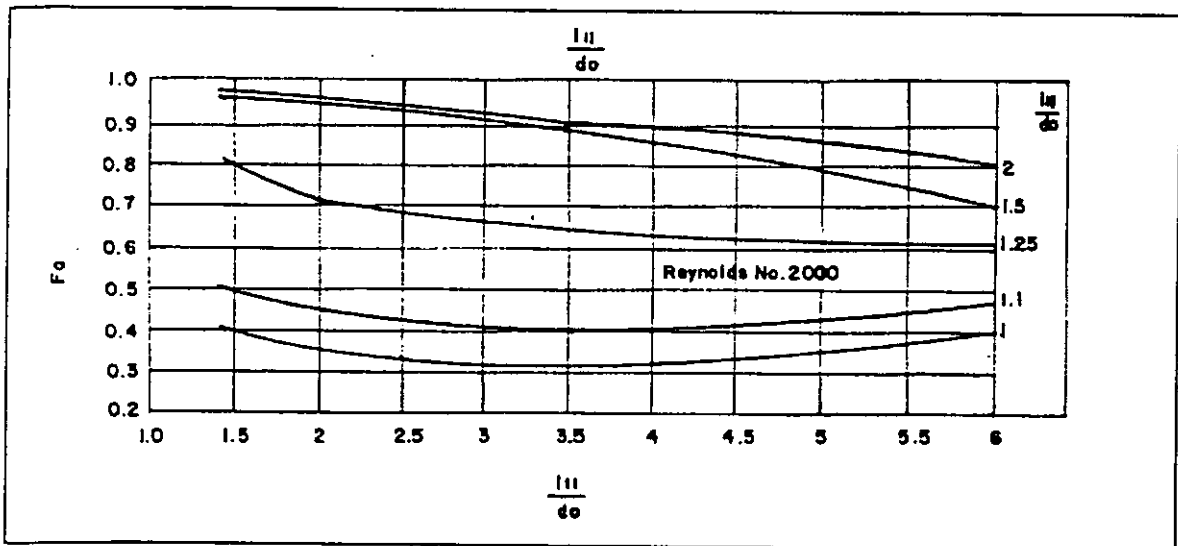
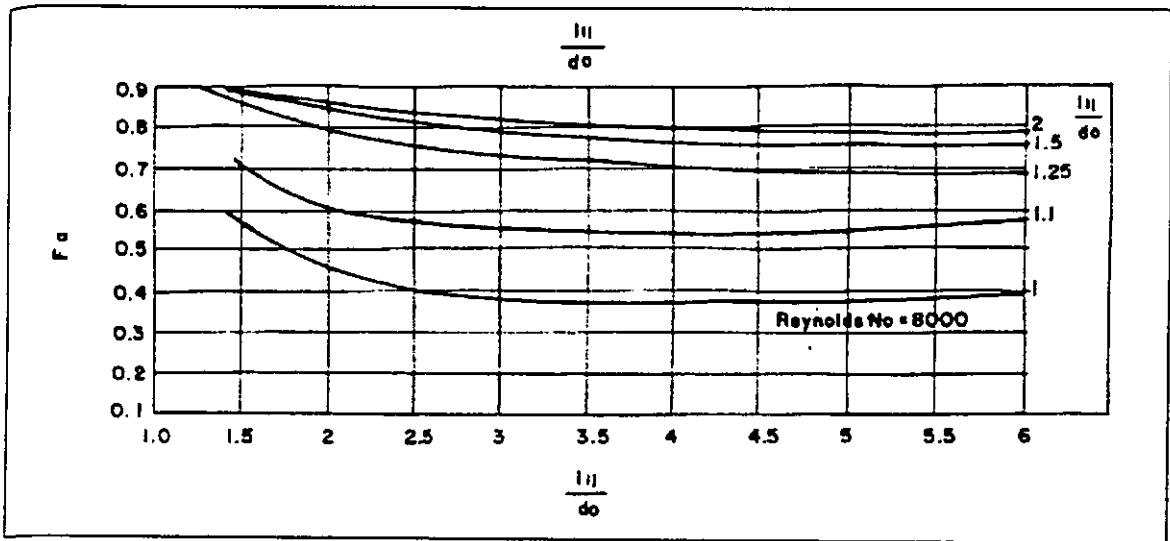


(28) (James, R. W.), 1974

Gráfica B. 3
Efectos del Arreglo geométrico F_a por el Número de Reynold Re para
Flujo Cruzado

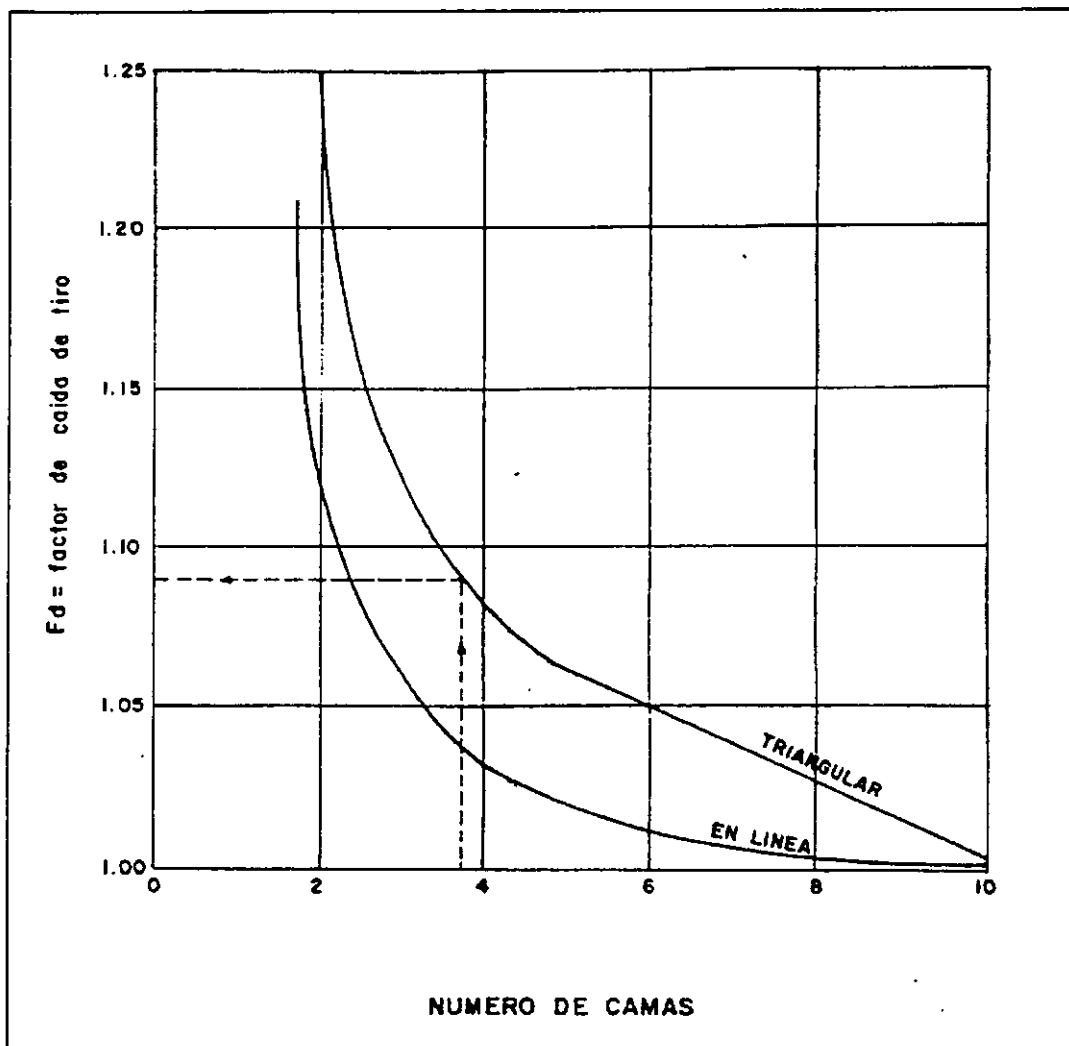


Gráfica B. 3
(Continuación)



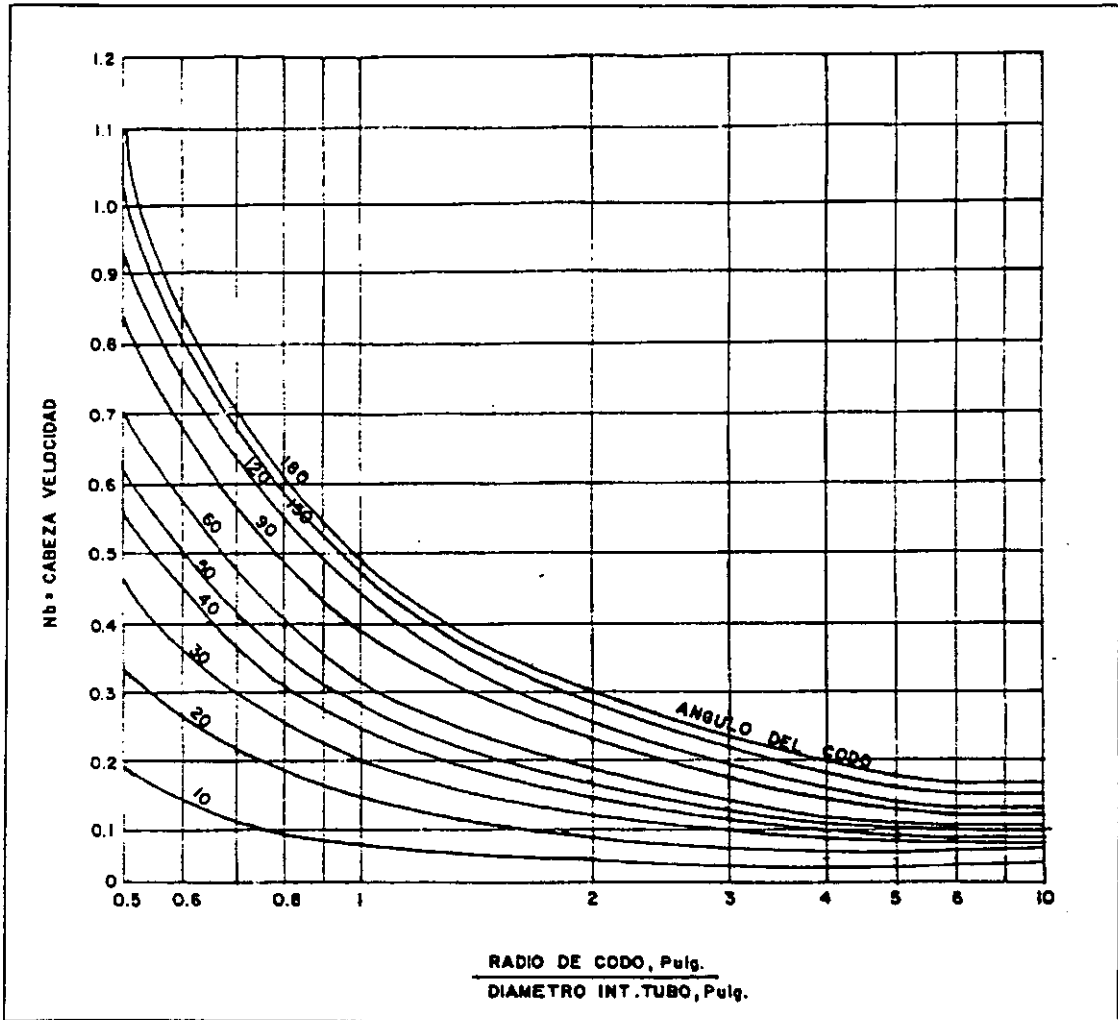
(28) (James, R. W.), 1974

Gráfica B. 4
Factor de Caída de Tiro F_d VS el Número de Camas



(28) (James, R. W.), 1974

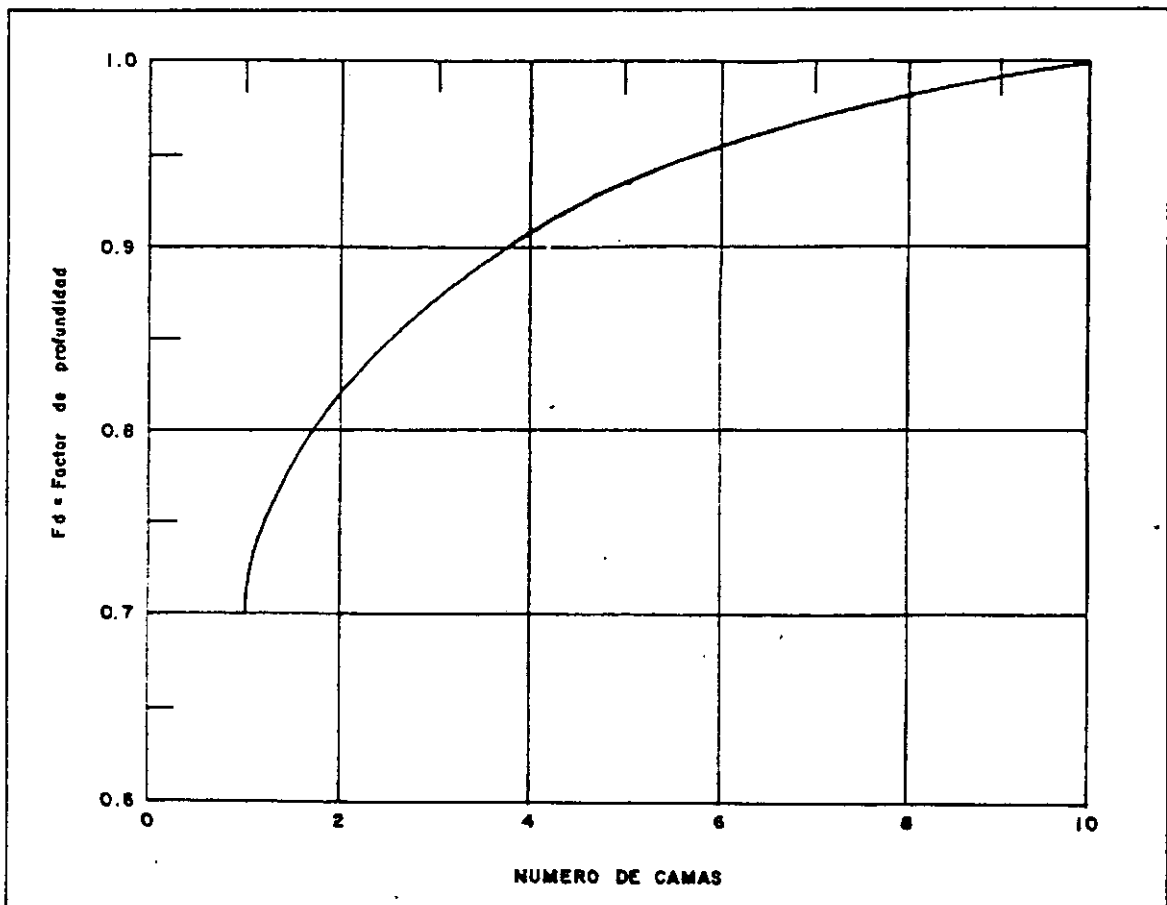
Gráfica B. 5
Cabeza Velocidad VS r/d



(28) (James, R. W.), 1974

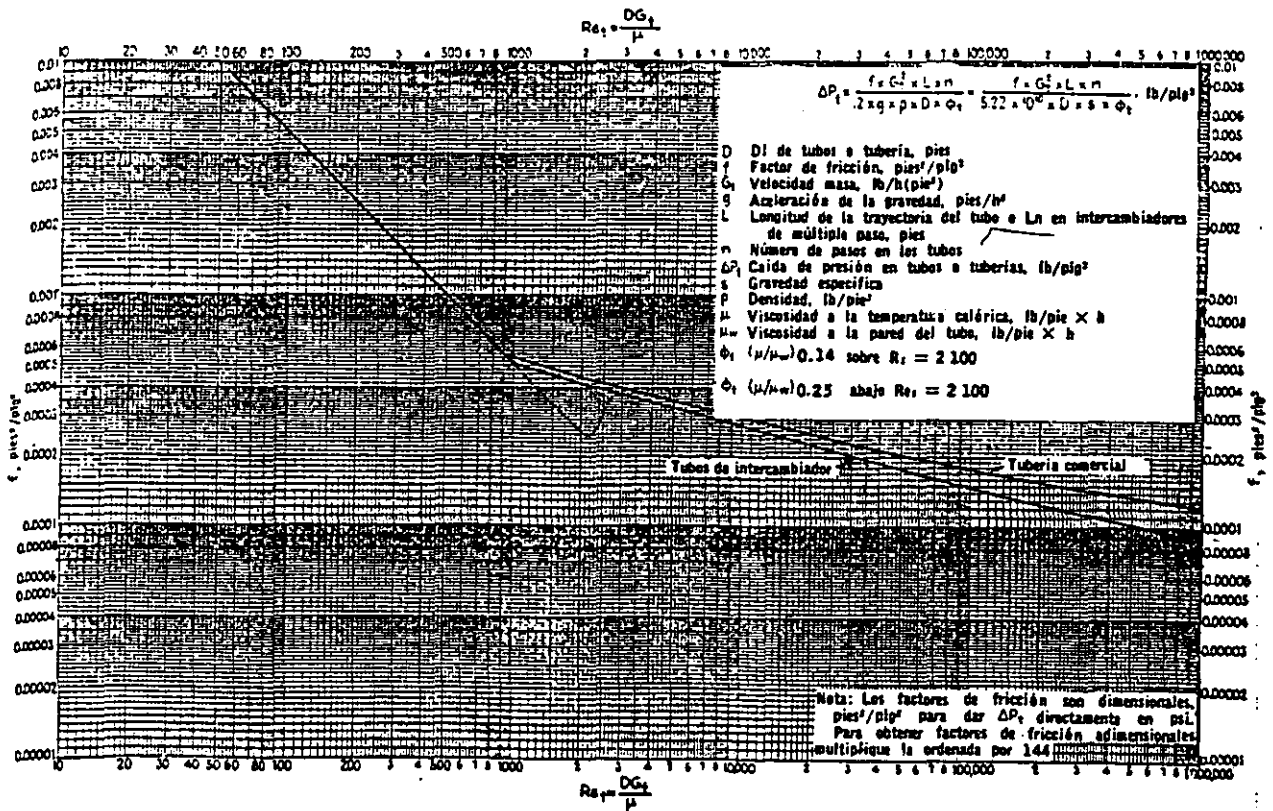
Gráfica B. 6
Correlación para obtener el valor de Factor de profundidad Fd
a partir del Número de camas NC

$$F_d = -8E-06NC^6 + 0.0003NC^5 - 0.005NC^4 + 0.0394NC^3 - 0.1714NC^2 + 0.4221NC + 0.4168$$



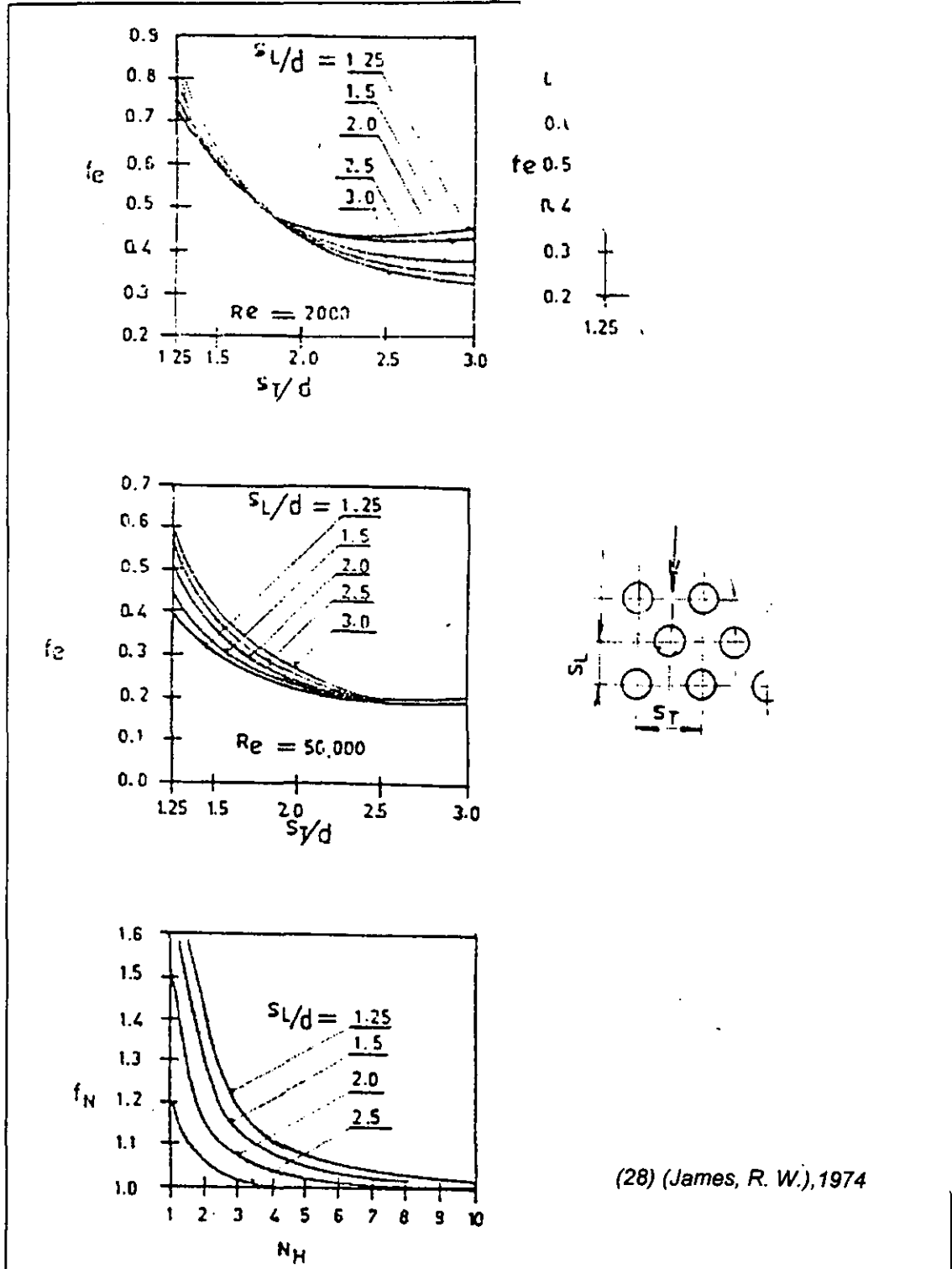
(28) (James, R. W.), 1974

Gráfica B. 7
Factores de fricción



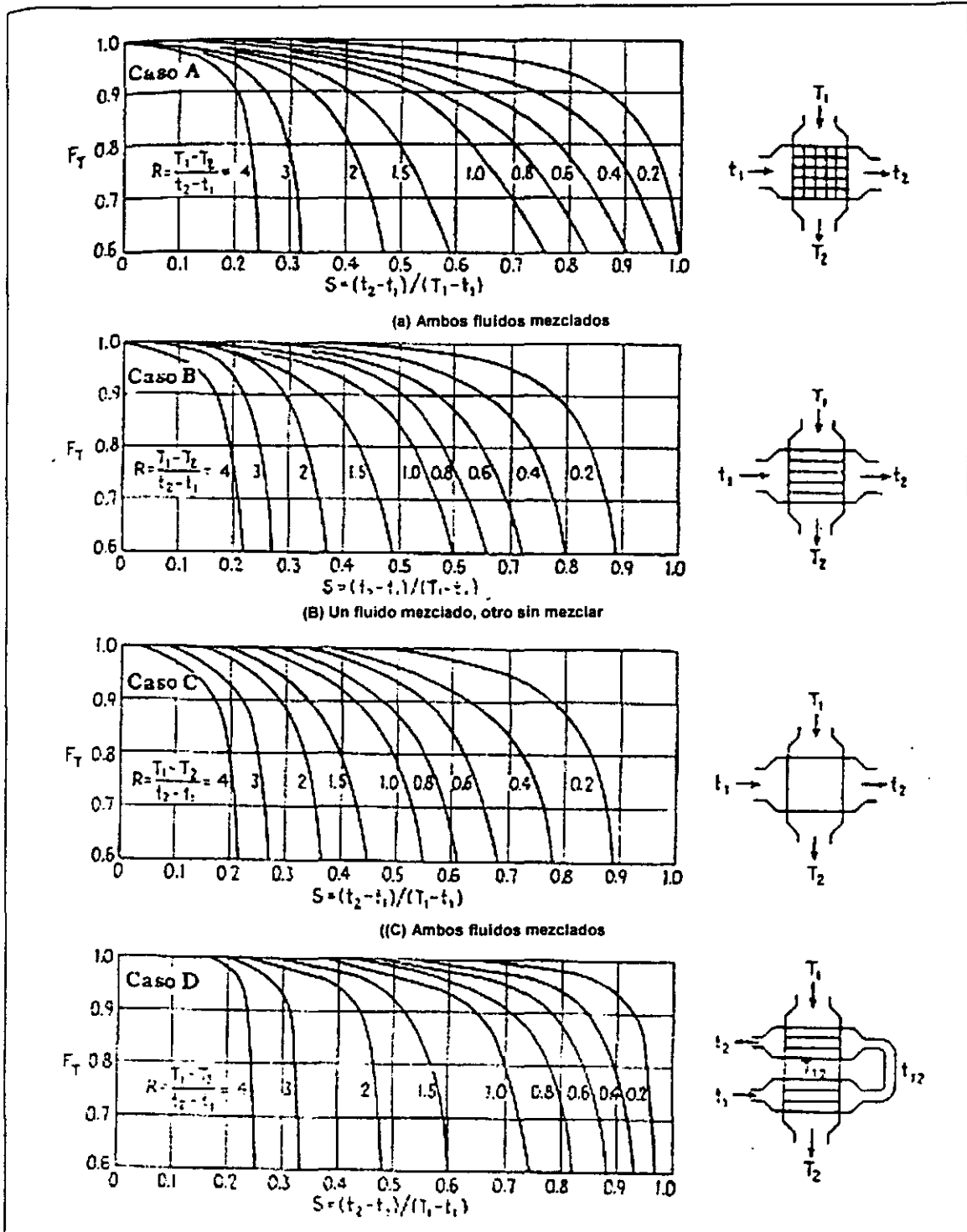
(28) (James, R. W.), 1974

Gráfica B. 8
Factor f_e para arreglos en triangular y f_N
(continuación)



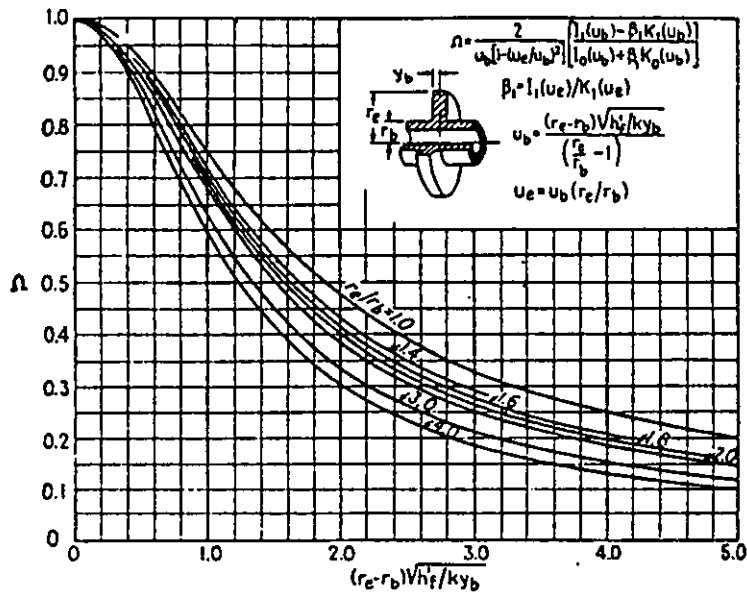
(28) (James, R. W.), 1974

Gráfica B. 9
Factor de corrección y diferencia de temperaturas para flujo Cruzado

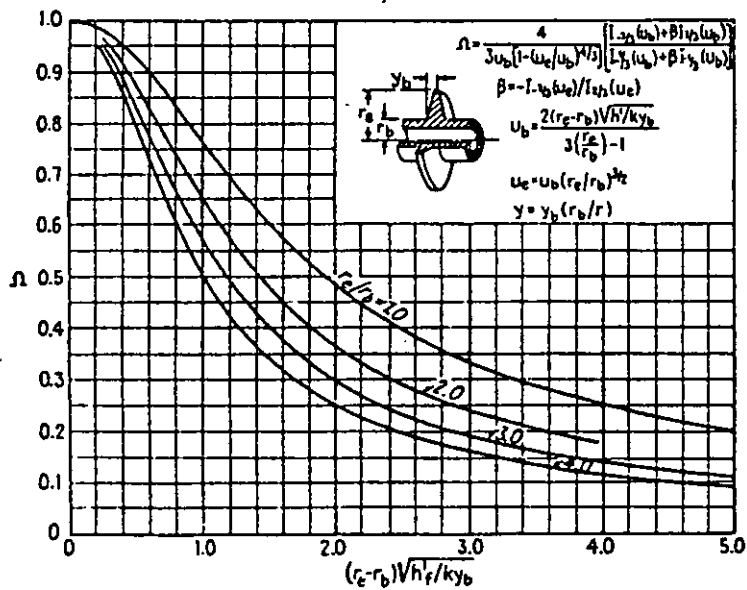


(28) (James, R. W.), 1974

Gráfica B. 10 Eficiencia de aletas



(a) Eficiencia de aleta anular de espesor constante



(28) (James, R. W.), 1974

ANEXO C

C.1 Propiedades termofísicas para los gases exhaustos

Tablas de Propiedades para los compuestos de combustión.

Se dan las variables de la ecuación característica para cada una de las propiedades en relación a la temperatura en °K y Presión en Kg / m²

Estas correlaciones son validas para un rango de temperatura 0°C a 1700°C (273°K a 1973°K).

$$X = A + BT + CT^2 + DT^3 + ET^4 + FT^5 + GT^6$$

$$\rho = A \cdot \frac{P}{T}$$

Donde:

$$X = C_p, \rho, \mu, K$$

Donde:

μ = viscosidad

P = Presión

- Calor específico. C_p (Cal / gmol-°K), Donde $T = 1.0 \times 10^{-3}$, (Rodríguez., 1999).

	A	B	C	D	E	F	G
CO	7.812249	-6.668293	-17.28296	17.28709	8.860125	-2.314819	0.24477
CO ₂	4.324933	20.80895	-22.9459	16.84483	-7.935665	2.121672	-0.2408
NO	8.462334	-10.40669	27.54876	-30.28119	17.18511	-4.95726	0.575528
N ₂	7.709928	-5.503897	13.12136	-11.67955	5.233997	-1.173185	0.103883
H ₂ O	7.98886	-1.506271	6.661376	-4.65597	1.696464	-0.3706212	0.03992444
O ₂	7.361141	-5.369589	20.54179	-25.86526	15.94566	-4.85889	0.5861501
CH ₄	7.918404	-11.41722	63.73457	-75.25691	43.29269	-12.56732	1.469695
C ₂ H ₆	2.387968	34.57751	2.49726	-18.36373	10.380812	-2.32048	0.171401
C ₃ H ₈	6.8008	21.71	62.349	-107.19	69.802	-21.101	2.4476
C ₄ H ₁₀	-39.772	412.9	-991.74	1325	-926.75	317.38	42.031
C ₅ H ₁₀	-2.857971	128.8347	-90.84176	48.237473	-21.971056	6.79207	-0.9221203

- Viscosidad. μ (mPa*s), (Yaws, 1974).

	A X 10 ⁻³	B X 10 ⁻⁵	C X 10 ⁻⁹	D X 10 ¹⁰	E X 10 ¹³	F X 10 ¹⁶	G X 10 ²⁰
CO	3.2	5	-10				
CO ₂	2.5	5	-9				
NO	5.7	5	-8				
N ₂	3.0	5	-10				
H ₂ O	-3.20	4	-0.8				
H ₂	2.2	2	-4				
O ₂	1.4	7	-20.0	8000			
CH ₄	1.6	3	-8				
C ₂ H ₆	0.6	3	-5				
C ₃ H ₈	0.5	3	-4				
C ₄ H ₁₀	5.5	3	-20	600	-100		
C ₅ H ₁₀	5.1	3	-10	600	-100		

- Conductividad térmica. K (W / m-°K), (Yaws, 1974).

	A	B X 10 ⁵	C X 10 ⁷	D X 10 ¹¹	E X 10 ¹⁴	F X 10 ¹⁶	G X 10 ²⁰
CO	0.0005	9	-0.4	0.8			
CO ₂	-0.0054	7	0.2	-2	0.4		
NO	0.005	7	-0.008	-0.4			
N ₂	0.0004	10	-0.5	2			
H ₂ O	0.0211	-10	4	-30	6		
H ₂	0.0081	70	-4	20			
O ₂	-0.0003	10	-0.4	1			
CH ₄	-0.0019	9	1	-4			
C ₂ H ₆	-0.031	20	-2	20			
C ₃ H ₈	0.0152	-8	4	-20	3		
C ₄ H ₁₀	-0.074	60	-20	200	-100	5	-6
C ₅ H ₁₀	-0.0093	10	0.4	-4	80		

- Densidad. ρ (kg / m³) , (Yaws, 1974).

	A X 10 ²	B	C	D	E	F	G
CO	3.33333						
CO ₂	5.47600						
NO	5.29950						
N ₂	3.33330						
H ₂ O	2.14280						
H ₂	0.23809						
O ₂	3.80950						
CH ₄	1.90476						
C ₂ H ₆	3.47900						
C ₃ H ₈	5.23809						
C ₄ H ₁₀	6.90476						
C ₅ H ₁₀	8.57140						

C.2 Propiedades termofísicas para DowthermG, DowthermQ y Alquilarilo pesado (AAP).

Se dan las variables de la ecuación característica para cada una de las propiedades en relación a la temperatura en °K

Estas correlaciones son validas para un rango de temperatura 0°C a 1700°C (273°K a 1973°K).

$$\text{X} = A + BT + CT^2 + DT^3 + ET^4 + FT^5 + \text{GT}^6 \quad \text{Viscosidad } y = A + Bx + Cx^2 + Dx^3 + Ex^4$$

$$X = C_p, \rho, \mu, K$$

$$x = \ln(T)$$

$$y = \ln(\mu)$$

El Cp, K, μ , ρ se reportan en unidades inglesas tal como se encontro en la fuente bibliografica.

- Calor especifico. Cp (BTU/lb°F), (The Dow Chemical Co. 1998).

	A	B X 10 ⁴	C X 10 ⁸	D X 10 ⁹	E	F	G
Dowtherm-G	0.3567	3.0					
Dowtherm-Q	0.3658	4.0	-4				
AAP	0.1117	25.0	-400	3.00			

- Conductividad térmica. K (BTU/lb-h-°F), (The Dow Chemical Co. 1998).

	A X 10 ²	B X 10 ⁵	C X 10 ⁸	D X 10 ¹¹	E X 10 ¹²	F X 10 ¹⁵	G X 10 ¹⁸
Dowtherm-G	7.45	-3	10.0	-100	3	-4	2
Dowtherm-Q	7.3	-4	-3.0	2.0			
AAP	-0.5	80.0	-300	500	-3.00		

- Densidad. ρ (lb / ft³), (The Dow Chemical Co. 1998).

	A	B X 10 ²	C X 10 ²	D X 10 ⁵	E X 10 ⁹	F X 10 ¹¹	G X 10 ¹⁴
Dowtherm-G	70.907	-2.83					
Dowtherm-Q	62.044	-2.62					
AAP	-275.3400	3.9332	-1.76	3.00	3.00	-7.00	7.00

- Viscosidad. μ (Cp), (The Dow Chemical Co. 1998).

	A	B	C	D	E	F	G
Dowtherm-G	- 10.433	16.506	- 5.8735	0.8229	-0.0426		
Dowtherm-Q	- 2143.8	1506.3	- 382.57	42.109	-1.7074		
AAP	140287	-96425	24849	-2845.4	122.16		

C.1 Gráficas de propiedades termofísicas para los componentes de los gases exhaustos

Propiedades para el CO

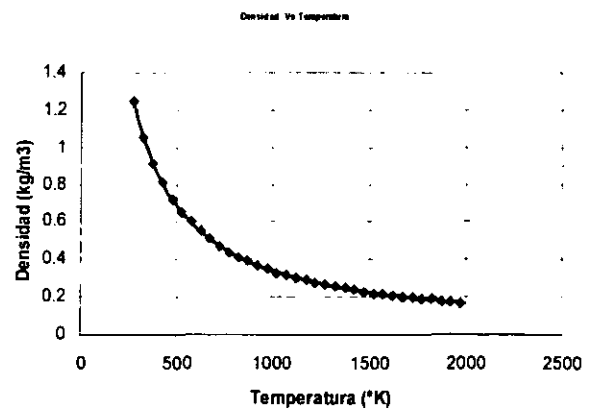
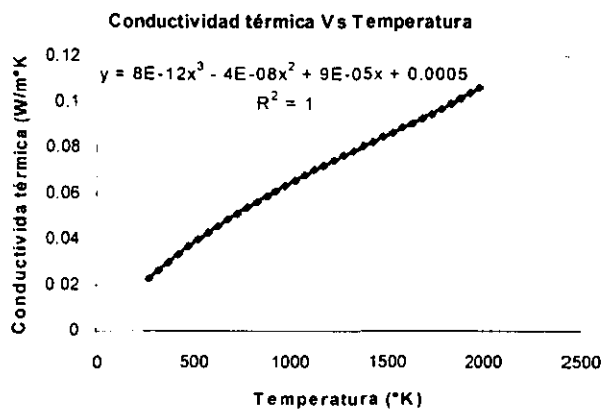
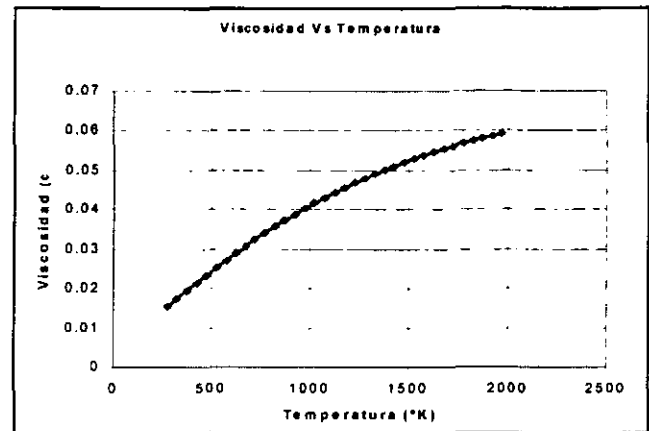
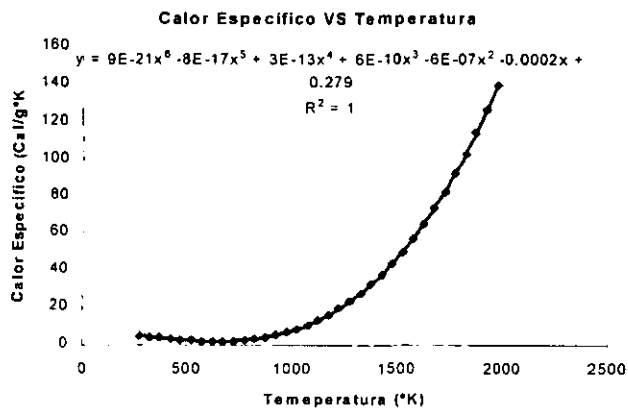


Figura C.1 y C.2
Calor específico y Conductividad
térmica del CO

Figura C.3 y C.4
Viscosidad y Densidad del CO

Propiedades para el CO₂

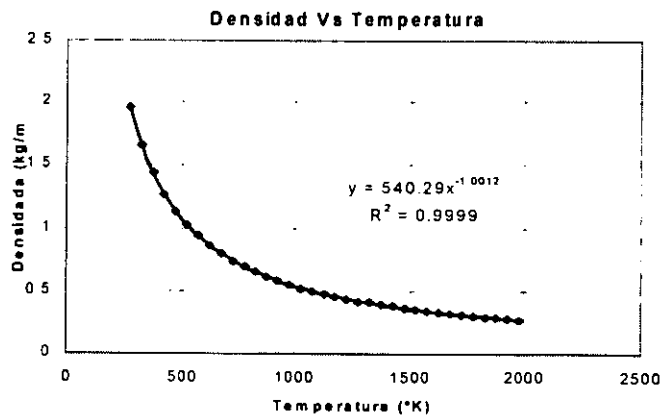
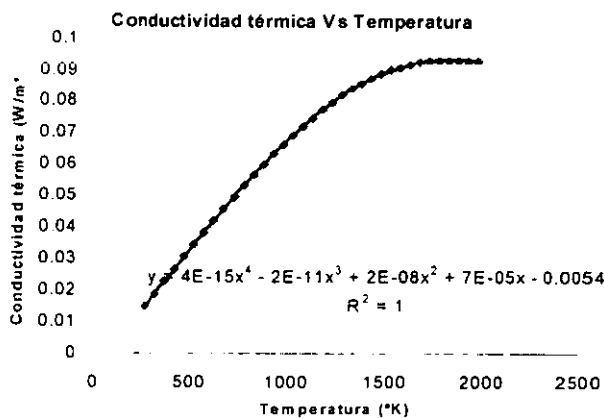
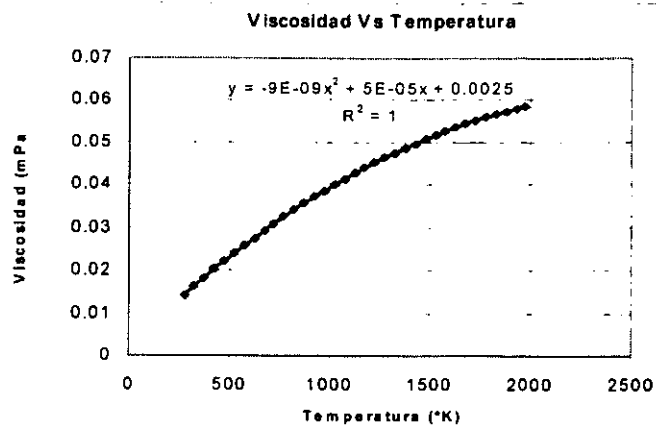
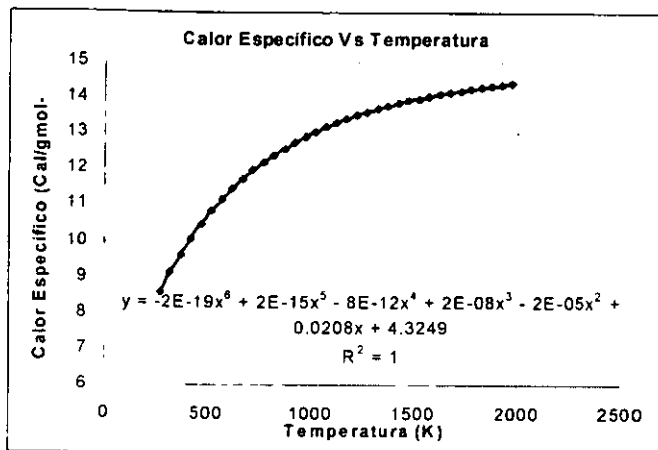


Figura C.5 y C.6
Calor específico y Conductividad
térmica del CO₂

Figura C.7 y C.8
Viscosidad y densidad del CO₂

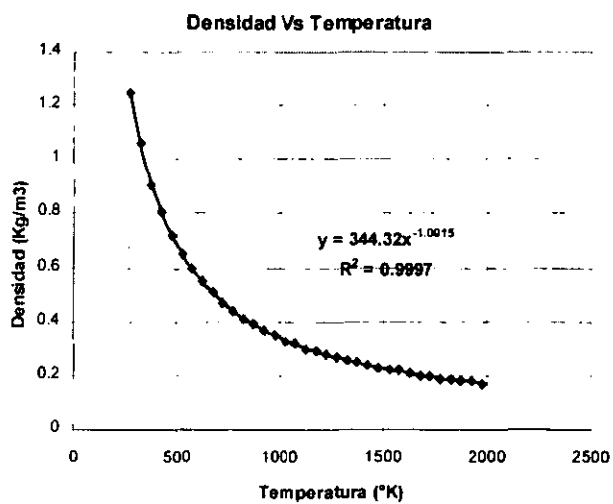
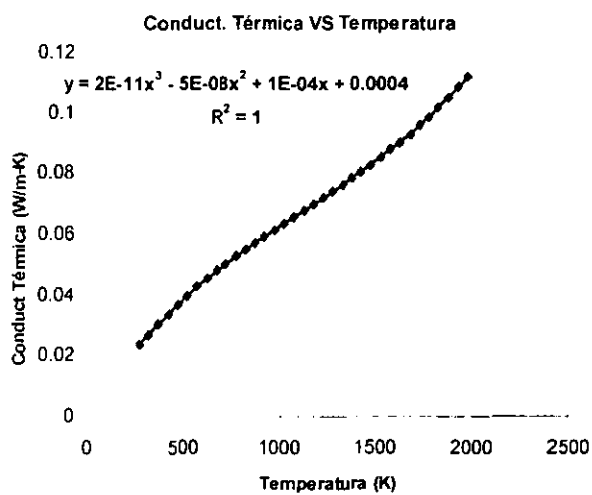
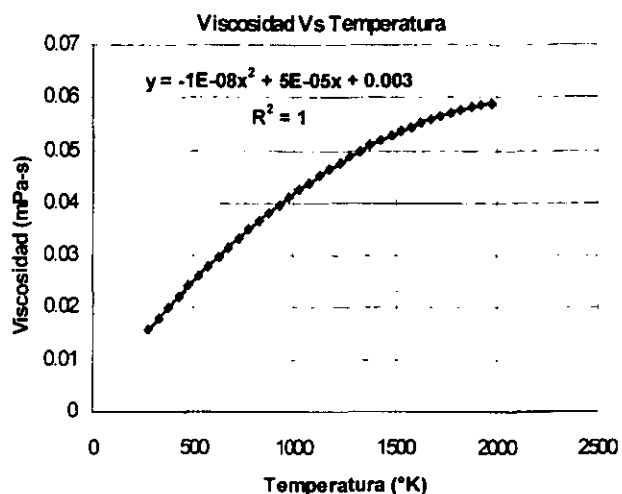
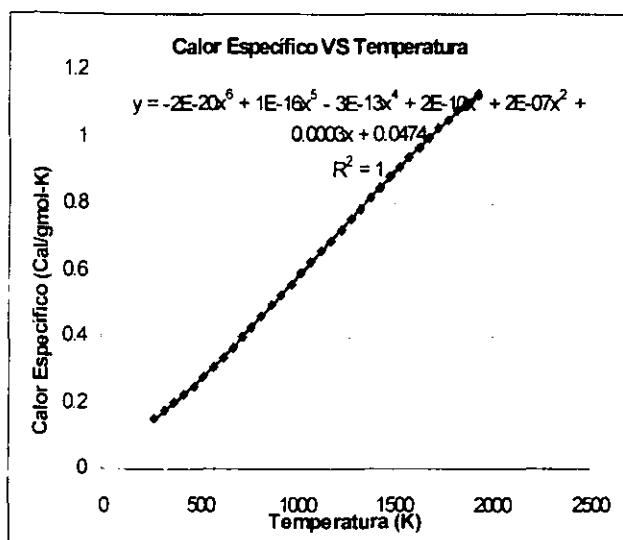
Propiedades para el N₂

Figura C.9 y C.10
Calor Específico y Conductividad
térmica del N₂

Figura C.11 y C.12
Viscosidad y Densidad del N₂.

Propiedades para el NO

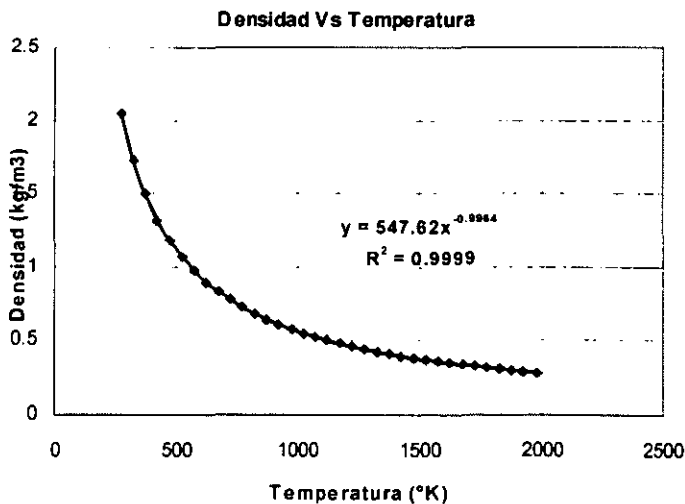
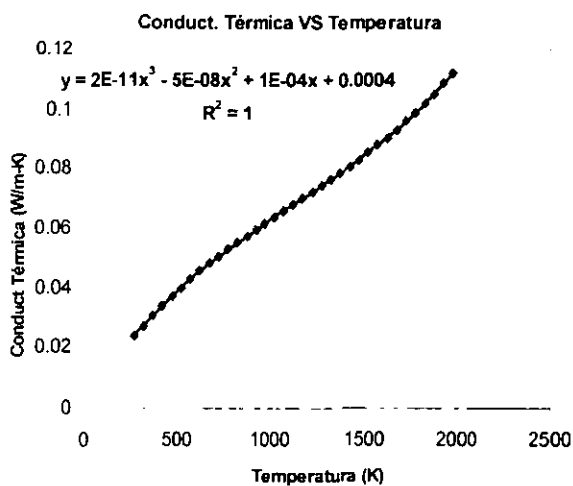
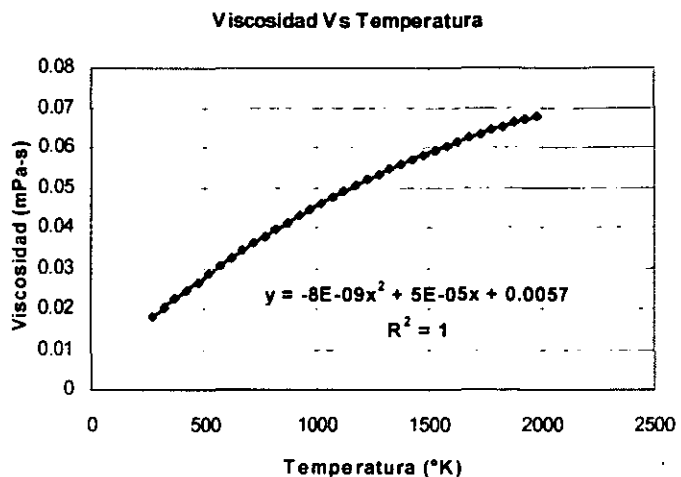
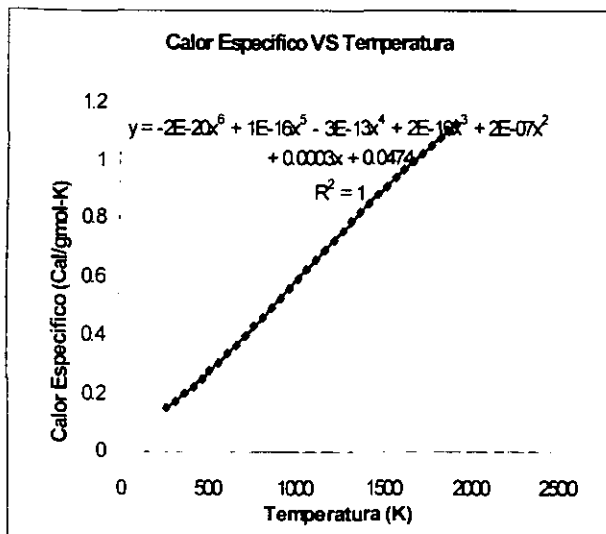


Figura C.13 y C.14
Calor específico y
Conductividad térmica del NO

Figura C.15 y C.16
Viscosidad y Densidad del NO

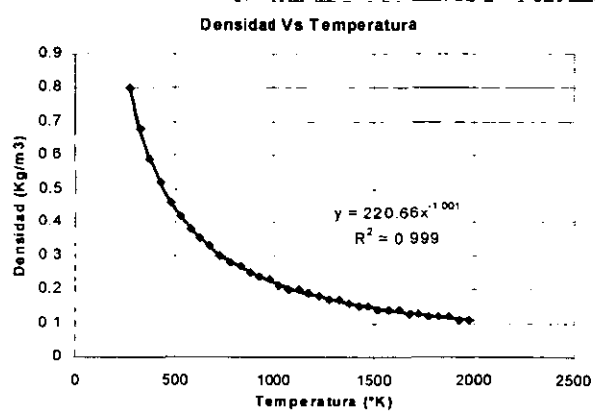
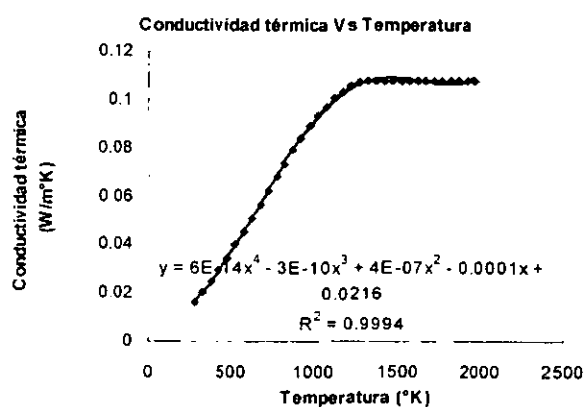
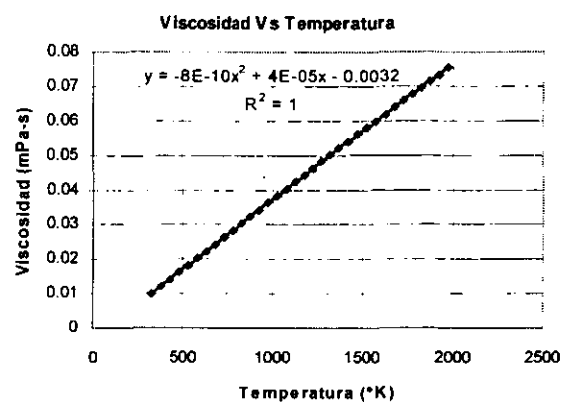
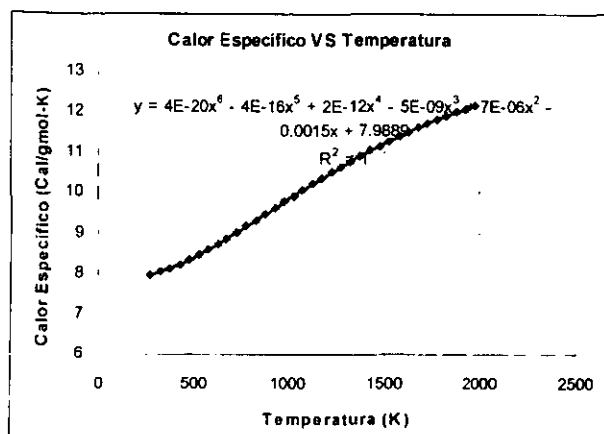
Propiedades para el H₂O

Figura C.17 y C.18
Calor específico y conductividad
térmica del H₂O

Figura C.19 y C.20
Viscosidad y Densidad del H₂O

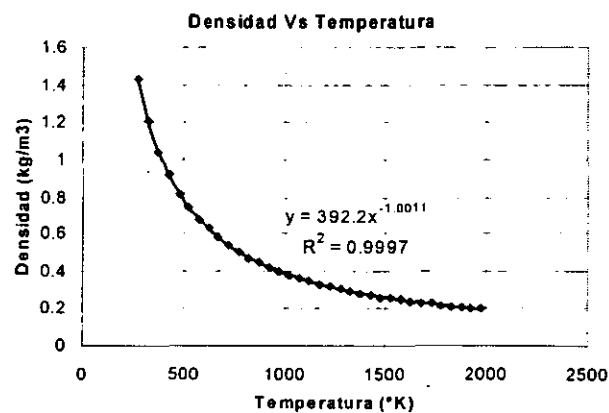
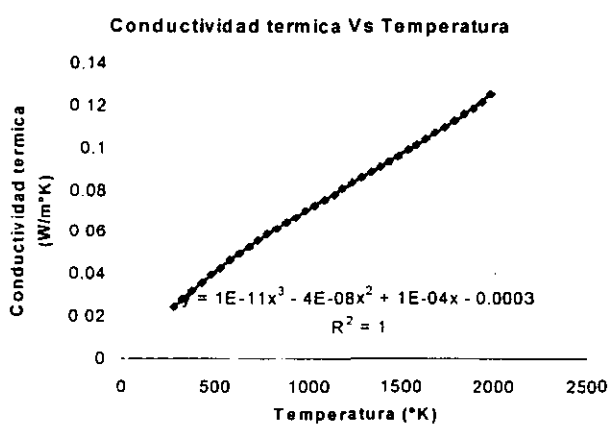
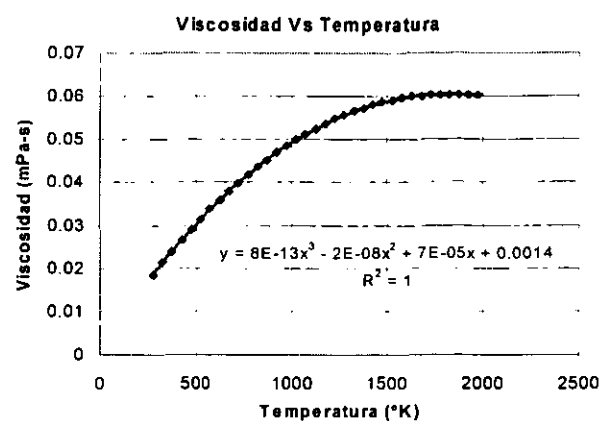
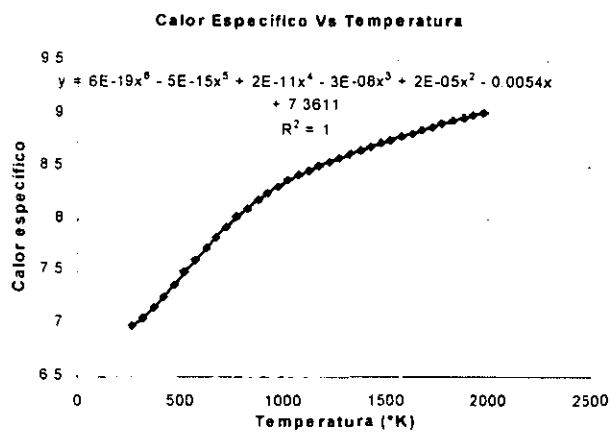
Propiedades para el O₂

Figura C.21 y C.22
Calor específico y Conductividad
térmica para el O₂

Figura C.23 y C.24
Viscosidad y Densidad para el O₂

C.2 Gráficas de propiedades termofísicas de Aceites Térmicos (Dowtherm- G

Propiedades para el Dowtherm-G

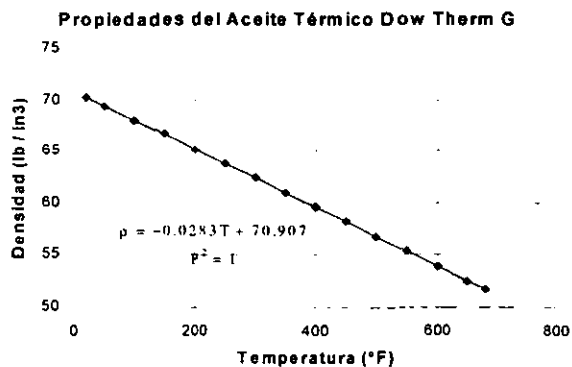
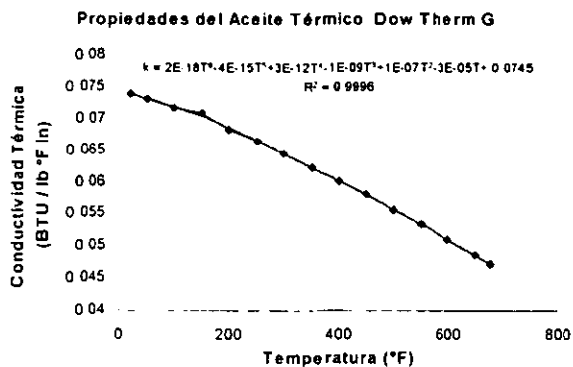
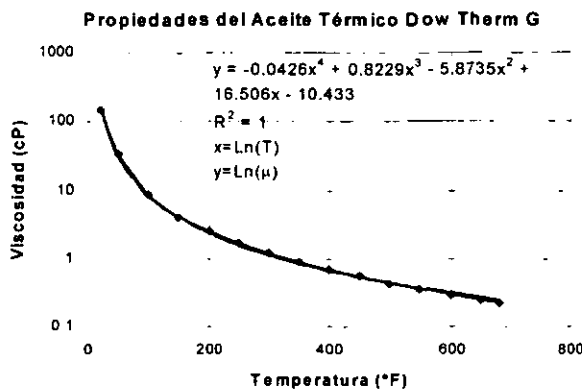
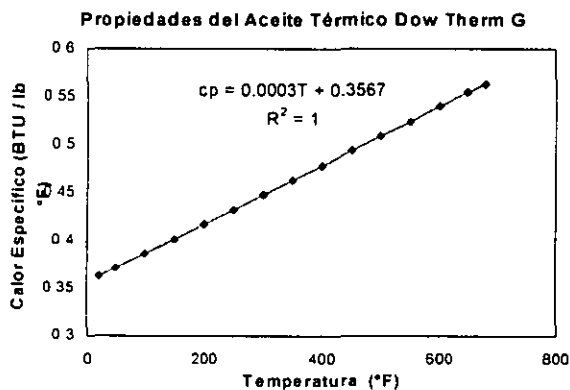


Figura C.29 y C.30
Calor específico y Conductividad térmica del Dowtherm-G

Figura C.31 y C.32
Viscosidad y Densidad del Dowtherm-G

PROGRAMA SRCSC

Programa principal

```
! Programa: SRCSC (Simulador de Recuperadores de Calor en Sistemas de Calentamiento)
! Programa Principa
! Proposito: Simulación de Recuperadores de Calor para calentamiento de aceite tér-
!           mico a partir de gases exhaustos
```

```
PROGRAM SRCSC
USE Mod_Prop_Fisicas
USE Correlation_heat_recov
USE Coeficientes_pellicula
USE Caida_de_Presion
USE Metod_secante
Implicit None
real(kind=prec2) :: Vis_gas, Den_gas, K_gas, Cp_gas, Delta_H_gas,
                  Vis_gasi, Den_gasi, K_gasi, Cp_gasi
real(kind=prec2) :: Vis_Aceite, K_Aceite, Den_Aceite, Cp_Aceite,
                  Delta_H_oil, Vis_Aceitei, K_Aceitei,
                  Cp_Aceitei, Den_Aceitei, Cp_oil, Vis_oil, K_oil
real(kind=prec2) :: Vis_pared_g, K_pared_g, Cp_pared_g,
                  Vis_pared_gi, K_pared_gi, Cp_pared_gi
real(kind=prec2) :: T1, T2, Tgas_prom, Toil_prom, Pe,
                  Tgas_promi, Tgas_enti, Tgas_sali, Toil_enti,
                  Toil_sali, Toil_promi, Te, Ti, Tcalc
character (15) :: Corriente_fria, Corriente_caliente,
                  arreglo_del_haz, Tipo_tubo, tipo_aleta,
                  material_aleta, tipo_simulacion
real(kind=prec2) :: Qgas_i, Qgas, Qoil_i, Qoil, Wgas_i, Wgas,
                  Woil_i, Woil, Erc, Tgas_sal, Tgas_ent,
                  Tgas1_ent, Toil_sal, Toil_ent, LMTD, LMTDi, AC,
                  Ld, Lt, Atdi, Atd, DN, De, Di, Api, Ap, Ui,
                  U, ATi, AT, Atti, Atti_aletado, Atti_liso,
                  Alpi, Vrecom_oil_i, Alp, Ai, A, PT, PTlong, NTC,
                  N, NT, NP, NTP, NTL, NTA, DeltaTi, DT1, DT2,
                  Ggas_i, Ggas, Goil_i, Goil, Ggas_liso_i, Ggas_liso,
                  G_gas_aletado, G_gas_aletado_i, Vprom_gas,
                  Vprom_gas_i, Vrecom_gas, Vprom_oil, Vprom_oil_i,
                  DeltaT, Ft, Den_Aceite_i, B,
                  Delta_H_gasi, Delta_H_oil_i
real(kind=prec2) :: Dequiv, D1, D2, Re_gas, Re_oil, Tpellicula_gas,
                  Tpared, Tpellicula_gasi, Tparedi, Pr_pared,
                  Pr_gas, Pr_oil, h_gas_i, h_gas, hg, h_oil_i,
                  h_oil, h_ac, h_gas_liso, h_gas_liso_i,
                  h_gas_aletado, h_gas_aletado_i, U_limpio,
                  u1, u2, f, r, Att, Q, Atot, Atot_i,
                  Eficiencia_equipo1, DT3, DT4, R1,
                  Delta_Poil_i, Delta_Poil, Delta_P_oil,
                  Delta_Pgas, Delta_Poil_perm, Delta_Pgas_i,
                  Delta_Pgas_perm, Delta_Pg, Delta_Pgas_liso,
                  Delta_Pgas_liso_i, Delta_Pgas_aletado,
                  Delta_Pgas_aletado_i, Vo
real(kind=prec2) :: Altura_aleta, Dens_aleta, Espesor_aleta, Df,
                  Af, At_liso, Ath, Atotal, Atotali, Atotal_lisa,
                  Atotal_lisa_i, A_lisa, A_lisai, Afin,
                  Atotal_aletada, Atotal_aletada_i, Pp,
                  Dequiv_aletado, Aflujo_ducto, G_gas, G_gasi,
                  Re_gas_aletado, A_obstruccion, R3, R4, R5, tb,
                  qo, Rad1, Rad2, Tbi, m1, E, Tf, Tfi,
                  T_prom_aleta, T_prom_aletai, W, Aint,
                  Delta_Pgas_fin, Delta_Pgas_fini, Qtr, Qtr_i,
                  Err, Dif_Qt, Trefi, H1_gas, H2_gas, Tref,
                  H1_quemador, H2_quemador, Delta_H_quemador,
                  Tsai_quemador, Tent_quemador, Qfuel_i, Qfuel,
                  Wfuel_i, Wfuel
```

```

integer                                :: i, j, k, Nc, m, Iden_Aceite, NI
integer, dimension(:), pointer         :: g1
real(kind=prec2)                      :: P
real(kind=prec2), dimension(Max_No_Comp) :: y
real(kind=prec2)                      :: No_comp_st, No_aceite,suma_y
real(kind=prec2), dimension(:), pointer :: y_comp
real(kind=prec2)                      :: ytotal, LHV
! ===== executable statements =====
      y = 0.0
      Nc = 11
      Ft = 1
      Tref = 25      ![C]

!! ... ALLOCATE STORAGE FOR ARRAYS ...
      allocate (g1(Nc)); allocate (y_comp(Nc))
      y_comp = 0.0
      open(unit=10,file='result.txt')
      open(unit=12,file='Datos.txt')
! Lectura de datos desde el archivo 'Datos.txt' y almacenamiento de
! los mismos en el archivo 'result.txt'.
! Los datos se pueden almacenar desde MS-DOS o bien desde el archivo
! de datos.
      print *, 'Da el nombre de la corriente caliente(e.g. Gas)'
      read(12,*) Corriente_caliente
      write(10,*) 'La corriente caliente considerada es: ',
      * Corriente_caliente
      print *, 'Da el nombre del fluido termico(escoja entre:DowthermG,
      *DowthermQ, Alquil_Arilo_pesado)'
      read (12,*) Corriente_fria
      write(10,*) 'La corriente fría considerad es: ',Corriente_fria
      print *, 'El diseño será con quemador o sin quemador? (con_quema
      *dor, sin_quemador)'
      read(12,*) tipo_simulacion
      write(10,*) 'El diseño considerado será:',tipo_simulacion
      print *, 'Escribe la temperatura inicial y final del fluido
      *termico [C]'
      read(12,*)      Toil_ent, Toil_sal
      write(10,*) 'la temperatura inicial y final del fluido termico [C]
      *considerada es:',Toil_ent, Toil_sal
      print *, 'Escribe la temperatura inicial de los gases exha
      *ustos [C]'
      read(12,*)      Tgas1_ent
      write(10,*) 'La temperatura inicial de los gases exhaustos
      *considerada en [C] es:',Tgas1_ent
      print *, 'Escribe la 1a y 2a aproximación de la temperatura de sali
      *da de los gases exhaustos [C]'
      read(12,*)      Ti, Te
      write(10,*) 'La 1a y 2a aproximación de temperatura de los gases
      * exhaustos en [C] es:',Ti, Te
      print *, 'Escribe el numero de iteraciones para encontrar la tempe
      *ratura de salida del gas'
      read(12,*)      NI
      write(10,*) 'El numero de iteraciones es:',NI
      print *, 'Da la presión de entrada de la corriente calient en[KPa]'
      read(12,*) P
      write(10,*) 'La presión de los gases exhaustos considerada en [KPa]
      * es:',P
      print *, 'Dame el Flujo Masico de los gases exhaustos y del fluido
      *termico [lb/h]'
      read(12,*) Wgas_i, Woil_i
      write(10,*) 'El flujo Masico de los gases exhaustos y del fluido
      *termico [lb/h] es:', Wgas_i, Woil_i
      print *, 'Dame el factor de ensuciamiento interno y externo en
      * [ft2-h-F/BTU]'
      read(12,*) R1, R2
      write(10,*) 'El factor de ensuciamiento interno y externo en
      * [ft2-h-F/BTU]' es:', R1, R2
      print *, 'Dame el diametro de tubos, nominal [in]'
      read(12,*) DN
      write(10,*) 'El diametro de tubos, nominal [in] es:', DN
      print *, 'Dame el diametro exterior [in]'
      read(12,*) De
      write(10,*) 'El diametro exterior [in] es:', De

```



```

print *, 'Dame el diametro interior [in]'
read(12,*) Di
write(10,*)'El diametro interior [in] es:', Di
print *, 'Dame la longitud transversal del Recup. de Calor [ft]'
read(12,*) Ld
write(10,*)'La longitud del ducto [ft] es:', Ld
print *, 'Dame el ancho transversal del Recup. de Calor [ft]'
read(12,*) AC
write(10,*)'El ancho transversal [ft] es: ', AC
print *, 'Dame la longitud de tubo [ft]'
read(12,*) Lt
write(10,*)'La longitud de tubo [ft] es: ', Lt
print *, 'Dame el arreglo del haz de tubos (escoja entre: lineal,
*triangul)
read (12,*) arreglo_del_haz
write(10,*)'El arreglo del haz de tubos es: ', arreglo_del_haz
print *, 'Dame el Pitch Transversal y Longitudinal [in]'
read(12,*) PT, PTlong
WRITE(10,*) 'El Pitch Transversal y logitudinal considerado
*[in] es:', PT, PTlong
print *, 'Escribe el tipo de tubo(e.g. liso, aletado)'
read(12,*) Tipo_tubo
write(10,*)'El tipo de tubo considerado es: ', Tipo_tubo
Lectura de la composicion de gases exhaustos, y seleccion del aceite:
print *, 'Escribe la fraccion mol del Methane'
read(12,*) y_comp(1)
write(10,*)'La fraccion mol del Methane es:', y_comp(1)
print *, 'Escribe la fraccion mol del Ethane'
read(12,*) y_comp(2)
write(10,*)'La fraccion mol del Ethane es:', y_comp(2)
print *, 'Escribe la fraccion mol del Propane'
read(12,*) y_comp(3)
write(10,*)'La fraccion mol del Propane es:', y_comp(3)
print *, 'Escribe la fraccion mol del Butane'
read(12,*) y_comp(4)
write(10,*)'La fraccion mol del Butane es:', y_comp(4)
print *, 'Escribe la fraccion mol del Pentane'
read(12,*) y_comp(5)
write(10,*)'La fraccion mol del Pentane es:', y_comp(5)
print *, 'Escribe la fraccion mol del Nitrogen'
read(12,*) y_comp(6)
write(10,*)'La fraccion mol del Nitrogen es:', y_comp(6)
print *, 'Escribe la fraccion mol del Oxygen'
read (12,*) y_comp(7)
write(10,*)'La fraccion mol del Oxygen es:', y_comp(7)
print *, 'Escribe la fraccion mol del Carbon_Dioxide'
read (12,*) y_comp(8)
write(10,*)'La fraccion mol del Carbon_Dioxide es:', y_comp(8)

print *, 'Escribe la fraccion mol del Carbon_Monoxide'
read (12,*) y_comp(9)
write(10,*)'La fraccion mol del Carbon_Monoxide es:', y_comp(9)
print *, 'Escribe la fraccion mol del NO'
read (12,*) y_comp(10)
write(10,*)'La fraccion mol del NO es:', y_comp(10)
print *, 'Escribe la fraccion mol del H2O'
read (12,*) y_comp(11)
write(10,*)'La fraccion mol del H2O'. y_comp(11)
print *, 'Dame el numero de tubos'
read (12,*) NT
write(10,*)'El numero de tubos es:', NT
print *, 'Dame el numero de pasos'
read (12,*) NP
write(10,*)'El numero de pasos es:', NP
print *, 'Dame el numero de camas (si no se tiene el dato dar
*N = 0.0)'
read (12,*) N
write(10,*)'El numero de camas es:', N
Si se escoge 'tubo = aletado' entonces se piden los siguientes datos:
IF (Tipo_tubo == 'aletado') THEN
print *, 'Dame la altura de la aleta [in]'
read (12,*) Altura_aleta
write(10,*)'La altura de la aleta [in] es:', Altura_aleta

```

```

print *, 'Dame la densidad de aleta [aleta/in]'
read (12,*) Dens_aleta
write(10,*)'La densidad de la aleta [aleta/in] es:', Dens_aleta
print *, 'Dame el espesor de aleta [in]'
read (12,*) Espesor_aleta
write(10,*)'El espesor de la aleta [in] es:', Espesor_aleta
print *, 'Dame el tipo de aleta (e.g solida, segmentada)'
read (12,*) Tipo_aleta
write(10,*)'El tipo de la aleta [in] es:', Tipo_aleta
print *, 'Dame el material de aleta (e.g cobre, aluminio, acero,
* acero_al_carbon)'
read (12,*) material_aleta
write(10,*)'El material de la aleta es:', material_aleta
!Si se escoge 'tubo = ambos' entonces que pida los siguientes datos:
ELSE IF (Tipo_tubo == 'ambos') THEN
print *, 'Dame el número de tubos lisos'
read (12,*) NTL
write(10,*)'El número de tubos lisos es:', NTL
print *, 'Dame el número de tubos aletados'
read (12,*) NTA
write(10,*)'El número de tubos aletados es:', NTA
print *, 'Dame la altura de la aleta [in]'
read (12,*) Altura_aleta
write(10,*)'La altura de la aleta [in] es:', Altura_aleta
print *, 'Dame la densidad de aleta [aleta/in]'
read (12,*) Dens_aleta
write(10,*)'La densidad de la aleta [aleta/in] es:', Dens_aleta
print *, 'Dame el espesor de aleta [in]'
read (12,*) Espesor_aleta
write(10,*)'El espesor de la aleta [in] es:', Espesor_aleta
print *, 'Dame el tipo de aleta (e.g solida, segmentada)'
read (12,*) Tipo_aleta
write(10,*)'El tipo de la aleta [in] es:', Tipo_aleta
print *, 'Dame el material de aleta (e.g cobre, aluminio, acero,
* acero_al_carbon)'
read (12,*) material_aleta
write(10,*)'El material de la aleta es:', material_aleta
print *, 'Dame el ancho del segmento de aleta [in] (e.g 0.313)'
read (12,*) W
write(10,*)'El ancho del segmento de la aleta [in] es:', W
End IF
If (tipo_simulacion == 'con_quemador') then
print *, 'Da la temperatura del gas a la salida del quemador en
* [C] (no mayor a 1700 F = 926.66 C)'
read (12,*) Tsal_quemador
write(10,*)'La temperatura del gas a la salida del quemador en
* [C] es:', Tsal_quemador
End if
ytotal= sum(y_comp)
If((0.9999>=ytotal) .or. (ytotal>1.0001))THEN.....!(B)
print*, ' sum of mol fractions not equal to 1.0 (check it) = ',
*ytotal
print*, ' dame otra vez los valores'
end if.....!(B)
g1 =(/1, 2, 3, 4, 5, 6, 7, 8, 9, 10, 11/)
Definir cual aceite se usará
IF (Corriente_fria == 'DowthermG') THEN ..... !Opcion 1
Iden_Aceite = 1
ELSE If (Corriente_fria == 'DowthermQ') then .....!Opcion 2
Iden_Aceite = 2
ELSE If (Corriente_fria == 'Alquil_Arilo_pesado') then..... !Opcion 3
Iden_Aceite = 3
ELSE
print*, 'no se ha seleccionado corriente fria, teclearla: ',
* Corriente_fria
stop
END IF .....!Fin de las 3 opciones
!CALCULO DEL QUEMADOR SUPLEMENTARIO
IF (Tipo_simulacion == 'con_quemador') then
!El valor más pequeño de calentamiento LHV para gas natural es:
LHV = 1000 .....!(BTU/ft)
Tent_quemador = Tgas1_ent
!Calculo de H2_quemador, H1_quemador y Delta_H_quemador

```

```

Call ICp_gasexhaust(Tref, Tent_quemador, Tsal_quemador, y_comp, Nc,
                    H1_gas, H2_gas, Delta_H_gas, g1)
H1_quemador = H1_gas*1.80376           ![BTU/lb]
H2_quemador = H2_gas*1.80376           ![BTU/lb]
Delta_H_quemador = Delta_H_gas*1.80376 ![BTU/lb]
Tgas_ent = Tsal_quemador
Call Cp_gasexhaust(Tgas_prom, y_comp, NC, Cp_gas, g1)
!La carga termica del combustible Qfuel es:
Qfuel_i = Wgas_i * Delta_H_quemador    ![BTU/h]
Qfuel = Qfuel_i*2.93E-4                ![kJ/s]
!El flujo masico del combustible Wfuel sera:
Wfuel_i = Qfuel_i/LHV                   ![lb/ft3]
Wfuel = Wfuel_i*37.26                   ![kg/m3]
ELSE IF (Tipo_simulacion == 'sin_quemador') then
Tgas_ent = Tgas1_ent
END IF

Eficiencia de Transf. de Calor:
Erc = 0.98
!Temperatura promedio lado aceite
Toil_prom = (Toil_ent+Toil_sal)/2        ![C]
Toil_enti = 1.8*Toil_ent+32              ![F]
Toil_sali = 1.8*Toil_sal+32              ![F]
Toil_promi = 1.8*Toil_prom+32           ![F]
Trefi = 1.8*Tref+32                      ![F]
!Calculo de las propiedades termodinamicas para el aceite
Call ICp_Aceite_T (Trefi, Toil_enti, Toil_sali, Delta_H_oil_i,
                  Iden_Aceite)
Call Den_Aceite_T (Toil_enti, Toil_sali, Den_Aceitei, Iden_Aceite)
Call Cp_Aceite_T (Toil_enti, Toil_sali, Cp_aceitei, Iden_Aceite)
Call Vis_Aceite_T (Toil_ent, Toil_sal, Vis_aceite, Iden_Aceite)
Call K_Aceite_T (Toil_enti, Toil_sali, K_aceitei, Iden_Aceite)
Cp_aceitei = Cp_aceite/4.187             ![BTU/lb-F]
Vis_aceitei = Vis_aceite * 2.42         ![lb/ft-h]
K_aceitei = K_aceite/1.97                ![BTU/h-ft-F]
Den_Aceitei = Den_Aceite/16.052         ![lb/ft3]
!Calculo de la carga térmica lado aceite térmico
Qoil_i = Woil_i * Erc * Delta_H_oil_i    ![BTU/h]
Qoil = Qoil_i*2.93E-4                    ![kJ/s]
!Calculo de la temperatura de salida del gas Tgas_sal.
Call Metodo_secante(Tref, Tgas_ent, Qoil_i, Wgas_i, Erc,
                    Ti, Te, Ni, y_comp, Nc, g1,
                    Tcalc)
Tgas_sal = Tcalc
!Temperatura promedio gases exhaustos y cambio de unidades de celsius a ferenheit
Tgas_prom = (Tgas_ent+Tgas_sal)/2        ![C]
Tgas_enti = 1.8*Tgas_ent+32              ![F]
Tgas_sali = 1.8*Tgas_sal+32              ![F]
Tgas_promi = 1.8*Tgas_prom+32           ![F]
!Calculo de las propiedades termodinamicas para los gases exhaustos
Call ICp_gasexhaust(Tref, Tgas_ent, Tgas_sal, y_comp, Nc,
                    H1_gas, H2_gas, Delta_H_gas, g1)
Call Cp_gasexhaust(Tgas_prom, y_comp, NC, Cp_gas, g1)
Call Den_gasexhaust (Tgas_prom, P, y_comp, Nc, Den_gas, g1)
Call Vis_gasexhaust(Tgas_prom, y_comp, Nc, Vis_gas, g1)
Call K_gasexhaust(Tgas_prom, y_comp, Nc, K_gas, g1)
Cp_gasi = Cp_gas*1.0021                  ![BTU/lb-F]
Vis_gasi = Vis_gas * 2.42                ![lb/ft-h]
K_gasi = K_gas * 0.5781                  ![BTU/h-ft-F]
Den_gasi = Den_gas/16.052                ![lb/ft3]
!Calculo de la carga térmica lado gases exhaustos
Delta_H_gasi = Delta_H_gas*1.80376       ![BTU/lb]
Qgas_i = Wgas_i * Erc * Delta_H_gasi     ![BTU/h]
Qgas = Qgas_i*2.93E-4                    ![kJ/s]
!Obtencion de la LMTD:
DT1 = (Tgas_ent)-(Toil_sal)
DT2 = (Tgas_sal)-(Toil_ent)
LMTD = (DT1-DT2)/log(DT1/DT2)           ![C]
DeltaT = LMTD*Ft
LMTDi = (LMTD*1.8)                       ![F]
!El area de flujo por tubo es:
ATi = (3.1416 * Di * Di)/4*0.006945
!El area del ducto es:
Atdi = AC*Ld                              ![ft2]

```

```

Atd = Atdi*0.093
IF(Tipo_tubo == 'liso') THEN.....!!Primera opcion del tipo de tubo: t_liso
!El area de transferencia por tubo (liso) se calcula de la sig forma:
At_liso = (3.14*De)/12 !area de tubo en [ft2/ft]
Atti = At_liso*Lt !area de transferencia por tubo[ft2]
!El area de transferencia por tubo (aletado) se calcula de la sig forma:
Else if (Tipo_tubo == 'aletado') THEN .....!! segunda opcion del tipo tubo:
!! t_aletado

!Diametro de aleta Df
Df = De + 2*Altura_aleta
!Perimetro proyectado
Pp = (2*(Altura_aleta/12)*2*Dens_aleta*12) +
(2*(1-(Espesor_aleta/12)*Dens_aleta*12))
A_obstruccion = (De/12)+((Dens_aleta*Espesor_aleta*Altura_aleta)/6)
If (Tipo_aleta == 'solida') then.....!!1a opción, aleta solida
!a) Area aletada por pie de longitud
Afin = 3.14*Dens_aleta*((4*De*Altura_aleta)+(4*Altura_aleta**2
)+(2*Espesor_aleta*De)+(4*Espesor_aleta*Altura_aleta))/24 ![ft2/ft]
!b) Area de tubo liso por pie de longitud
At_liso = (0.262*De)-
((.262*De)*(Espesor_aleta/12)*(Dens_aleta*12))
!c) Area por espesor de aleta
Ath = 3.14*(Df/12)*(Espesor_aleta/12)*(Dens_aleta*12)
Else if (Tipo_aleta == 'segmentada') then.....!!2a opción, aleta segmentada
!a) Area aletada por pie de longitud
Afin = 3.14*De*Dens_aleta*(2*Altura_aleta*(W + Espesor_aleta)
+ Espesor_aleta*W)/(12*W)
!b) Area de tubo liso por pie de longitud
At_liso = (3.14*De*(1-(Dens_aleta*Espesor_aleta)))/(12*W)
!c) Area por espesor de aleta
Ath = 3.14*(Df/12)*(Espesor_aleta/12)*(Dens_aleta*12)

End if.....!!Fin del 1er y 2o ciclo del tipo de aleta
!d) Area de transferencia por tubo
Atti = (Afin + At_liso + Ath)*Lt
Atot = Atti*NT
Else if (Tipo_tubo == 'ambos') THEN.....!! 3a opción del tipo de tubo
!! tubo liso y aletado
!El area de transferencia por tubo (liso) se calcula de la sig forma:
At_liso = (3.14*De)/12 !area de tubo en [ft2/ft]
Atti_liso = At_liso*Lt !area de transferencia por tubo[ft2]
Atotal_lisa_i = Atti_liso*NTL
Atotal_lisa = Atotal_lisa_i*0.093
!El area de transferencia por tubo (aletado) se calcula de la sig forma:
Df = De + 2*Altura_aleta
!Perimetro proyectado
Pp = (2*(Altura_aleta/12)*2*Dens_aleta*12) +
(2*(1-(Espesor_aleta/12)*Dens_aleta*12))
A_obstruccion = (De/12)+((Dens_aleta*Espesor_aleta*Altura_aleta)/
6)
If (Tipo_aleta == 'solida') then.....!!1a opción, aleta solida
!a) Area aletada por pie de longitud
Afin = 3.14*Dens_aleta*((4*De*Altura_aleta)+(4*Altura_aleta**2
)+(2*Espesor_aleta*De)+(4*Espesor_aleta*Altura_aleta))/24 ![ft2/ft]
!b) Area de tubo liso por pie de longitud
At_liso = (0.262*De)-
((.262*De)*(Espesor_aleta/12)*(Dens_aleta*12))
!c) Area por espesor de aleta
Ath = 3.14*(Df/12)*(Espesor_aleta/12)*(Dens_aleta*12)
Else if (Tipo_aleta == 'segmentada') then.....!!2a opción, aleta segmentada
!a) Area aletada por pie de longitud
Afin = 3.14*De*Dens_aleta*(2*Altura_aleta*(W + Espesor_aleta)
+ Espesor_aleta*W)/(12*W)
!b) Area de tubo liso por pie de longitud
At_liso = (3.14*De*(1-(Dens_aleta*Espesor_aleta)))/(12*W)
!c) Area por espesor de aleta
Ath = 3.14*(Df/12)*(Espesor_aleta/12)*(Dens_aleta*12)
End if.....!!Fin del 1er y 2o ciclo del tipo de aleta
!d) Area de transferencia por tubo
Atti_aletado = (Afin + At_liso + Ath)*Lt
!e) Area total aletada
Atotal_aletada_i = Atti_aletado*NTA

```

```

Atotal_aletada = Atotal_aletada_i*0.093                                ![m2]
!f) Area de transferencia por tubo total
Atti = Atti_liso + Atti_aletado
!e) El area total aletada es:
Atot = Atotal_lisa_i + Atotal_aletada_i                                ![ft2]
END IF .....!!Fin de la 1a, 2a y 3a opcion del tipo de
..... !!de tubo (liso, aletado o ambos)

!Número de tubos por cama NTC
NTC = int((12*AC/PT) - 2)
!El área de transferencia total es:
Atotali = Atot                                                        ![ft2]
Atotal = Atotali*0.093                                              ![m2]
!Si no se alimento el numero de camas N entonces:
IF (N == 0.0) THEN
N = int(NT/NTC)
END IF

!Cálculo de la Masa Velocidad del fluido térmico [Kg/s-m2] y Velocidades promedio [m/s]
AT = ATi*0.093                                                       ![m2]
Goi_i = Woi_i/(ATi*NP)                                              ![lb/h-ft2]
Goi = Goi_i*1.355E-3                                               ![Kg/s-m2]
!Velocidad promedio del aceite termico
Vprom_oil = (Goi_i/Den_Aceitei)/3600                                ![ft/s]
!El número de Re y el de Pr se obtienen de la siguiente manera:
Re_oil = (Di * Goi_i)/(12 * Vis_aceitei)
Pr_oil = (Cp_aceitei * Vis_aceitei)/(K_aceitei)
!Cálculo del Coeficiente de película para el aceite
Call Coeficiente_aceite(Re_oil, Pr_oil, K_aceitei, Di, h_ac)
h_oil_i = h_ac                                                       ![BTU/h-ft2-F]
h_oil = (h_oil_i) * (5.674)                                         ![J/s-m2-C]
!Cálculo de la Caída de Presión
Call Presion_Aceite(Woi_i, Re_oil, Di, Vprom_oil, Den_Aceitei,
Vis_aceitei, Delta_P_oil)
Delta_Poil_i = Delta_P_oil                                           ![Psi]
Delta_Poil = (Delta_Poil_i)*(6.895)                                  ![kPa]

```

----- TUBO LISO -----

```

If (Tipo_tubo == 'liso') THEN.....!!Primera opcion de tubo: t_liso
!El área libre de paso es:
Alpi = Atdi - (NTC*(De/12)*Lt)                                       ![ft2]
Alp = Alpi*0.093                                                    ![m2]
!Cálculo de la Masa Velocidad de los gases exhaustos [Kg/s-m2] y Velocidades promedio i en [m/s]
Ggas_i = Wgas_i/Alpi                                               ![lb/h-ft2]
Ggas = Ggas_i*1.355E-3                                             ![Kg/s-m2]
!La velocidad promedio del gas es:
Vprom_gas_i = (Ggas_i/(Den_gas*6.2323E-2))/3600                    ![ft/s]
Vprom_gas = Vprom_gas_i/3.28                                       ![m/s]
Vo = Wgas_i/((Den_gas*6.2323E-2)*Atdi*3600)                        ![ft/s]
!Cálculo del Número de Prandtl a la temperatura promedio del gas y a la temperatura de pared
!Temperatura de película
Tpelicula_gas = Tgas_prom + LMTD/2                                  ![C]
Tpelicula_gasi = 1.8*Tpelicula_gas+32                              ![F]
!Temperatura de pared
Tpared = 4*(Tpelicula_gas - Tgas_prom) + Tgas_prom                ![C]
Tparedi = 1.8*Tpared+32                                           ![F]
Call Cp_gasexhaust(Tpared, y_comp, NC, Cp_pared_g, g1)
Call Vis_gasexhaust(Tpared, y_comp, Nc, Vis_pared_g, g1)
Call K_gasexhaust (Tpared, y_comp, Nc, K_pared_g, g1)
Cp_pared_gi = Cp_pared_g/4.178                                     ![BTU/lb-F]
Vis_pared_gi = Vis_pared_g * 2.42                                  ![lb/ft-h]
K_pared_gi = K_pared_g * 0.5781                                    ![BTU/h-ft-F]
Pr_pared = (Cp_pared_gi * Vis_pared_gi)/K_pared_gi
Pr_gas = (Cp_gasi * Vis_gasi)/K_gasi
If (arreglo_del_haz == 'lineal') then.....!1a opción de arreglo
!El Diametro equivalente se calcula de la siguiente forma:
D1 = PT**2
D2 = 0.785*De**2
!Diametro equivalente:
Dequiv = (1.274*(D1-D2))/De                                       ![in]
!El número de Re gases exhaustos en un arreglo lineal es:
Re_gas = (Dequiv * Ggas_i)/(28.968 * Vis_gas)
Else if (arreglo_del_haz == 'triangul') then.....!2a opción de arreglo
.....!Opcion 1

```

```

!El Diametro equivalente se calcula de la siguiente forma:
D1 = 0.43*PT**2
D2 = 0.3925*De**2
!Diámetro equivalente:
Dequiv = (2.55*(D1 - D2))/De
!El número de Re gases exhaustos en un arreglo lineal es:
Re_gas = (Dequiv * Ggas_i)/(28.968 * Vis_gas)
End if
!Calculo del Coeficiente de película para gases exhaustos
Call Coeficiente_gasexhaus(Re_gas, Pr_gas, Pr_pared, K_gasi, De,
arreglo_del_haz, hg)
h_gas_i = hg
h_gas = h_gas_i * 5.674
!Calculo de la Caída de Presion para el lado del gas
Call Presion_gasexhaus(PT, PTlong, De, Den_gas_i, N, Vo,
arreglo_del_haz, Delta_Pg)
Delta_Pgas_i = Delta_Pg
Delta_Pgas = (Delta_Pgas_i)*(27.7)
Delta_Pgas_perm = 9
Lt = Lt + 1

```

----- TUBO ALETADO -----

```

Else if (Tipo_tubo == 'aletado') THEN.....!!Segunda opcion: Tubo aletado
Rad1 = Di/(2*12)
Rad2 = De/(2*12)
IF (material_aleta == 'cobre') THEN.....!C
K = 220
Else if (material_aleta == 'aluminio') THEN
K = 125
Else if (material_aleta == 'acero') THEN
K = 25
Else if (material_aleta == 'acero_al_carbon') THEN
K = 10
End if.....!C
!Diametro de aleta Df
Df = De + 2*Altura_aleta
!Perimetro proyectado
Pp = (2*(Altura_aleta/12)*2*Dens_aleta*12) +
* (2*(1-(Espesor_aleta/12)*Dens_aleta*12))
A_obstruccion = (De/12)+((Dens_aleta*Espesor_aleta*Altura_aleta)
*/6)
!Flux de calor
qo = Qgas_i/Atotali
Pr_gas = (Cp_gas_i * Vis_gas_i)/K_gasi
!Calculo de la masa velocidad
G_gas = Wgas_i/(NTC+LT*((PT/12)-A_obstruccion))
G_gas = G_gas_i*1.355E-3

```

----- !!Calculo aleta solida -----

```

If (Tipo_aleta == 'solida') then.....!!1a opción, aleta solida
!Diámetro equivalente
Dequiv_aletado = (2*(Afin + At_liso))/(3.14*Pp)
!Calculo del Numero de Reynolds
Re_gas_taletado = (Dequiv_aletado * G_gas_i)/(2.414 * Vis_gas)
!Temperatura en la base de la aleta:
R3 = R2
!Resistencia de película interno
R4 = R1
!Resistencia de película exterior
R5 = (1/(2*3.14*K))*(log(Rad2/Rad1))
Tbi = (Toil_prom*1.8+32) + qo*(R3 + R4 + R5)
Tb = (tbi-32)/1.8
!Precalculo del coeficiente mediante un metodo rapido para el calculo
!de la temperatura de la aleta
Call Coeficiente_gas_aletado(Re_gas_taletado, Dens_aleta, Espesor_aleta,
Pr_gas, Altura_aleta, K_gasi, De,
arreglo_del_haz, hg)

```

```

*
!Calculo de la efectividad de aleta solida
m1 = ((24*hg)/(K*Espesor_aleta))^0.5
!La eficiencia de aleta es:
E = 1/(1+0.002292*(m1**2)*(Altura_aleta**2)*
* ((De+2*Altura_aleta)/De)**0.5)
!Calculo de la temperatura de aleta
Tgas_promi = Tgas_prom*1.8+32
Tfi = Tbi + ((Tgas_promi) - (Tbi))*(1.42 - 1.4*E)
Tf = (Tfi-32)/1.8
T_prom_aleta = (Tf + Tb)/2
T_prom_aletai = (T_prom_aleta*1.8+32)

```

----- !!Calculo aleta segmentada -----

```

Else if (Tipo_aleta == 'segmentada') then.....!!2a opción, aleta segmentada
!Diametro equivalente
Dequiv_aletado = (2*(Afin + At_liso))/(3.14*Pp)
!El número de Reynolds es:
Re_gas_taletado = (Dequiv_aletado * G_gas)/(2.414 * Vis_gas)
R3 = R2
!Resistencia de pelicula interno
R4 = R1
!Resistencia de pelicula exterior
R5 = (1/(2*3.14*K))*(log(Rad2/Rad1))
Tbi = (Toil_prom*1.8+32) + qo*(R3 + R4 + R5)
Tb = (tbi-32)/1.8
!Precalculo del coeficiente mediante un metodo rapido para el calculo
!de la temperatura de la aleta
Call Coeficiente_gas_aletado(Re_gas_taletado, Dens_aleta,
* Espesor_aleta, Altura_aleta, Pr_gas,
* K_gas, De, arreglo_del_haz, hg)
!Calculo de la temperatura de aleta
m1 = ((24*hg*(Espesor_aleta + W))/(K*Espesor_aleta*W))^0.5
!La eficiencia de aleta es:
E = (tanh(m1*Altura_aleta))/(m1*Altura_aleta)
!La temperatura de aleta Tf se calcula de la siguiente manera:
Tgas_promi = Tgas_prom*1.8+32
Tfi = Tgas_promi - (Tgas_promi-Tbi)/cosh(m1*Espesor_aleta)
Tf = (Tfi-32)/1.8
T_prom_aleta = (Tf + Tb)/2
T_prom_aletai = (T_prom_aleta*1.8+32)

```

End if.....!!Fin 1a y 2a opción de aleta

```

Call Coeficiente_tubo_aletado (T_prom_aletai, Tgas_promi,
* De, K_gas, G_gas, Re_gas_taletado,
* PT, PTlong, N, Dens_aleta,
* Espesor_aleta, Altura_aleta, Cp_gas,
* Pr_gas, Tipo_aleta, arreglo_del_haz, hg)
!COEFICIENTE DE PELICULA LADO GAS PARA TUBO ALETADO
h_gas_i = hg
h_gas = h_gas_i*5.674

```

!CALCULO CAIDA DE PRESION

```

Call Presion_tubo_aletado (PT, PTlong, De, G_gas, Re_gas_taletado,
* Tgas_sali, Tgas_enti, Tgas_promi, Den_gas,
* Altura_aleta, Dens_aleta, Espesor_aleta, N,
* A_obstruccion, Tipo_aleta, arreglo_del_haz,
* Delta_Pg)
Delta_Pgas_i = Delta_Pg
Delta_Pgas = (Delta_Pgas_i)*(27.71)

```

----- TUBO LISO Y ALETADO -----

!3a opcion de tubo: liso y aletado para lo cual se repite todo el calculo anterior:
! pero para ambos casos:

Else if (Tipo_tubo == 'ambos') THEN.....!!3a opcion: tubo liso y aletado
!En esta 3ª opcion se hace el calculo necesario para obtener el coeficiente de pelicula y las caidas

de presión para tubo liso y para tubo aletado, es necesario por lo tanto repetir el todo el cálculo anterior, al final se obtendrá un coeficiente de película y una caída de presión promedios.

!!! CALCULO DEL COEFICIENTE DE PELICULA Y LA CAIDA DE PRESION LADO GASES EXHAUSTOS CON TUBO LISO

```

!El área libre de paso es:
Alpi = Atdi - (NTC*(De/12)*Lt)
Alp = Alpi*0.093
!Cálculo de la Masa Velocidad de los gases exhaustos [Kg/s-m2] y Velocidades promedio j en [m/s]
Ggas_i = Wgas_i/Alpi
Ggas = Ggas_i*1.355E-3
!La velocidad promedio del gas es:
Vprom_gas_i = (Ggas_i/(Den_gas*6.2323E-2))/3600
Vprom_gas = Vprom_gas_i/3.28
Vo = Wgas_i/((Den_gas*6.2323E-2)*Atdi*3600)
!Cálculo del Número de Prandtl a la temperatura promedio del gas y a la temperatura de pared
!Temperatura de película
Tpelicula_gas = Tgas_prom + LMTD/2
Tpelicula_gasi = 1.8*Tpelicula_gas+32
!Temperatura de pared
Tpared = 4*(Tpelicula_gas - Tgas_prom) + Tgas_prom
Tparedi = 1.8*Tpared+32
Call Cp_gasexhaust(Tpared, y_comp, Nc, Cp_pared_g, g1)
Call Vis_gasexhaust(Tpared, y_comp, Nc, Vis_pared_g, g1)
Call K_gasexhaust(Tpared, y_comp, Nc, K_pared_g, g1)
Cp_pared_gi = Cp_pared_g/4.178
Vis_pared_gi = Vis_pared_g * 2.42
K_pared_gi = K_pared_g * 0.5781
Pr_pared = (Cp_pared_gi * Vis_pared_gi)/K_pared_gi
Pr_gas = (Cp_gasi * Vis_gasi)/K_gasi
If (arreglo_del_haz == 'lineal') then.....!1a opción de arreglo

!El Diámetro equivalente se calcula de la siguiente forma:
D1 = PT**2
D2 = 0.785*De**2

!Diámetro equivalente:
Dequiv = (1.274*(D1-D2))/De
!El número de Re gases exhaustos en un arreglo lineal es:
Re_gas = (Dequiv * Ggas_i)/(28.968 * Vis_gas)
Else if (arreglo_del_haz == 'triangul') then.....!2a opción de arreglo
.....!Opcion 1

!El Diámetro equivalente se calcula de la siguiente forma:
D1 = 0.43*PT**2
D2 = 0.3925*De**2

!Diámetro equivalente:
Dequiv = (2.55*(D1 - D2))/De
!El número de Re gases exhaustos en un arreglo lineal es:
Re_gas = (Dequiv * Ggas_i)/(28.968 * Vis_gas)

End if
!Cálculo del Coeficiente de película para gases exhaustos
Call Coeficiente_gasexhaus(Re_gas, Pr_gas, Pr_pared, K_gasi, De,
arreglo_del_haz, hg)
h_gas_i = hg
h_gas = h_gas_i * 5.674
!Cálculo de la Caída de Presión para el lado del gas
Call Presion_gasexhaus(PT, PTlong, De, Den_gasl, N, Vo,
arreglo_del_haz, Delta_Pg)
Delta_Pg
Delta_Pgas = (Delta_Pgas_i)*(27.7)
Delta_Pgas_perm = 9
Lt = Lt + 1

```

!!! CALCULO DEL COEFICIENTE DE PELICULA Y LA CAIDA DE PRESION LADO GASES EXHAUSTOS CON TUBO ALETADO


```

Else if (Tipo_tubo == 'aletado') THEN.....!!Segunda opción: Tubo aletado
Rad1 = Di/(2*12)
Rad2 = De/(2*12)
IF (material_aleta == 'cobre') THEN.....!C
K = 220                                     ![BTU/h-ft-F]
Else if (material_aleta == 'aluminio') THEN
K = 125                                     ![BTU/h-ft-F]
Else if (material_aleta == 'acero') THEN
K = 25                                     ![BTU/h-ft-F]
Else if (material_aleta == 'acero_al_carbon') THEN
K = 10                                     ![BTU/h-ft-F]
End if.....!C
!Diámetro de aleta Df
Df = De + 2*Altura_aleta
!Perímetro proyectado
Pp = (2*(Altura_aleta/12)*2*Dens_aleta*12) +
      * (2*(1-(Espesor_aleta/12)*Dens_aleta*12))
A_obstruccion = (De/12)+((Dens_aleta*Espesor_aleta*Altura_aleta)
                  /6)                                     ![ft/ftlong]
!Flux de calor
qo = Qgas_i/Atotali                                     ![BTU/h-ft2]
Pr_gas = (Cp_gas_i * Vis_gas_i)/K_gas_i
          !!Cálculo de la masa velocidad
          G_gas_i = Wgas_i/(NTC+LT*((PT/12)-A_obstruccion))
          G_gas = G_gas_i*1.355E-3                       ![lb/h-ft2]
          ![Kg/s-m2]

```

----- !!Cálculo aleta solida -----

```

If (Tipo_aleta == 'solida') then.....!!1a opción, aleta solida
!Diámetro equivalente
Dequiv_aletado = (2*(Afin + At_liso))/(3.14*Pp)          ![ft]
!Cálculo del Numero de Reynolds
Re_gas_taletado = (Dequiv_aletado * G_gas_i)/(2.414 * Vis_gas)
!Temperatura en la base de la aleta:
R3 = R2
!Resistencia de película interno
R4 = R1
!Resistencia de película exterior
R5 = (1/(2*3.14*K))*(log(Rad2/Rad1))                    !Factor de ensuciamiento
Tbi = (Toil_prom*1.8+32) + qo*(R3 + R4 + R5)             ![F]
Tb = (tbi-32)/1.8                                       ![C]
!Precálculo del coeficiente mediante un metodo rapido para el calculo
!de la temperatura de la aleta
Call Coeficiente_gas_aletado(Re_gas_taletado, Dens_aleta, Espesor_aleta,
                              Pr_gas, Altura_aleta, K_gas_i, De,
                              arreglo_del_haz, hg)
!Cálculo de la efectividad de aleta solida
m1 = ((24*hg)/(K*Espesor_aleta))**0.5
!La eficiencia de aleta es:
E = 1/(1+0.002292*(m1**2)*(Altura_aleta**2)*
      * ((De+2*Altura_aleta)/De)**0.5)
!Cálculo de la temperatura de aleta
Tgas_promi = Tgas_prom*1.8+32
Tfi = Tbi + ((Tgas_promi) - (Tbi))*(1.42 - 1.4*E)      ![F]
Tf = (Tfi-32)/1.8                                       ![F]
T_prom_aleta = (Tf + Tb)/2                               ![C]
T_prom_aletai = (T_prom_aleta*1.8+32)                   ![F]

```

----- !!Cálculo aleta segmentada -----

```

Else if (Tipo_aleta == 'segmentada') then.....!!2a opción, aleta segmentada
!Diámetro equivalente
Dequiv_aletado = (2*(Afin + At_liso))/(3.14*Pp)          ![ft]
!El número de Reynolds es:
Re_gas_taletado = (Dequiv_aletado * G_gas_i)/(2.414 * Vis_gas)
R3 = R2
!Resistencia de película interno
R4 = R1
!Resistencia de película exterior
R5 = (1/(2*3.14*K))*(log(Rad2/Rad1))                    !Factor de ensuciamiento
Tbi = (Toil_prom*1.8+32) + qo*(R3 + R4 + R5)             ![F]

```

```

Tb = (Tbi-32)/1.8                                           [C]
!Precalculo del coeficiente mediante un metodo rapido para el calculo
!de la temperatura de la aleta
Call Coeficiente_gas_aletado(Re_gas_aletado, Dens_aleta,
*,
*,
*                                Espesor_aleta, Altura_aleta, Pr_gas,
*                                K_gasi, De, arreglo_del_haz, hg)
!Calculo de la temperatura de aleta
m1 = ((24*hg*(Espesor_aleta + W))/(K*Espesor_aleta*W))^0.5
!La eficiencia de aleta es:
E = (tanh(m1*Altura_aleta))/(m1*Altura_aleta)
!La temperatura de aleta Tf se calcula de la siguiente manera:
Tgas_promi = Tgas_prom*1.8+32
Tfi = Tgas_promi - (Tgas_promi-Tbi)/cosh(m1*Espesor_aleta)         [F]
Tf = (Tfi-32)/1.8                                           [C]
!La temperatura promedio de aleta es:
T_prom_aleta = (Tf + Tb)/2                                     [C]
T_prom_aletai = (T_prom_aleta*1.8+32)                       [F]
End if .....!!Fin 1a y 2a opción de aleta
Call Coeficiente_tubo_aletado (T_prom_aletai, Tgas_promi,
*,
*                                De, K_gasi, G_gasi, Re_gas_aletado,
*                                PT, PTlong, N, Dens_aleta,
*                                Espesor_aleta, Altura_aleta, Cp_gasi,
*                                Pr_gas, Tipo_aleta, arreglo_del_haz, hg)
!COEFICIENTE DE PELICULA LADO GAS PARA TUBO ALETADO
h_gas_i = hg                                               [BTU/h-ft2-F]
h_gas = h_gas_i*5.674                                       [J/s-m2-C]
!CALCULO CAÍDA DE PRESION
Call Presion_tubo_aletado (PT, PTlong, De, G_gasi, Re_gas_aletado,
*,
*                                Tgas_sali, Tgas_enti, Tgas_promi, Den_gasi,
*                                Altura_aleta, Dens_aleta, Espesor_aleta, N,
*                                A_obstruccion, Tipo_aleta, arreglo_del_haz,
*                                Delta_Pg)

Delta_Pgas_i = Delta_Pg                                     [Psi]
Delta_Pgas = (Delta_Pgas_i)*(27.71)                        [in H2O]
h_gas_i = (h_gas_liso_i * h_gas_aletado_i)/(h_gas_liso_i
+ h_gas_aletado_i)                                        [BTU/h-ft2-F]
h_gas = h_gas_i*44.94                                      [J/s-m2-C]
Delta_Pgas_i = Delta_Pgas_liso_i + Delta_Pgas_aletado_i   [BTU/h-ft2-F]
Delta_Pgas = Delta_Pgas_i*(27.71)                        [in H2O]
End if .....!!Fin 1a, 2a y 3a opción (tipo de tubo)

!Calculo del Coeficiente Global
U_limpio = (h_gas_i * h_oil_i)/(h_gas_i + h_oil_i)          [BTU/h]
!a) Calculo del coeficiente global de transferencia de calor U [BTU/h-ft2-F]
Aint = 3.14*(Di/12)                                       [ft2/ft]
U = 1/( 1/h_gas_i + ((1/h_oil_i)*(De/Di) + (R2*De/Di))*
* ((Afin+At_liso)/Aint) )
!Carga termica removida Qtr
Qtr_i = U*Atotali*LMTDi
Qtr = Qtr_i*2.93E-4                                       [BTU/h]
!Calculo del error
!kJ/s]
If (Qgas_i > Qtr_i) then
Q = Qgas_i
Else if (Qtr_i > Qgas_i) then
Q = Qtr_i
End if
Err = abs(Qtr_i - Qgas_i)/Q
A continuacion se pide la impresión de datos
print *, 'La corriente de los gases exhaustos y del fluido termi
*co consideradas son:', Corriente_caliente, Corriente_fria
write(10,*) 'La corriente de los gases exhaustos y del fluido termi
*co consideradas son:', Corriente_caliente, Corriente_fria
print *, 'El valor de la diferencia logaritmica en [F] y [C] :',
* LMTDi, LMTD
write(10,*) 'El valor de la diferencia logaritmica en [F] y [C] :',
* LMTDi, LMTD
print *, 'la temperatura inicial y final del fluido termico [F]
*considerada es:', Toil_enti, Toil_sali
write(10,*) 'la temperatura inicial y final del fluido termico [F]
*considerada es:', Toil_enti, Toil_sali
print *, 'la temperatura inicial y final del fluido termico [C]
*considerada es:', Toil_ent, Toil_sal

```

```

write(10,*)'la temperatura inicial y final del fluido termico [C]
*considerada es:',Toil_ent, Toil_sal
print *,'La temperatura inicial y final de los gases exhaustos
*considerada en [F] es:',Tgas_enti, Tgas_sali
write(10,*)'La temperatura inicial y final de los gases exhaustos
*considerada en [F] es:',Tgas_enti, Tgas_sali
print *,'La temperatura inicial y final de los gases exhaustos
*considerada en [C] es:',Tgas_ent, Tgas_sal
write(10,*)'La temperatura inicial y final de los gases exhaustos
*considerada en [C] es:',Tgas_ent, Tgas_sal
print *,'La temperatura promedio los gases exhaustos y del flui
*do termico en [F] es:',Tgas_promi, Toil_promi
write(10,*)'La temperatura promedio los gases exhaustos y del flui
*do termico en [F] es:',Tgas_promi, Toil_promi
print *,'La temperatura promedio los gases exhaustos y del flui
*do termico en [C] es:',Tgas_prom, Toil_prom
write(10,*)'La temperatura promedio los gases exhaustos y del flui
*do termico en [C] es:',Tgas_prom, Toil_prom
print *,'El calor especifico del aceite en [BTU/lb-F],[Kj/kg C]
*es:', Cp_aceitei, Cp_aceite
write(10,*)'El calor especifico del aceite en [BTU/lb-F],[Kj/kg C]
*es:', Cp_aceitei, Cp_aceite
print *,'La densidad del aceite en [lb/ft3] y [kg/m3] es:',
*Den_Aceitei, Den_Aceite
write(10,*)'La densidad del aceite en [lb/ft3] y [kg/m3] es:',
*Den_Aceitei, Den_Aceite
print *,'La viscosidad del aceite en [lb/ft-h] y [cP] es:',
*Vis_aceitei, Vis_aceite
write(10,*)'La viscosidad del aceite en [lb/ft-h] y [cP] es:',
*Vis_aceitei, Vis_aceite
print *,'La conductividad termica del aceite en [BTU/h-ft-F] y
*[W/m°K] es:', K_aceitei, K_aceite
write(10,*)'La conductividad termica del aceite en [BTU/h-ft-F] y
*[W/m°K] es:', K_aceitei, K_aceite
print *,'El calor especifico los gases exhaustos [BTU/lb-F] y
*[Kj/kg C] es:',Cp_gasi, Cp_gas
write(10,*)'El calor especifico los gases exhaustos [BTU/lb-F] y
*[Kj/kg C] es:',Cp_gasi, Cp_gas
print *,'La densidad de los gases exhaustos en [lb/ft3] y [kg/m3]
* es:',Den_gasi, Den_gas
write(10,*)'La densidad de los gases exhaustos [lb/ft3] y [kg/m3]
* es:',Den_gasi, Den_gas
print *,'La viscosidad de los gases exhaustos [lb/ft-h] y [cP]
* es:',Vis_gasi, Vis_gas
write(10,*)'La viscosidad de los gases exhaustos [lb/ft-h] y [cP]
* es:',Vis_gasi, Vis_gas
print *,'La conductividad termica de los gases exhaustos en
*[BTU/h-ft-F] y [W/m°K] es:',K_gasi, K_gas
write(10,*)'La conductividad termica de los gases exhaustos en
*[BTU/h-ft-F] y [W/m°K] es:',K_gasi, K_gas
print *,'El No. Re para el aceite termico es:', Re_oil
write(10,*)'El No. Re para el aceite termico es:', Re_oil
print *,'El No. Re para los gases exhaustos en tubo liso es:',
* Re_gas
write(10,*)'El No. Re para los gases exhaustos en tubo liso es:',
* Re_gas
print *,'El No. Re para los gases exhaustos, tubo aletado,
*:', Re_gas_taletado
write(10,*)'El No. Re para los gases exhaustos, tubo aletado,
*:', Re_gas_taletado
print *,'El area total del equipo en [ft2] y [m2] es:', Atotal,
* Atotal
write(10,*)'El area total del equipo en [ft2] y [m2] es:', Atotal,
* Atotal
print *,'El coeficiente de pelicula para el aceite en
*[BTU/h-ft2-F] y [J/s-m2-C] es:', h_oil_i, h_oil
write(10,*)'El coeficiente de pelicula para el aceite en
*[BTU/h-ft2-F] y [J/s-m2-C] es:', h_oil_i, h_oil
print *,'El coeficiente de pelicula para el gas en
*[BTU/h-ft2-F] y [J/s-m2-C] es:', h_gas_i, h_gas
write(10,*)'El coeficiente de pelicula para el gas en
*[BTU/h-ft2-F] y [J/s-m2-C] es:', h_gas_i, h_gas
print *,'La caída de presión para el aceite en [Psi] y [kPa] es:',

```

```

* Delta_Poil_i, Delta_Poil
write(10,*)'La caída de presión para el aceite en [Psi] y [kPa] es
*:', Delta_Poil_i, Delta_Poil
print *,'La caída de presión para los gases exhaustos en [Psi]
* y [in H2O] es:', Delta_Pgas_i, Delta_Pgas
write(10,*)'La caída de presión para los gases exhaustos en [Psi]
* y [in H2O] es:', Delta_Pgas_i, Delta_Pgas
print *,'La carga térmica removida desde el aceite en [BTU/h-ft2
*-F] y [kJ/s-m2-C] es:', Qoil_i, Qoil
write(10,*)'La carga térmica removida por el aceite en [BTU/h-ft2
*-F] y [kJ/s-m2-C] es:', Qoil_i, Qoil
print *,'La carga térmica removida desde el gas en[BTU/h-ft2-F]
* y [kJ/s-m2-C] es:', Qgas_i, Qgas
write(10,*)'La carga térmica removida desde el gas en[BTU/h-ft2-F]
* y [kJ/s-m2-C] es:', Qgas_i, Qgas
print *,'El coeficiente global calculado en [BTU/h-ft2-F] es:', U
write(10,*)'El coeficiente global calculado en [BTU/h-ft2-F] es:',
* U
print *,'La carga térmica calculada por el diseño del equipo en
* [BTU/h-ft2-F] y [kJ/s-m2-C] es:', Qtr_i, Qtr
write(10,*)'La carga térmica calculada por el diseño del equipo en
* [BTU/h-ft2-F] y [kJ/s-m2-C] es:', Qtr_i, Qtr
print *,'La carga térmica en el quemador necesaria en [BTU/h] y
*[kJ/s] es:', Qfuel, Qfuel_i
write(10,*)'La carga térmica en el quemador necesaria en [BTU/h] y
*[kJ/s] es:', Qfuel, Qfuel_i
print *,'El error calculado es:', Err
write(10,*)'El error calculado es:',Err
END PROGRAM SRCSC

```

Modulo Metodo_secante

```

! Programa: Metodo de la secante
! Subrutina para obtener T_sal de los gases exhaustos de escape
!

```

```

MODULE Metod_secante
Use Mod_Prop_Fisicas
Use Correlation_heat_recov
CONTAINS
SUBROUTINE Metodo_secante(Tr, T_ent_gas, Qoil_i, W_gas, Erc, Ti, Te, MNI,
*                               y_comp, Nc, g1, Tgas_sal)
implicit none
real (kind=prec2), intent (in)  :: T_ent_gas, Qoil_i, W_gas, Erc, Te, Ti, Tr
integer, intent (in)            :: Nc, g1(Nc), MNI
real (kind=prec2), intent (in)  :: y_comp(Nc)
real (kind=prec2), intent (out) :: Tgas_sal
real (kind=prec2)               :: H_inicial, H_final, FT, Po, P1, T_low, T_up, FUNC_en_Po,
*                               H_1, H2_low, H2_up, H2_nueva, FUNC_en_P1,
*                               FUNC_en_Tnueva, Delta_H_gas, Qoil, Wgas,
*                               Tcalc, Tnueva, Tol
integer                          :: I, Iter
!----- executable statements -----
Tol = 0.00001
Tnueva = 0.0
Iter = 0
FUNC_en_Tnueva = 1.0E4
! Cambio de unidades Qoil_i en [BTU/h] a [cal/h] y W_gas en [lb/h] a [g/h]
Qoil = Qoil_i*251.996           ![cal/h]
Wgas = W_gas*454.54            ![g/h]
! 1er paso: Evaluar los valores iniciales Tup y Tlow (Celsius) en la función
! Cambio de variables:
T_low = Ti                      ![C]
T_up = Te                       ![C]
! Calcular H_1_Gas
call ICp_gasexhaust(Tr, T_ent_gas, T_low, y_comp, Nc, H_inicial, H_final,
*                   Delta_H_gas, g1)
H_1 = H_inicial
! Calcular H_2_Gas @ T_low
H2_low = H_final
! Calcular H_2_Gas @ T_up

```

```

call ICp_gasexhaust(Tr, T_ent_gas, T_up, y_comp, Nc,
                   H_inicial, H_final, Delta_H_gas, g1)
H2_up = H_final
! Defino la funcion: f(T2) = H2 - (H1 - Q/W_Gas/Erc) @ a la T_low y T_up
FUNC_en_Po = H2_low - (H_1 - Qoil/Wgas/Erc)
FUNC_en_P1 = H2_up - (H_1 - Qoil/Wgas/Erc)
Do While( (abs(FUNC_en_Tnueva)>Tol) .and. (Iter<MNI) ) !Inicio del 1er ciclo
    !Calcular la Tnueva = Tcalc con el metodo de la secante
    Tnueva = T_up - FUNC_en_P1*(T_up-T_low)/(FUNC_en_P1 -
        FUNC_en_Po)
    !Evaluar la funcion @ la Tcalc
    call ICp_gasexhaust(Tr, T_ent_gas, Tnueva, y_comp, Nc,
                       H_inicial, H_final, Delta_H_gas, g1)
    H2_nueva = H_final
    FUNC_en_Tnueva = H2_nueva - (H_1 - Qoil/Wgas/Erc)
! Ya termino ?
IF (ABS(FUNC_en_Tnueva) < Tol) Then
    print *, 'La T nueva es:', Tnueva
    print *, 'La FUNC_en_Tnueva es:', FUNC_en_Tnueva
    print *, 'La iteración a la cual se obtiene la Tnueva es:', Iter
END IF
! Actualizo datos:
    T_low = T_up
! Obtener H2 @ T_low para el recalcu
    call ICp_gasexhaust(Tr, T_ent_gas, T_low, y_comp, Nc,
                       H_inicial, H_final, Delta_H_gas, g1)
    H2_low = H_final
! Recalculo la funcion: f(T2) = H2 - (H1 - Q/W_Gas/Erc) @ a la T_low y T_up
    FUNC_en_Po = H2_low - (H_1 - Qoil/Wgas/Erc)
! Actualizo T_up y recalculo la función @T_up
    T_up = Tnueva
! Obtener H2 @ T_up para el recalcu
    call ICp_gasexhaust(Tr, T_ent_gas, T_up, y_comp, Nc,
                       H_inicial, H_final, Delta_H_gas, g1)
    H2_up = H_final
    FUNC_en_P1 = H2_up - (H_1 - Qoil/Wgas/Erc)
    Iter = Iter + 1
End Do
Tgas_sal = Tnueva
END SUBROUTINE Metodo_secante
END MODULE Metodo_secante

```

Modulo Correlation_heat_recov

```

! Nombre: Correlation_heat_recov
! Tipo: MODULE
! Proposito: Cálculo de propiedades termofísicas para las corrientes caliente
!           y fría de un Recuperador de Calor

```

```

MODULE Correlation_heat_recov
CONTAINS
SUBROUTINE Cp_gasexhaust(Td, y_comp, No_comp_st,
                        Cp_gas, ID_comp)
Use Mod_Prop_Fisicas
implicit none
integer, intent (in) :: No_comp_st
integer, intent (in) :: ID_comp(No_comp_st)
real (kind=prec2), intent (in) :: Td

real (kind=prec2), intent (in) :: y_comp(No_comp_st)

real (kind=prec2), intent (out) :: Cp_gas
real (kind=prec2) :: t1, t2, t3, t4, t5, Td1
integer :: I

```

----- executable statements -----

```

cp_gas=0
call set_up_cp_coeff_table()
Do I = ID_comp(1), ID_comp(No_comp_st)
Se hace el cambio de unidades de celcius a kelvin y se multiplica

```

```

!      por 0.001 de acuerdo a la fomula del Cp
      Td1 = (Td+273.14)*0.001
      t1 = Td1**2
      t2 = t1**2
!      En la siguiente parte es calculado el Calor Especifico
      t3 = comp_in_st(l)%cp_st(1)+
*      (comp_in_st(l)%cp_st(2)*Td1)+
*      (comp_in_st(l)%cp_st(3)*t1)+
*      (comp_in_st(l)%cp_st(4)*(t1*Td1))+
*      (comp_in_st(l)%cp_st(5)*t2)+
*      (comp_in_st(l)%cp_st(6)*(t2*t1))+
*      (comp_in_st(l)%cp_st(7)*(t1*t2))
      t4 = t3/comp_in_st(l)%cp_st(8)
!      Se multiplica el Cp por la composición del componente
      t5 = y_comp(l)*t4
!      Se hace la sumatoria del Cp de la mezcla
      Cp_gas = t5 + Cp_gas
end do

      END SUBROUTINE Cp_gasexhaust
=====
      SUBROUTINE ICp_gasexhaust(Tr, Td1, Td2, y_comp, No_comp_st,
*      H1, H2, ICp_gas1, ID_comp)
!NOTE: This program was taken from [1]
      Use Mod_Prop_Fisicas
      implicit none
      integer, intent (in) :: No_comp_st
      integer, intent (in) :: ID_comp(No_comp_st)
      real (kind=prec2), intent (in) :: Td1, Tr
      real (kind=prec2), intent (in) :: Td2
      real (kind=prec2), intent (in) :: y_comp(No_comp_st)
      real (kind=prec2), intent (out) :: ICp_gas1, H1, H2
      real (kind=prec2) :: t1, t2, t3, t4, t3a, t4a
      integer :: l

!----- executable statements -----
      H1 = 0.0
      H2 = 0.0
      call set_up_cp_coeff_table()
      Do l = ID_comp(1), ID_comp(No_comp_st)
!      Se obtienen la diferencias de temperaturas del gas, desde una temperatura
!      de referencia hasta la temp de entrada al recuperador y desde una temperatura
!      de referencia hasta la temp de salida del recuperador.
      t1 = (Td1+273.14)-(Tr+273.14)
!      t2 = (Td2+273.14)-(Tr+273.14)
!      Se obtiene H1
      t3 = (comp_in_st(l)%cp_st(1)*t1)+(0.001*comp_in_st(l)%cp_st(2)*
*      (t1**2)/2)+(1E-6*comp_in_st(l)%cp_st(3)*(t1**3)/3)+
*      (1e-9*comp_in_st(l)%cp_st(4)*(t1**4)/4)+(1e-12*
*      comp_in_st(l)%cp_st(5)*(t1**5)/5)+(1E-15*comp_in_st(l)%cp_st(6)
*      *(t1**6)/6)+(1E-18*comp_in_st(l)%cp_st(7)*(t1**7)/7)
!      Se divide entre el peso molecular del componente
!      t4 = (y_comp(l)*t3)/comp_in_st(l)%cp_st(8)
!      Se hace la sumatoria de las H1 de cada componente
      H1 = t4 + H1
      t3a = (comp_in_st(l)%cp_st(1)*t2)+(0.001*comp_in_st(l)%cp_st(2)*
*      t2**2/2)+(1E-6*comp_in_st(l)%cp_st(3)*t2**3/3)+
*      (1e-9*comp_in_st(l)%cp_st(4)*t2**4/4)+(1e-12*
*      comp_in_st(l)%cp_st(5)*t2**5/5)+(1E-15*comp_in_st(l)%cp_st(6)
*      *t2**6/6)+(1E-18*comp_in_st(l)%cp_st(7)*t2**7/7)
      t4a = y_comp(l)*t3a/comp_in_st(l)%cp_st(8)
      H2 = t4a + H2
      ICp_gas1 = abs(H2-H1)
!      Delta_H = ICp_gas1 + Delta_H
      end do
      END SUBROUTINE ICp_gasexhaust
=====
      SUBROUTINE Vis_gasexhaust(Td, y_comp, No_comp_st, Vis_gas, ID_comp)
      Use Mod_Prop_Fisicas
      implicit none
      integer, intent (in) :: No_comp_st
      integer, intent (in) :: ID_comp(No_comp_st)
      real (kind=prec2), intent (in) :: Td
      real (kind=prec2), intent (in) :: y_comp(No_comp_st)
      real (kind=prec2), intent (out) :: Vis_gas

```

```

real (kind=prec2) :: t1, t2, t3, t4, t5
integer          :: l
!----- executable statements -----
Vis_gas=0
call set_up_Vis_coeff_table()
Do l = ID_comp(1), ID_comp(No_comp_st)
! Se hace cambio de unidades de celsius a kelvin
t1 = Td+273.15
t2 = t1**2
t3 = t2**2
! Se obtiene la viscosidad
t4 = comp_in_st(l)%Vis_st(1)+
      comp_in_st(l)%Vis_st(2)*T1+
      comp_in_st(l)%Vis_st(3)*t2+
      comp_in_st(l)%Vis_st(4)*t2*T1+
      comp_in_st(l)%Vis_st(5)*t3+
      comp_in_st(l)%Vis_st(6)*t3*T1+
comp_in_st(l)%Vis_st(7)*t3*t2
! Se multiplica la viscosidad por la fracción del componente
t5 = y_comp(l)*t4*.0001
! Se hace la sumatoria de la viscosidad de cada componente
para obtener la viscosidad de la mezcla
Vis_gas = t5 + Vis_gas
end do
END SUBROUTINE Vis_gasexhaust
!-----

SUBROUTINE K_gasexhaust (Td, y_comp, No_comp_st, K_gas, ID_comp)
Use Mod_Prop_Fisicas
implicit none
integer, intent (in) :: No_comp_st
integer, intent (in) :: ID_comp(No_comp_st)
real (kind=prec2), intent (in) :: Td, y_comp(No_comp_st)
real (kind=prec2), intent (out) :: K_gas
real (kind=prec2) :: t1, t2, t3, t4, t5
integer          :: l
!----- executable statements -----
call set_up_K_coeff_table()
Do l = ID_comp(1), ID_comp(No_comp_st)
! Se hace el cambio de unidades de celsius a kelvin
t1 = Td+273
! [K]
t2 = T1**2
t3 = t2**2
! Se calcula la conductividad térmica de cada componente
t4 = comp_in_st(l)%K_st(1)+
      comp_in_st(l)%K_st(2)*T1+
      comp_in_st(l)%K_st(3)*t2+
      comp_in_st(l)%K_st(4)*t2*T1+
      comp_in_st(l)%K_st(5)*t3+
      comp_in_st(l)%K_st(6)*t3*T1+
      comp_in_st(l)%K_st(7)*t3*t2
! Se multiplica la conductividad termica por la fracción
t5 = y_comp(l)*t4*0.0004185
! Se hace la sumatoria para obtener la conductividad termica
de la mezcla
!-----
K_gas = K_gas + t5
! [W/m-K]
end do
END SUBROUTINE K_gasexhaust
!-----

SUBROUTINE Den_gasexhaust (Td, P, y_comp, No_comp_st, Den_gas, ID_comp)
Use Mod_Prop_Fisicas
implicit none
integer :: No_comp_st
integer :: ID_comp(No_comp_st)
real (kind=prec2), intent (in) :: Td, P
real (kind=prec2), intent (in) :: y_comp(No_comp_st)
real (kind=prec2), intent (out) :: Den_gas
real (kind=prec2) :: t1, t2, t3, t4, P1, P2
integer          :: l
!----- executable statements -----

```

```

call set_up_Den_coeff_table()
Do l = ID_comp(1), ID_comp(No_comp_st)
! En la siguiente parte se hace el cálculo de la densidad
P1 = P*1000
P2 = P1*0.102
T1 = Td+273
t2 = comp_in_st(l)%Den_st(1)
t3 = t2*P2/(T1)
! t4 = y_comp(l) * t3
! [kg/m3]

Den_gas = t4 + Den_gas
! [kg/m3]
end do
END SUBROUTINE Den_gasexhaust

```

```

=====
SUBROUTINE Cp_Aceite_T (TT1, TT2, Cp_Aceite, ID_Aceite)
Use Mod_Prop_Fisicas
implicit none
integer, intent (in) :: ID_aceite
real (kind=prec2), intent (in) :: TT1, TT2
real (kind=prec2), intent (out) :: Cp_Aceite
real (kind=prec2) :: TT, t1, t2
integer :: l

! ----- executable statements -----
call set_up_cp_coeff_aceite()
! Do l = ID_aceite(1), ID_aceite(No_aceite)
l=ID_Aceite
! Temperatura promedio del aceite termico
TT = (TT1 + TT2)/2
! [F]
t1 = TT**2
t2 = t1**2

! Se obtiene el Cp del aceite termico:
Cp_aceite = aceit_ter(l)%Cp_ac(1)+
*   aceit_ter(l)%Cp_ac(2)*TT+
*   aceit_ter(l)%Cp_ac(3)*t1+
*   aceit_ter(l)%Cp_ac(4)*t1*TT+
*   aceit_ter(l)%Cp_ac(5)*t2+
*   aceit_ter(l)%Cp_ac(6)*t2*TT+
*   aceit_ter(l)%Cp_ac(7)*t2*t1
! [BTU/lb-F]
END SUBROUTINE Cp_Aceite_T

```

```

=====
SUBROUTINE ICp_Aceite_T (Tr, TT1, TT2, Delta_H, ID_Aceite)
Use Mod_Prop_Fisicas
implicit none
integer, intent (in) :: ID_aceite
real (kind=prec2), intent (in) :: Tr, TT1, TT2
real (kind=prec2), intent (out) :: Delta_H
real (kind=prec2) :: t1, t2, ICp_Aceite1, ICp_aceite2
integer :: l

! ----- executable statements -----
call set_up_cp_coeff_aceite()
! Do l = ID_aceite(1), ID_aceite(No_aceite)
l=ID_Aceite
! Se otienen la diferencias de temperaturas del aceite, desde una temperatura
! de referencia hasta la temp de entrada al recuperador y desde una temperatura
! de referencia hasta la temp de salida del recuperador.
t1 = (TT1-Tr)
t2 = (TT2-Tr)
! [F]
! [F]
ICp_aceite1 = aceit_ter(l)%Cp_ac(1)*t1+aceit_ter(l)%Cp_ac(2)*t1**2
* /2+aceit_ter(l)%Cp_ac(3)*t1**3/3+aceit_ter(l)%Cp_ac(4)*t1**4
* /4+aceit_ter(l)%Cp_ac(5)*t1**5/5+aceit_ter(l)%Cp_ac(6)*t1
* **6/6+aceit_ter(l)%Cp_ac(7)*t1**7/7
ICp_aceite2 = aceit_ter(l)%Cp_ac(1)*t2+aceit_ter(l)%Cp_ac(2)*t2**2
* /2+aceit_ter(l)%Cp_ac(3)*t2**3/3+aceit_ter(l)%Cp_ac(4)*t2**4
* /4+aceit_ter(l)%Cp_ac(5)*t2**5/5+aceit_ter(l)%Cp_ac(6)*t2
* **6/6+aceit_ter(l)%Cp_ac(7)*t2**7/7
! El delta H sera:
Delta_H = ICp_aceite2 - ICp_aceite1
! [BTU/lb]

END SUBROUTINE ICp_Aceite_T
=====

```



```

SUBROUTINE Vis_Aceite_T (TT1, TT2, Vis_Aceite, ID_Aceite)
Use Mod_Prop_Fisicas
implicit none
integer, intent (in) :: ID_aceite
real (kind=prec2), intent (in) :: TT1, TT2
real (kind=prec2), intent (out) :: Vis_Aceite
real (kind=prec2) :: TT, t1, t2, t3, t4, t5
integer :: I

```

executable statements

```

call set_up_Vis_coef_aceite()
!Do I = ID_aceite(1), ID_aceite(No_aceite)
I=ID_Aceite
! Temperatura promedio del aceite
TT = (TT1 + TT2)/2
! Cambio de unidades de celcius a fahrenheit
t1 = 1.8*(TT+32)
t2 = log(T1)
t3 = T2**2
t4 = t3**2
t5 = aceit_ter(I)%Vis_ac(1)+
      aceit_ter(I)%Vis_ac(2)*T2+
      aceit_ter(I)%Vis_ac(3)*t3+
      aceit_ter(I)%Vis_ac(4)*t3*T2+
      aceit_ter(I)%Vis_ac(5)*t4+
      aceit_ter(I)%Vis_ac(6)*t4*T2+
      aceit_ter(I)%Vis_ac(7)*t4*t3
! La viscosidad será:
Vis_aceite = exp(t5)
END SUBROUTINE Vis_Aceite_T

```

```

SUBROUTINE K_Aceite_T (TT1, TT2, K_Aceite, ID_Aceite)

```

```

Use Mod_Prop_Fisicas
implicit none
integer, intent (in) :: ID_aceite
real (kind=prec2), intent (in) :: TT1, TT2
real (kind=prec2), intent (out) :: K_Aceite
real (kind=prec2) :: TT, t1, t2
integer :: I

```

executable statements

```

call set_up_K_coef_aceite()
!Do I = ID_aceite(1), ID_aceite(No_aceite)
I=ID_aceite
! Temperatura promedio del aceite
TT = (TT1 + TT2)/2
t1 = TT**2
t2 = t1**2
! La conductividad termica del aceite ser:
K_Aceite = aceit_ter(I)%K_ac(1)+
            aceit_ter(I)%K_ac(2)*TT+
            aceit_ter(I)%K_ac(3)*t1+
            aceit_ter(I)%K_ac(4)*t1*TT+
            aceit_ter(I)%K_ac(5)*t2+
            aceit_ter(I)%K_ac(6)*t2*TT+
            aceit_ter(I)%K_ac(7)*t2*t1
END SUBROUTINE K_Aceite_T

```

```

SUBROUTINE Den_Aceite_T (TT1, TT2, Den_Aceite, ID_Aceite)

```

```

Use Mod_Prop_Fisicas
implicit none
integer, intent (in) :: ID_aceite
real (kind=prec2), intent (in) :: TT1, TT2
real (kind=prec2) :: TT, t1, t2
real (kind=prec2), intent (out) :: Den_Aceite
integer :: I

```

executable statements

```

call set_up_Den_coef_aceite()
!Do I = ID_aceite(1), ID_aceite(No_aceite)
I=ID_aceite
! Temperatura promedio del aceite
TT = (TT1 + TT2)/2
t1 = TT**2
t2 = t1**2
! La densidad del aceite será

```

```

Den_Aceite = aceit_ter(1)%Den_ac(1)+
*          aceit_ter(1)%Den_ac(2)*TT+
*          aceit_ter(1)%K_ac(3)*t1+
*          aceit_ter(1)%K_ac(4)*t1*TT+
*          aceit_ter(1)%K_ac(5)*t2+
*          aceit_ter(1)%K_ac(6)*t2*TT+
*          aceit_ter(1)%K_ac(7)*t2*t1          !lb/ft3

```

```

END SUBROUTINE Den_Aceite_T

```

```

=====
; Librería de datos: constantes de los polinomios para el calculo de las propiedades termofísicas

```

```

SUBROUTINE set_up_cp_coeff_table()

```

```

  Use Mod_Prop_Fisicas

```

```

  El Cp esta en [cal/g-K]

```

```

!
comp_in_st(Methane)%name = 'METHANE'
comp_in_st(Methane)%Cp_st(1) = 0.7918404E1
comp_in_st(Methane)%Cp_st(2) = -0.1147220E2
comp_in_st(Methane)%Cp_st(3) = 0.6373457E2
comp_in_st(Methane)%Cp_st(4) = -0.7525691E2
comp_in_st(Methane)%Cp_st(5) = 0.4329269E2
comp_in_st(Methane)%Cp_st(6) = -0.1256732E2
comp_in_st(Methane)%Cp_st(7) = 0.1469695E1
comp_in_st(Methane)%Cp_st(8) = 16
comp_in_st(Ethane)%name = 'ETHANE'
comp_in_st(Ethane)%Cp_st(1) = 0.2387968408E1
comp_in_st(Ethane)%Cp_st(2) = 0.3457751611E2
comp_in_st(Ethane)%Cp_st(3) = 0.2497260449E1
comp_in_st(Ethane)%Cp_st(4) = -0.1836373457E2
comp_in_st(Ethane)%Cp_st(5) = 0.1038081242E2
comp_in_st(Ethane)%Cp_st(6) = -0.2320482071E1
comp_in_st(Ethane)%Cp_st(7) = 0.1714010338E1
comp_in_st(Ethane)%Cp_st(8) = 30
comp_in_st(Propane)%name = 'PROPANE'
comp_in_st(Propane)%Cp_st(1) = 0.6800800E1
comp_in_st(Propane)%Cp_st(2) = 0.2871000E2
comp_in_st(Propane)%Cp_st(3) = 0.6234900E2
comp_in_st(Propane)%Cp_st(4) = -0.1071900E2
comp_in_st(Propane)%Cp_st(5) = 0.6980200E2
comp_in_st(Propane)%Cp_st(6) = -0.2110100E2
comp_in_st(Propane)%Cp_st(7) = 0.2447600E1
comp_in_st(Propane)%Cp_st(8) = 44
comp_in_st(Buthane)%name = 'BUTHANE'
comp_in_st(Buthane)%Cp_st(1) = -0.3977200E2
comp_in_st(Buthane)%Cp_st(2) = 0.4129000E3
comp_in_st(Buthane)%Cp_st(3) = -0.9917400E3
comp_in_st(Buthane)%Cp_st(4) = 0.1325000E4
comp_in_st(Buthane)%Cp_st(5) = -0.9267500E3
comp_in_st(Buthane)%Cp_st(6) = 0.3173800E3
comp_in_st(Buthane)%Cp_st(7) = -0.4203100E2
comp_in_st(Buthane)%Cp_st(8) = 58
comp_in_st(Penthane)%name = 'PENTHANE'
comp_in_st(Penthane)%Cp_st(1) = -0.2857971878E1
comp_in_st(Penthane)%Cp_st(2) = 0.1288347906E2
comp_in_st(Penthane)%Cp_st(3) = -0.9084176048E2
comp_in_st(Penthane)%Cp_st(4) = 0.4823747357E2
comp_in_st(Penthane)%Cp_st(5) = -0.2197105629E2
comp_in_st(Penthane)%Cp_st(6) = 0.6792072625E1
comp_in_st(Penthane)%Cp_st(7) = -0.9221203575
comp_in_st(Penthane)%Cp_st(8) = 72
comp_in_st(Nitrogen)%name = 'NITROGEN'
comp_in_st(Nitrogen)%Cp_st(1) = 7.709928
comp_in_st(Nitrogen)%Cp_st(2) = -5.503897
comp_in_st(Nitrogen)%Cp_st(3) = 13.121360
comp_in_st(Nitrogen)%Cp_st(4) = -11.679550
comp_in_st(Nitrogen)%Cp_st(5) = 5.233997
comp_in_st(Nitrogen)%Cp_st(6) = -1.173185
comp_in_st(Nitrogen)%Cp_st(7) = 0.103883
comp_in_st(Nitrogen)%Cp_st(8) = 28.0
comp_in_st(Oxygen)%name = 'OXYGEN'
comp_in_st(Oxygen)%Cp_st(1) = 7.361141
comp_in_st(Oxygen)%Cp_st(2) = -5.369589
comp_in_st(Oxygen)%Cp_st(3) = 20.54179
comp_in_st(Oxygen)%Cp_st(4) = -25.86526

```

```

comp_in_st(Oxygen)%Cp_st(5) = 15.94566
comp_in_st(Oxygen)%Cp_st(6) = - 4.858890
comp_in_st(Oxygen)%Cp_st(7) = 0.5861501
comp_in_st(Oxygen)%Cp_st(8) = 32.0
comp_in_st(Carbon_Dioxide)%name = 'CARBON_DIOXIDE'
comp_in_st(Carbon_Dioxide)%Cp_st(1) = 4.324933
comp_in_st(Carbon_Dioxide)%Cp_st(2) = 20.80895
comp_in_st(Carbon_Dioxide)%Cp_st(3) = -22.94590
comp_in_st(Carbon_Dioxide)%Cp_st(4) = 16.84483
comp_in_st(Carbon_Dioxide)%Cp_st(5) = - 7.935665
comp_in_st(Carbon_Dioxide)%Cp_st(6) = 2.121672
comp_in_st(Carbon_Dioxide)%Cp_st(7) = - 0.2408713
comp_in_st(Carbon_Dioxide)%Cp_st(8) = 44
comp_in_st(Carbon_Monoxide)%name = 'CARBON_MONOXIDE'
comp_in_st(Carbon_Monoxide)%Cp_st(1) = 7.812249
comp_in_st(Carbon_Monoxide)%Cp_st(2) = - 6.668293
comp_in_st(Carbon_Monoxide)%Cp_st(3) = 17.28296
comp_in_st(Carbon_Monoxide)%Cp_st(4) = -17.28709
comp_in_st(Carbon_Monoxide)%Cp_st(5) = 8.860125
comp_in_st(Carbon_Monoxide)%Cp_st(6) = - 2.314819
comp_in_st(Carbon_Monoxide)%Cp_st(7) = 0.2447785
comp_in_st(Carbon_Monoxide)%Cp_st(8) = 28
comp_in_st(NO)%name = 'NO'
comp_in_st(NO)%Cp_st(1) = 8.4623340
comp_in_st(NO)%Cp_st(2) = -10.406690
comp_in_st(NO)%Cp_st(3) = 27.548760
comp_in_st(NO)%Cp_st(4) = -30.281190
comp_in_st(NO)%Cp_st(5) = 17.185110
comp_in_st(NO)%Cp_st(6) = - 4.957260
comp_in_st(NO)%Cp_st(7) = 0.5755281
comp_in_st(NO)%Cp_st(8) = 30
comp_in_st(H2O)%name = 'H2O'
comp_in_st(H2O)%Cp_st(1) = 7.988860
comp_in_st(H2O)%Cp_st(2) = - 1.506271
comp_in_st(H2O)%Cp_st(3) = 6.661376
comp_in_st(H2O)%Cp_st(4) = - 4.655970
comp_in_st(H2O)%Cp_st(5) = 1.696464
comp_in_st(H2O)%Cp_st(6) = - 0.3706212
comp_in_st(H2O)%Cp_st(7) = 0.03992444
comp_in_st(H2O)%Cp_st(8) = 18
END SUBROUTINE set_up_cp_coeff_table
SUBROUTINE set_up_Vis_coeff_table()
Use Mod_Prop_Fisicas

```

! La viscosidad esta en [cP]

```

comp_in_st(Methane)%name = 'METHANE'
comp_in_st(Methane)%Vis_st(1) = 15.9600
comp_in_st(Methane)%Vis_st(2) = 34.3900E-2
comp_in_st(Methane)%Vis_st(3) = -81.4000E-6
comp_in_st(Methane)%Vis_st(4) = 0.0
comp_in_st(Methane)%Vis_st(5) = 0.0
comp_in_st(Methane)%Vis_st(6) = 0.0
comp_in_st(Methane)%Vis_st(7) = 0.0
comp_in_st(Ethane)%name = 'ETHANE'
comp_in_st(Ethane)%Vis_st(1) = 5.576
comp_in_st(Ethane)%Vis_st(2) = 34.390E-2
comp_in_st(Ethane)%Vis_st(3) = -81.400E-6
comp_in_st(Ethane)%Vis_st(4) = 0.0
comp_in_st(Ethane)%Vis_st(5) = 0.0
comp_in_st(Ethane)%Vis_st(6) = 0.0
comp_in_st(Ethane)%Vis_st(7) = 0.0
comp_in_st(Propane)%name = 'PROPANE'
comp_in_st(Propane)%Vis_st(1) = 4.912
comp_in_st(Propane)%Vis_st(2) = 27.120E-2
comp_in_st(Propane)%Vis_st(3) = -38.060E-6
comp_in_st(Propane)%Vis_st(4) = 0.0
comp_in_st(Propane)%Vis_st(5) = 0.0
comp_in_st(Propane)%Vis_st(6) = 0.0
comp_in_st(Propane)%Vis_st(7) = 0.0
comp_in_st(Buthane)%name = 'BUTHANE'
comp_in_st(Buthane)%Vis_st(1) = 0.5500E-2
comp_in_st(Buthane)%Vis_st(2) = 0.3000E-4
comp_in_st(Buthane)%Vis_st(3) = -0.2000E-8
comp_in_st(Buthane)%Vis_st(4) = 0.6000E-11

```

```

comp_in_st(Buthane)%Vis_st(5) = -0.1000E-14
comp_in_st(Buthane)%Vis_st(6) = 0
comp_in_st(Buthane)%Vis_st(7) = 0
comp_in_st(Pentane)%name = 'PENTHANE'
comp_in_st(Pentane)%Vis_st(1) = 0.5100E-2
comp_in_st(Pentane)%Vis_st(2) = 0.3000E-4
comp_in_st(Pentane)%Vis_st(3) = -0.1000E-8
comp_in_st(Pentane)%Vis_st(4) = 0.6000E-7
comp_in_st(Pentane)%Vis_st(5) = -0.1000E-14
comp_in_st(Pentane)%Vis_st(6) = 0.0
comp_in_st(Pentane)%Vis_st(7) = 0.0
comp_in_st(Nitrogen)%name = 'NITROGEN'
comp_in_st(Nitrogen)%Vis_st(1) = 30.43
comp_in_st(Nitrogen)%Vis_st(2) = 48.89E-2
comp_in_st(Nitrogen)%Vis_st(3) = -109.30E-6
comp_in_st(Nitrogen)%Vis_st(4) = 0.0
comp_in_st(Nitrogen)%Vis_st(5) = 0.0
comp_in_st(Nitrogen)%Vis_st(6) = 0.0
comp_in_st(Nitrogen)%Vis_st(7) = 0.0
comp_in_st(Oxygen)%name = 'OXYGEN'
comp_in_st(Oxygen)%Vis_st(1) = 18.11
comp_in_st(Oxygen)%Vis_st(2) = 63.32E-2
comp_in_st(Oxygen)%Vis_st(3) = -187.90E-6
comp_in_st(Oxygen)%Vis_st(4) = 0.0
comp_in_st(Oxygen)%Vis_st(5) = 0.0
comp_in_st(Oxygen)%Vis_st(6) = 0.0
comp_in_st(Oxygen)%Vis_st(7) = 0.0

comp_in_st(Carbon_Dioxide)%name = 'CARBON_DIOXIDE'
comp_in_st(Carbon_Dioxide)%Vis_st(1) = 25.45
comp_in_st(Carbon_Dioxide)%Vis_st(2) = 45.49E-2
comp_in_st(Carbon_Dioxide)%Vis_st(3) = -86.49E-6
comp_in_st(Carbon_Dioxide)%Vis_st(4) = 0.0
comp_in_st(Carbon_Dioxide)%Vis_st(5) = 0.0
comp_in_st(Carbon_Dioxide)%Vis_st(6) = 0.0
comp_in_st(Carbon_Dioxide)%Vis_st(7) = 0.0
comp_in_st(Carbon_Monoxide)%name = 'CARBON_MONOXIDE'
comp_in_st(Carbon_Monoxide)%Vis_st(1) = 32.28
comp_in_st(Carbon_Monoxide)%Vis_st(2) = 47.47E-2
comp_in_st(Carbon_Monoxide)%Vis_st(3) = -96.48E-6
comp_in_st(Carbon_Monoxide)%Vis_st(4) = 0.0
comp_in_st(Carbon_Monoxide)%Vis_st(5) = 0.0
comp_in_st(Carbon_Monoxide)%Vis_st(6) = 0.0
comp_in_st(Carbon_Monoxide)%Vis_st(7) = 0.0
comp_in_st(NO)%name = 'NO'
comp_in_st(NO)%Vis_st(1) = 56.77
comp_in_st(NO)%Vis_st(2) = 48.14E-2
comp_in_st(NO)%Vis_st(3) = -84.34E-6
comp_in_st(NO)%Vis_st(4) = 0.0
comp_in_st(NO)%Vis_st(5) = 0.0
comp_in_st(NO)%Vis_st(6) = 0.0
comp_in_st(NO)%Vis_st(7) = 0.0
  comp_in_st(H2O)%name = 'H2O'
comp_in_st(H2O)%Vis_st(1) = -31.890
comp_in_st(H2O)%Vis_st(2) = 41.450E-2
comp_in_st(H2O)%Vis_st(3) = -8.272E-6
comp_in_st(H2O)%Vis_st(4) = 0.0
comp_in_st(H2O)%Vis_st(5) = 0.0
comp_in_st(H2O)%Vis_st(6) = 0.0
comp_in_st(H2O)%Vis_st(7) = 0.0
END SUBROUTINE set_up_Vis_coeff_table

```

```

=====
SUBROUTINE set_up_K_coeff_table()
  Use Mod_Prop_Fisicas

```

```

! La conductividad termica esta en [W/m^*K]
comp_in_st(Methane)%name = 'METHANE'
comp_in_st(Methane)%K_st(1) = -4.463
comp_in_st(Methane)%K_st(2) = 20.84E-2
comp_in_st(Methane)%K_st(3) = 2.815E-4
comp_in_st(Methane)%K_st(4) = -8.631E-8
comp_in_st(Methane)%K_st(5) = 0.0
comp_in_st(Methane)%K_st(6) = 0.0

```

```

comp_in_st(Methane)%K_st(7) = 0.0
comp_in_st(Ethane)%name = 'ETHANE'
comp_in_st(Ethane)%K_st(1) = -75.8
comp_in_st(Ethane)%K_st(2) = 52.570E-2
comp_in_st(Ethane)%K_st(3) = -4.593E-4
comp_in_st(Ethane)%K_st(4) = 39.740E-8
comp_in_st(Ethane)%K_st(5) = 0.0
comp_in_st(Ethane)%K_st(6) = 0.0
comp_in_st(Ethane)%K_st(7) = 0.0
comp_in_st(Propane)%name = 'PROPANE'
comp_in_st(Propane)%K_st(1) = 4.438
comp_in_st(Propane)%K_st(2) = 1.122E-2
comp_in_st(Propane)%K_st(3) = 5.198E-4
comp_in_st(Propane)%K_st(4) = -20.080E-8
comp_in_st(Propane)%K_st(5) = 0.0
comp_in_st(Propane)%K_st(6) = 0.0
comp_in_st(Propane)%K_st(7) = 0.0
comp_in_st(Buthane)%name = 'BUTHANE'
comp_in_st(Buthane)%K_st(1) = -0.7400E-1
comp_in_st(Buthane)%K_st(2) = 0.6000E-3
comp_in_st(Buthane)%K_st(3) = -0.2000E-5
comp_in_st(Buthane)%K_st(4) = 0.2000E-8
comp_in_st(Buthane)%K_st(5) = -0.1000E-12
comp_in_st(Buthane)%K_st(6) = 0.5000E-15
comp_in_st(Buthane)%K_st(7) = -0.6000E-19
comp_in_st(Penthane)%name = 'PENTHANE'
comp_in_st(Penthane)%K_st(1) = -0.9300E-2
comp_in_st(Penthane)%K_st(2) = 0.1000E-3
comp_in_st(Penthane)%K_st(3) = 0.4000E-7
comp_in_st(Penthane)%K_st(4) = -0.4000E-10
comp_in_st(Penthane)%K_st(5) = 0.8000E-14
comp_in_st(Penthane)%K_st(6) = 0
comp_in_st(Penthane)%K_st(7) = 0
comp_in_st(Nitrogen)%name = 'NITROGEN'
comp_in_st(Nitrogen)%K_st(1) = 0.9359
comp_in_st(Nitrogen)%K_st(2) = 0.2344
comp_in_st(Nitrogen)%K_st(3) = -1.2100E-4
comp_in_st(Nitrogen)%K_st(4) = 3.5910E-8
comp_in_st(Nitrogen)%K_st(5) = 0
comp_in_st(Nitrogen)%K_st(6) = 0
comp_in_st(Nitrogen)%K_st(7) = 0
comp_in_st(Oxygen)%name = 'OXYGEN'
comp_in_st(Oxygen)%K_st(1) = -0.7816
comp_in_st(Oxygen)%K_st(2) = 0.2380
comp_in_st(Oxygen)%K_st(3) = -0.8939E-4
comp_in_st(Oxygen)%K_st(4) = 2.3240E-8
comp_in_st(Oxygen)%K_st(5) = 0.0
comp_in_st(Oxygen)%K_st(6) = 0.0
comp_in_st(Oxygen)%K_st(7) = 0.0
comp_in_st(Carbon_Dioxide)%name = 'CARBON_DIOXIDE'
comp_in_st(Carbon_Dioxide)%K_st(1) = -17.23
comp_in_st(Carbon_Dioxide)%K_st(2) = 19.1400E-2
comp_in_st(Carbon_Dioxide)%K_st(3) = 0.1308E-4
comp_in_st(Carbon_Dioxide)%K_st(4) = -2.5140E-8
comp_in_st(Carbon_Dioxide)%K_st(5) = 0.0
comp_in_st(Carbon_Dioxide)%K_st(6) = 0.0
comp_in_st(Carbon_Dioxide)%K_st(7) = 0.0
comp_in_st(Carbon_Monoxide)%name = 'CARBON_MONOXIDE'
comp_in_st(Carbon_Monoxide)%K_st(1) = 1.2100
comp_in_st(Carbon_Monoxide)%K_st(2) = 21.7900E-2
comp_in_st(Carbon_Monoxide)%K_st(3) = -0.8416E-4
comp_in_st(Carbon_Monoxide)%K_st(4) = 1.9580E-8
comp_in_st(Carbon_Monoxide)%K_st(5) = 0.0
comp_in_st(Carbon_Monoxide)%K_st(6) = 0.0
comp_in_st(Carbon_Monoxide)%K_st(7) = 0.0
comp_in_st(NO)%name = 'NO'
comp_in_st(NO)%K_st(1) = 11.9900
comp_in_st(NO)%K_st(2) = 17.1800E-2
comp_in_st(NO)%K_st(3) = -0.0200E-4
comp_in_st(NO)%K_st(4) = -0.8500E-8
comp_in_st(NO)%K_st(5) = 0.0
comp_in_st(NO)%K_st(6) = 0.0
comp_in_st(NO)%K_st(7) = 0.0

```

```

      comp_in_st(H2O)%name = 'H2O'
      comp_in_st(H2O)%K_st(1) = 17.530
      comp_in_st(H2O)%K_st(2) = -2.420E-2
      comp_in_st(H2O)%K_st(3) = 4.300E-4
      comp_in_st(H2O)%K_st(4) = -21.730E-8
      comp_in_st(H2O)%K_st(5) = 0.0
      comp_in_st(H2O)%K_st(6) = 0.0
      comp_in_st(H2O)%K_st(7) = 0.0
      END SUBROUTINE set_up_K_coeff_table

```

```

=====
      SUBROUTINE set_up_Den_coeff_table()

```

```

      Use Mod_Prop_Fisicas

```

```

! La densidad esta en [Kg/m3]

```

```

      comp_in_st(Methane)%name = 'METHANE'
      comp_in_st(Methane)%Den_st(1) = 1.90476E-2
      comp_in_st(Methane)%Den_st(2) = -1.0
      comp_in_st(Methane)%Den_st(3) = 0.0
      comp_in_st(Methane)%Den_st(4) = 0.0
      comp_in_st(Methane)%Den_st(5) = 0.0
      comp_in_st(Methane)%Den_st(6) = 0.0
      comp_in_st(Methane)%Den_st(7) = 0.0
      comp_in_st(Ethane)%name = 'ETHANE'
      comp_in_st(Ethane)%Den_st(1) = 0.347900E-1
      comp_in_st(Ethane)%Den_st(2) = -1.0
      comp_in_st(Ethane)%Den_st(3) = 0.0
      comp_in_st(Ethane)%Den_st(4) = 0.0
      comp_in_st(Ethane)%Den_st(5) = 0.0
      comp_in_st(Ethane)%Den_st(6) = 0.0
      comp_in_st(Ethane)%Den_st(7) = 0.0
      comp_in_st(Propane)%name = 'PROPANE'
      comp_in_st(Propane)%Den_st(1) = 0.5238090E-1
      comp_in_st(Propane)%Den_st(2) = -1.0
      comp_in_st(Propane)%Den_st(3) = 0.0
      comp_in_st(Propane)%Den_st(4) = 0.0
      comp_in_st(Propane)%Den_st(5) = 0.0
      comp_in_st(Propane)%Den_st(6) = 0.0
      comp_in_st(Propane)%Den_st(7) = 0.0
      comp_in_st(Buthane)%name = 'BUTHANE'
      comp_in_st(Buthane)%Den_st(1) = 0.6904760E-1
      comp_in_st(Buthane)%Den_st(2) = -1.0
      comp_in_st(Buthane)%Den_st(3) = 0.0
      comp_in_st(Buthane)%Den_st(4) = 0.0
      comp_in_st(Buthane)%Den_st(5) = 0.0
      comp_in_st(Buthane)%Den_st(6) = 0.0
      comp_in_st(Buthane)%Den_st(7) = 0.0
      comp_in_st(Penthane)%name = 'PENTHANE'
      comp_in_st(Penthane)%Den_st(1) = 0.857140E-1
      comp_in_st(Penthane)%Den_st(2) = -1.0
      comp_in_st(Penthane)%Den_st(3) = 0.0
      comp_in_st(Penthane)%Den_st(4) = 0.0
      comp_in_st(Penthane)%Den_st(5) = 0.0
      comp_in_st(Penthane)%Den_st(6) = 0.0
      comp_in_st(Penthane)%Den_st(7) = 0.0
      comp_in_st(Nitrogen)%name = 'NITROGEN'
      comp_in_st(Nitrogen)%Den_st(1) = 0.33333E-1
      comp_in_st(Nitrogen)%Den_st(2) = -1.0
      comp_in_st(Nitrogen)%Den_st(3) = 0.0
      comp_in_st(Nitrogen)%Den_st(4) = 0.0
      comp_in_st(Nitrogen)%Den_st(5) = 0.0
      comp_in_st(Nitrogen)%Den_st(6) = 0.0
      comp_in_st(Nitrogen)%Den_st(7) = 0.0
      comp_in_st(Oxygen)%name = 'OXYGEN'
      comp_in_st(Oxygen)%Den_st(1) = 0.377358E-1
      comp_in_st(Oxygen)%Den_st(2) = -1.0
      comp_in_st(Oxygen)%Den_st(3) = 0.0
      comp_in_st(Oxygen)%Den_st(4) = 0.0
      comp_in_st(Oxygen)%Den_st(5) = 0.0
      comp_in_st(Oxygen)%Den_st(6) = 0.0
      comp_in_st(Oxygen)%Den_st(7) = 0.0
      comp_in_st(Carbon_Dioxide)%name = 'CARBON_DIOXIDE'
      comp_in_st(Carbon_Dioxide)%Den_st(1) = 0.54760E-1
      comp_in_st(Carbon_Dioxide)%Den_st(2) = -1.0

```

```

comp_in_st(Carbon_Dioxide)%Den_st(3) = 0.0
comp_in_st(Carbon_Dioxide)%Den_st(4) = 0.0
comp_in_st(Carbon_Dioxide)%Den_st(5) = 0.0
comp_in_st(Carbon_Dioxide)%Den_st(6) = 0.0
comp_in_st(Carbon_Dioxide)%Den_st(7) = 0.0
comp_in_st(Carbon_Monoxide)%name = 'CARBON_MONOXIDE'
comp_in_st(Carbon_Monoxide)%Den_st(1) = 0.33333E-1
comp_in_st(Carbon_Monoxide)%Den_st(2) = -1.0
comp_in_st(Carbon_Monoxide)%Den_st(3) = 0.0
comp_in_st(Carbon_Monoxide)%Den_st(4) = 0.0
comp_in_st(Carbon_Monoxide)%Den_st(5) = 0.0
comp_in_st(Carbon_Monoxide)%Den_st(6) = 0.0
comp_in_st(Carbon_Monoxide)%Den_st(7) = 0.0
comp_in_st(NO)%name = 'NO'
comp_in_st(NO)%Den_st(1) = 0.529950E-1
comp_in_st(NO)%Den_st(2) = -1.0
comp_in_st(NO)%Den_st(3) = 0.0
comp_in_st(NO)%Den_st(4) = 0.0
comp_in_st(NO)%Den_st(5) = 0.0
comp_in_st(NO)%Den_st(6) = 0.0
comp_in_st(NO)%Den_st(7) = 0.0
      comp_in_st(H2O)%name = 'H2O'
comp_in_st(H2O)%Den_st(1) = 2.14286E-2
comp_in_st(H2O)%Den_st(2) = -1.0
comp_in_st(H2O)%Den_st(3) = 0.0
comp_in_st(H2O)%Den_st(4) = 0.0
comp_in_st(H2O)%Den_st(5) = 0.0
comp_in_st(H2O)%Den_st(6) = 0.0
comp_in_st(H2O)%Den_st(7) = 0.0
      END SUBROUTINE set_up_Den_coef_table
=====

```

```

SUBROUTINE set_up_cp_coef_aceite()
  Use Mod_Prop_Fisicas

```

```

! El Cp esta en [BTU/lb-F]
  aceit_ter(DowthermG)%name2 = 'DOWTHERMG'
  aceit_ter(DowthermG)%Cp_ac(1) = 0.3567
  aceit_ter(DowthermG)%Cp_ac(2) = 0.0003
  aceit_ter(DowthermG)%Cp_ac(3) = 0.0
  aceit_ter(DowthermG)%Cp_ac(4) = 0.0
  aceit_ter(DowthermG)%Cp_ac(5) = 0.0
  aceit_ter(DowthermG)%Cp_ac(6) = 0.0
  aceit_ter(DowthermG)%Cp_ac(7) = 0.0
  aceit_ter(DowthermQ)%name2 = 'DOWTHERMQ'
  aceit_ter(DowthermQ)%Cp_ac(1) = 0.3658
  aceit_ter(DowthermQ)%Cp_ac(2) = 0.4000E-3
  aceit_ter(DowthermQ)%Cp_ac(3) = -0.4000E-7
  aceit_ter(DowthermQ)%Cp_ac(4) = 0.0
  aceit_ter(DowthermQ)%Cp_ac(5) = 0.0
  aceit_ter(DowthermQ)%Cp_ac(6) = 0.0
  aceit_ter(ALQUIL_ARILLO_PESADO)%name2 = 'ALQUIL_ARILLO_PESADO'
  aceit_ter(ALQUIL_ARILLO_PESADO)%Cp_ac(1) = 0.1117
  aceit_ter(ALQUIL_ARILLO_PESADO)%Cp_ac(2) = 0.0025
  aceit_ter(ALQUIL_ARILLO_PESADO)%Cp_ac(3) = -4.0000E-6
  aceit_ter(ALQUIL_ARILLO_PESADO)%Cp_ac(4) = 3.0000E-9
  aceit_ter(ALQUIL_ARILLO_PESADO)%Cp_ac(5) = 0.0
  aceit_ter(ALQUIL_ARILLO_PESADO)%Cp_ac(6) = 0.0
  aceit_ter(ALQUIL_ARILLO_PESADO)%Cp_ac(7) = 0.0
      END SUBROUTINE set_up_cp_coef_aceite
=====

```

```

SUBROUTINE set_up_Vis_coef_aceite()

```

```

  Use Mod_Prop_Fisicas

```

```

  La viscosidad esta en [cP]

```

```

  aceit_ter(DowthermG)%name2 = 'DOWTHERMG'
  aceit_ter(DowthermG)%Vis_ac(1) = -10.433
  aceit_ter(DowthermG)%Vis_ac(2) = 16.506
  aceit_ter(DowthermG)%Vis_ac(3) = -5.8735
  aceit_ter(DowthermG)%Vis_ac(4) = 0.8229
  aceit_ter(DowthermG)%Vis_ac(5) = -0.0426
  aceit_ter(DowthermG)%Vis_ac(6) = 0.0000
  aceit_ter(DowthermG)%Vis_ac(7) = 0.0000
  aceit_ter(DowthermQ)%name2 = 'DOWTHERMQ'
  aceit_ter(DowthermQ)%Vis_ac(1) = -12.5850

```

```

aceit_ter(DowthermQ)%Vis_ac(2) = 10.1760
  aceit_ter(DowthermQ)%Vis_ac(3) = -2.2084
aceit_ter(DowthermQ)%Vis_ac(4) = 0.1380
aceit_ter(DowthermQ)%Vis_ac(5) = 0.0000
aceit_ter(DowthermQ)%Vis_ac(6) = 0.0000
aceit_ter(DowthermQ)%Vis_ac(7) = 0.0000
aceit_ter(ALQUIL_ARILLO_PESADO)%name2 = 'ALQUIL_ARILLO_PESADO'
aceit_ter(ALQUIL_ARILLO_PESADO)%Vis_ac(1) = 140287.00
aceit_ter(ALQUIL_ARILLO_PESADO)%Vis_ac(2) = -96425.00
  aceit_ter(ALQUIL_ARILLO_PESADO)%Vis_ac(3) = 24849.00
aceit_ter(ALQUIL_ARILLO_PESADO)%Vis_ac(4) = -2845.40
aceit_ter(ALQUIL_ARILLO_PESADO)%Vis_ac(5) = 122.16
aceit_ter(ALQUIL_ARILLO_PESADO)%Vis_ac(6) = 0.00
aceit_ter(ALQUIL_ARILLO_PESADO)%Vis_ac(7) = 0.00
  END SUBROUTINE set_up_Vis_coeff_aceite

```

```

=====
SUBROUTINE set_up_K_coeff_aceite()

```

```

  Use Mod_Prop_Fisicas

```

```

! La conductividad termica esta en [BTU/lb-°F-lb]
aceit_ter(DowthermG)%name2 = 'DOWTHERMG'
aceit_ter(DowthermG)%K_ac(1) = 7.45E-2
aceit_ter(DowthermG)%K_ac(2) = -3.00E-5
aceit_ter(DowthermG)%K_ac(3) = 1.00E-7
aceit_ter(DowthermG)%K_ac(4) = -1.00E-9
aceit_ter(DowthermG)%K_ac(5) = 3.00E-12
aceit_ter(DowthermG)%K_ac(6) = -4.00E-15
aceit_ter(DowthermG)%K_ac(7) = 2.00E-18
aceit_ter(DowthermQ)%name2 = 'DOWTHERMQ'
aceit_ter(DowthermQ)%K_ac(1) = 0.073
aceit_ter(DowthermQ)%K_ac(2) = -0.400E-4
aceit_ter(DowthermQ)%K_ac(3) = -0.300E-7
aceit_ter(DowthermQ)%K_ac(4) = 0.200E-10
aceit_ter(DowthermQ)%K_ac(5) = 0.0
aceit_ter(DowthermQ)%K_ac(6) = 0.0
aceit_ter(DowthermQ)%K_ac(7) = 0.0
  aceit_ter(ALQUIL_ARILLO_PESADO)%name2 = 'ALQUIL_ARILLO_PESADO'
aceit_ter(ALQUIL_ARILLO_PESADO)%K_ac(1) = -5.0000E-3
aceit_ter(ALQUIL_ARILLO_PESADO)%K_ac(2) = 8.0000E-4
aceit_ter(ALQUIL_ARILLO_PESADO)%K_ac(3) = -3.0000E-6
aceit_ter(ALQUIL_ARILLO_PESADO)%K_ac(4) = 5.0000E-9
aceit_ter(ALQUIL_ARILLO_PESADO)%K_ac(5) = -3.0000E-12
aceit_ter(ALQUIL_ARILLO_PESADO)%K_ac(6) = 0.0
aceit_ter(ALQUIL_ARILLO_PESADO)%K_ac(7) = 0.0
  END SUBROUTINE set_up_K_coeff_aceite

```

```

=====
SUBROUTINE set_up_Den_coeff_aceite()

```

```

  Use Mod_Prop_Fisicas

```

```

! La Densidad esta en [lb/ft3]
aceit_ter(DowthermG)%name2 = 'DOWTHERMG'
aceit_ter(DowthermG)%Den_ac(1) = 70.907
aceit_ter(DowthermG)%Den_ac(2) = -0.0283
aceit_ter(DowthermG)%Den_ac(3) = 0.0
aceit_ter(DowthermG)%Den_ac(4) = 0.0
aceit_ter(DowthermG)%Den_ac(5) = 0.0
aceit_ter(DowthermG)%Den_ac(6) = 0.0
aceit_ter(DowthermG)%Den_ac(7) = 0.0
aceit_ter(DowthermQ)%name2 = 'DOWTHERMQ'
aceit_ter(DowthermQ)%Den_ac(1) = 62.044
aceit_ter(DowthermQ)%Den_ac(2) = -0.0262
aceit_ter(DowthermQ)%Den_ac(3) = 0.0
aceit_ter(DowthermQ)%Den_ac(4) = 0.0
aceit_ter(DowthermQ)%Den_ac(5) = 0.0
aceit_ter(DowthermQ)%Den_ac(6) = 0.0
aceit_ter(DowthermQ)%Den_ac(7) = 0.0
  aceit_ter(ALQUIL_ARILLO_PESADO)%name2 = 'ALQUIL_ARILLO_PESADO'
aceit_ter(ALQUIL_ARILLO_PESADO)%Den_ac(1) = -275.3400
aceit_ter(ALQUIL_ARILLO_PESADO)%Den_ac(2) = 3.9332
aceit_ter(ALQUIL_ARILLO_PESADO)%Den_ac(3) = - 0.0176
aceit_ter(ALQUIL_ARILLO_PESADO)%Den_ac(4) = 3.0000E-05
aceit_ter(ALQUIL_ARILLO_PESADO)%Den_ac(5) = 3.0000E-09
aceit_ter(ALQUIL_ARILLO_PESADO)%Den_ac(6) = - 7.0000E-11
aceit_ter(ALQUIL_ARILLO_PESADO)%Den_ac(7) = 7.0000E-14
  END SUBROUTINE set_up_Den_coeff_aceite

```



```
END MODULE Correlation_heat_recov
```

Modulo Mod_Prop_Fisicas:

```
-----
! Nombre: Mod_Prop_Fisicas
! Tipo: Modulo
! Proposito: Declaración de las constantes Cp(T), Vis(T), K(T), Den(T) que más tarde seran usadas
!             por el modulo "Correlation_heat_recov".
!
-----
MODULE Mod_Prop_Fisicas
  implicit none
! ...declaracion de la precision usada
! doble precision
  integer, parameter :: prec2 = 8 !kind(1d0)
  ! declaration de constantes (tamaño_maximo)
  integer, parameter :: Max_No_Comp = 11 ! max. no. de componentes
!
=====
  type component_in_stream
  character (15) name ! entity name (nombre del componente en la corriente)
  real(kind=prec2) :: Cp_st(8), Vis_st(5), K_st(6), Den_st(2)
  end type component_in_stream
!
=====
! Con lo siguiente se podrá hacer uso de las constantes de cada polinomio
! para calcular las propiedades fisicas, a partir de un banco de datos
! designado en el modulo de "Correlation_heat_recov"
! type(component_in_stream), dimension (:), pointer :: component_in_st
! type(component_in_stream), dimension (:), pointer::component_in_st
! type(component_in_stream) :: comp_in_st(Max_No_Comp)
integer :: Methane = 1
integer :: Ethane = 2
integer :: Propane = 3
integer :: Buthane = 4
integer :: Penthane = 5
integer :: Nitrogen = 6
integer :: Oxygen = 7
integer :: Carbon_Dioxide = 8
integer :: Carbon_Monoxide = 9
integer :: NO = 10
integer :: H2O = 11
! No. maximo de aceites termicos
integer, parameter :: Max_No_Aceites = 3
!
=====
  type aceite_termico
  character (15) name2
  real(kind=prec2) :: Cp_ac(4), Vis_ac(6), K_ac(7)
  real(kind=prec2) :: Den_ac(7)
  end type aceite_termico
!
=====
! Con lo siguiente se podrá hacer uso de las constantes de cada polinomio
! para calcular las propiedades fisicas, a partir de un banco de datos
! designado en el modulo de "Correlation_heat_recov"
! type(aceite_termico), dimension (:), pointer :: aceite_termico
! type(aceite_termico):: aceit_ter(Max_No_Aceites)
! .. define constants for entity identifiers just for the aceite_in_st
integer :: DowthermG = 1
integer :: DowthermQ = 2
integer :: Alquil_arilo_pesado = 3

END MODULE Mod_Prop_Fisicas
```

Modulo Coeficientes de película

! Nombre: Coeficientes de pelicula
 ! Tipo: Modulo
 ! Proposito: Cálculo de los Coeficientes de pelicula para los gases exhaustos y el fluido térmico

===== Subrutinas para los Coeficientes =====
 ===== de pelicula lado gas tubo liso y aletado =====

```
MODULE Coeficientes_pelicula
CONTAINS
SUBROUTINE Coeficiente_gasexhaus(Re, Pr_g, Pr_w, Kg, Dex,
                                arreglo_del_haz, hg)
```

```
implicit none
integer, parameter :: prec2 = 8 !kind(1d0)
real (kind=prec2), intent (in) :: Re, Pr_g, Pr_w, Kg, Dex
character (15), intent (in) :: arreglo_del_haz
real (kind=prec2), intent (out) :: hg
real (kind=prec2) :: Re1, Pr1, t1, t2, t3
```

```
!----- executable statements -----
```

```
Re1 = (Re)**0.6
Pr1 = (Pr_g)**0.33
t1 = (Pr_g)/(Pr_w)
t2 = (t1)**0.25
t3 = (Kg*12)/(Dex)
```

```
IF (arreglo_del_haz == 'lineal') THEN
hg = 0.023* Re1* Pr1 * t2 * t3 !Option 1
ELSE IF (arreglo_del_haz == 'triangul') then
```

```
hg = 0.41 * Re1 * Pr1 * t2 * t3 !Option 2
END IF
END SUBROUTINE Coeficiente_gasexhaus
```

=====
!Precalculo del coeficiente de pelicula para tubo aletado por un metodo rapido:

```
SUBROUTINE Coeficiente_gas_aletado(Re, Densidad_fin, Espesor_fin, altura_fin, Pr, Kg,
                                Dex, arreglo_del_haz, hg1)
```

```
implicit none
integer, parameter :: prec2 = 8 !kind(1d0)
real (kind=prec2), intent (in) :: Re, Densidad_fin, Espesor_fin, altura_fin, Pr, Kg, Dex
character (15), intent (in) :: arreglo_del_haz
real (kind=prec2), intent (out) :: hg1
real (kind=prec2) :: Cf
```

```
!----- executable statements -----
```

```
!Espaciamiento de aleta Cf
Cf = ((1/Densidad_fin) - (Espesor_fin))/12 ![ft]
hg1 = 0.134*(12*Kg/Dex) * (Re**0.681) * (Pr**0.33)*
      ((12*Cf/altura_fin)**0.2) * ((12*Cf/espesor_fin)**0.113) ![BTU/h-ft2-F]
End SUBROUTINE Coeficiente_gas_aletado
```

=====

!Cálculo del Coeficiente de pelicula para tubo aletado por el Metodo de ESCOA

```
SUBROUTINE Coeficiente_tubo_aletado(T_fin, T_gas, Dex, Kg,G,
                                Re, PT1, PT2, NC, Densidad_fin,
                                Espesor_fin, Altura_fin, CP_g,Pr_g,
                                Tipo_aleta, arreglo_del_haz, hg1)
```

```
implicit none
integer, parameter :: prec2 = 8 !kind(1d0)
real (kind=prec2), intent (in) :: T_fin, T_gas, Dex, Kg,G, Re, PT1, PT2, Densidad_fin,
                                Espesor_fin, Altura_fin, CP_g, Pr_g, NC
```

```
character (15), intent (in) :: Tipo_aleta, arreglo_del_haz
real (kind=prec2), intent (out) :: hg1
real (kind=prec2) :: Cf, C1, C3, C5
```

```
!----- executable statements -----
```

```
!Espaciamiento de aleta Cf
Cf = (1/Densidad_fin) - (Espesor_fin) ![in]
!Calculo de parametros C1, C3, C5 para obtener el Coeficiente de pelicula
C1 = 0.25*(Re**-0.35)
```

!! ALETA SOLIDA

```

IF (Tipo_aleta == 'solida') THEN.....!!1a opción, aleta solida
  If (arreglo_del_haz == 'lineal') Then.....!Opcion 1

  C3 = 0.20 + 0.65*exp(-0.25*Altura_fin/Cf)
  C5 = 1.1 - (0.75 - 1.5*exp(-0.70*NC))
  Else If (arreglo_del_haz == 'triangul') then.....!Opcion 2

  C3 = 0.35 + 0.65*exp(0.25*Altura_fin/Cf)
  C5 = 0.7 + (-0.7 - 0.8*exp(-0.1*(NC**2)))*exp(-1*PT1/PT2)
  End if.....!!1a y 2a opción
!! ALETA SEGMENTADA
ELSE IF (Tipo_aleta == 'segmentada') THEN.....!!2a opción, aleta solida
  If (arreglo_del_haz == 'lineal') Then .....!!1ª opción

  C3 = 0.35 + 0.5*exp(-0.35*Altura_fin/Cf)
  C5 = 1.1 - (0.75 - 1.5*exp(-0.70*NC))*exp(-2*(PT1/PT2))
  Else If (arreglo_del_haz == 'triangul') then .....!!2ª opción

  C3 = 0.55 + 0.45*exp(-0.35*Altura_fin/Cf)
  C5 = 0.7 + (-0.7 - 0.8*exp(-0.15*NC))*exp(-2*PT1/PT2)
  End if.....!!Fin 1ª y 2ª opción
END IF.....!!Fin 1ª y 2ª, tipo aleta
  hg1 = C1*C3*C5 * (((Dex+2*Altura_fin)/Dex)**0.5) *
  * (((T_gas+460)/(T_fin+460))**0.25) * G * CP_g * ((1/Pr_g)**0.67)      ![BTU/h-ft2-F]
  END SUBROUTINE Coeficiente_tubo_aletado
!===== Subrutinas para los Coeficientes =====
!===== de película lado tubos para el aceite termico =====

SUBROUTINE Coeficiente_aceite(Re, Pr_ac, Kac, Din, h_ac)
  implicit none
  integer, parameter :: prec2 = 8 !kind(1d0)
  real (kind=prec2), intent (in) :: Re, Pr_ac, Kac, Din
  real (kind=prec2), intent (out) :: h_ac
  real (kind=prec2) :: Re1, Pr1, t1
!----- executable statements -----
  Re1 = (Re)**0.8
  Pr1 = (Pr_ac)**0.3333
  t1 = (Kac*12)/(Din)
  h_ac = 0.027*(Re1)*(Pr1)*(t1)
END SUBROUTINE Coeficiente_aceite
END MODULE Coeficientes_película

```

Modulo Caida_de_Presion

```

!-----
! Program: Caida de Presion
! Modulo
! Proposito: Cálculo de los Coeficientes de película para los gases exhaustos y el
!           fluido térmico
!-----
!===== Subrutinas para la Caida de presion =====
!===== lado tubos para el aceite termico =====

MODULE Caida_de_Presion
  CONTAINS
  SUBROUTINE Presion_Aceite(W, Re, D, Vel, Den, Vis, Delta_Poil)
    implicit none
    integer, parameter :: prec2 = 8
    real (kind=prec2), intent (in) :: Re, W, D, Vel, Den, Vis
    real (kind=prec2), intent (out) :: Delta_Poil
    real (kind=prec2) :: L, Le, Vol_especific, f, K, f1
!----- executable statements -----

    'Calculo del factor de friccion f
    IF (5000 < Re < 10E5) Then.....!Opcion 1
      f = 0.316/(Re**0.25)
    Else if (Re > 10E5) Then.....!Opcion 2
      f1 = log(Re)-1.64
      f = 1/(1.82*f1)**2
    End if.....!Fin 1ª y 2ª opcion
    'Calculo de la longitud equivalente
    'Para codos de 180° la K se calcula de la siguiente forma:

```

```

K = 50*f
Le = (K*D)/(12*f)
Vol_especif = 1/Den
L = Vol_especif/(D**5)
! Delta_Poil = (3.36E-6)*(f*(W**2)*(Le)*(L)
Delta_Poil = 0.0267*(Den**0.826)*(Vis**0.174)*((Vel**1.826)/
      (D**1.174))*Le
END SUBROUTINE Presion_Aceite
!===== Subrutinas para la Cáida de presion =====
!===== lado gas tubo liso y aletado =====

SUBROUTINE Presion_gasexhaus(PT1, PT2, D, Den, N, Vo, arreglo_del_haz,Delta_Pgas)
implicit none
integer, parameter :: prec2 = 8
real(kind=prec2), intent (in) :: PT1, PT2, D, Vo, N, Den
character (15), intent (in) :: arreglo_del_haz
real(kind=prec2), intent (out) :: Delta_Pgas
real(kind=prec2) :: f1, f2, f3, f, G2, Delta_P, A, B, B1, B2, C, V, Vmax, Gmax
!----- executable statements -----
IF (arreglo_del_haz == 'lineal') THEN.....!Opcion 1
V = PT1/(PT1-D)
f1 = PT1/D
f2 = PT2/D
f3 = f2**1.5
f = (0.08*f1)/f3
ELSE If (arreglo_del_haz == 'triangul') then.....!Opcion 2
A = PT1/(PT1-D)
B1 = 0.5*PT1
B2 = (((PT2**2)+((0.5*PT1)**2))**0.5)-D
B = B1/B2
C = A-B
If (C < 0) then
V = B
else if (C > 0) then
V = A
end if
f1 = PT1/D
f2 = f1-1
f3 = f2**0.3333
f = 0.10/f3
END IF.....!Fin 1ª y 2ª opcion
Vmax = V*Vo
Gmax = Vmax * Den * 3600
G2 = Gmax**2
Delta_P = (9.3e-10)*(f)*(G2)*(N/Den) ![in H2O]
Delta_Pgas = (Delta_P) * (3.61E-2) ![Psi]
END SUBROUTINE Presion_gasexhaus
END MODULE Caida_de_Presion
!=====
SUBROUTINE Presion_tubo_aletado (PT1, PT2, Dex, G, Re, Tgas_sal, Tgas_ent,
      T_gas, Den_g, Altura_fin, Densidad_fin,
      Espesor_fin, NC, Ao, Tipo_aleta,
      arreglo_del_haz, Delta_Pgas)
implicit none
integer, parameter :: prec2 = 8
real(kind=prec2), intent (in) :: PT1, PT2, Dex, G, Re, Tgas_sal, Tgas_ent, T_gas, Den_g,
      Altura_fin, Densidad_fin, Espesor_fin, Ao, NC
character (15), intent (in) :: arreglo_del_haz, Tipo_aleta
real(kind=prec2), intent (out) :: Delta_Pgas
real(kind=prec2) :: C, Cf, C2, C4, C6, f, B, a, Delta_P
!----- executable statements -----
!Espaciamento de aleta Cf
Cf = (1/Densidad_fin) - (Espesor_fin) ![in]
B = (((PT1/12 - Ao)/(PT1/12))**2
a = ((1 + (B**2)) * (Tgas_sal - Tgas_ent)) /((4*NC*(460 + T_gas))
!Calculo de parametros C2, C4, C6 para obtener el Coeficiente de pelicula
C2 = 0.07 + 8.0*(Re**-0.45)
!PARA ALETA SOLIDA
IF (Tipo_aleta == 'solida') THEN.....!!1a opción, aleta solida
If (arreglo_del_haz == 'lineal') Then..... !Opcion 1

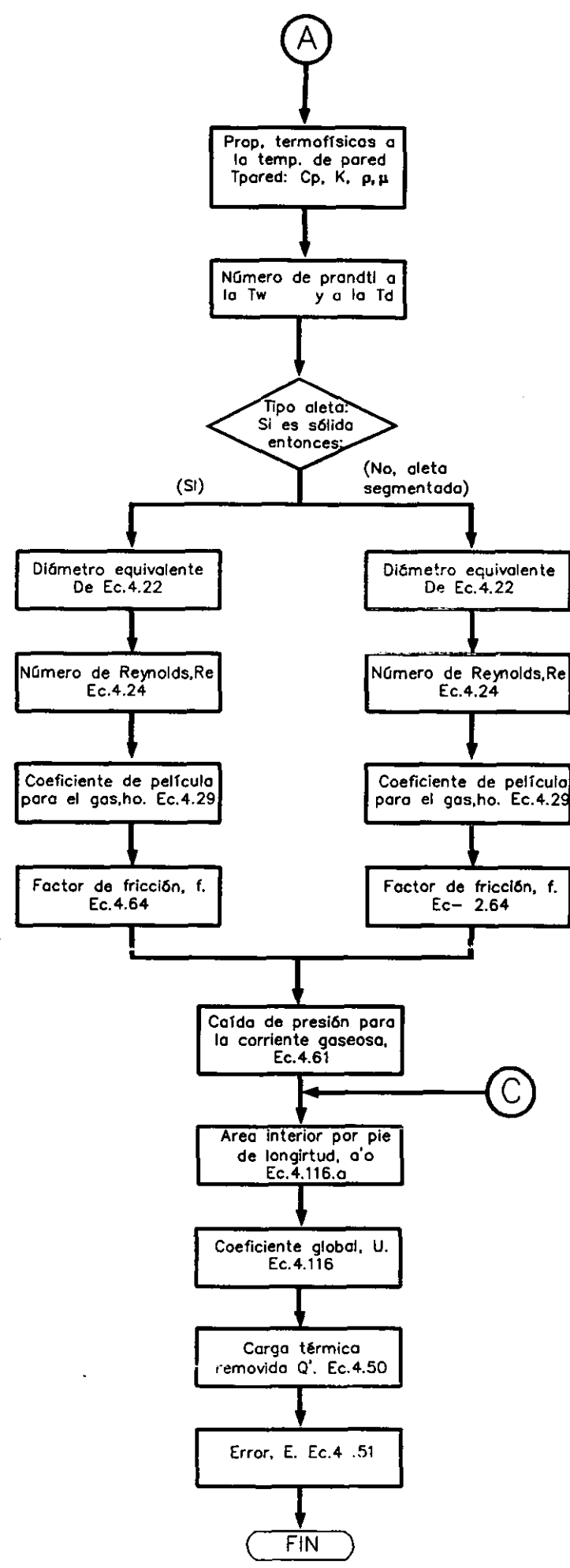
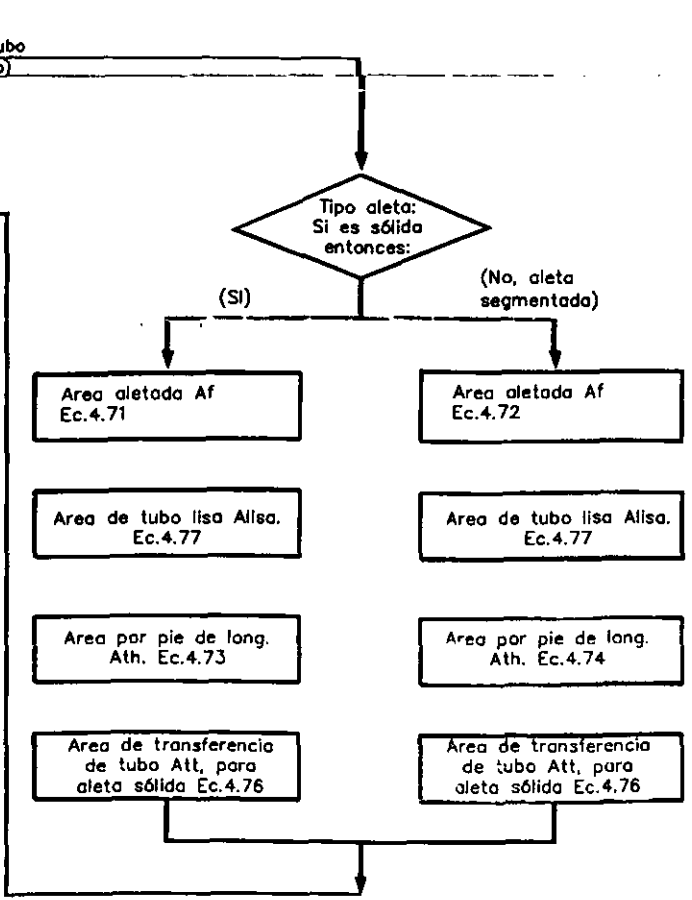
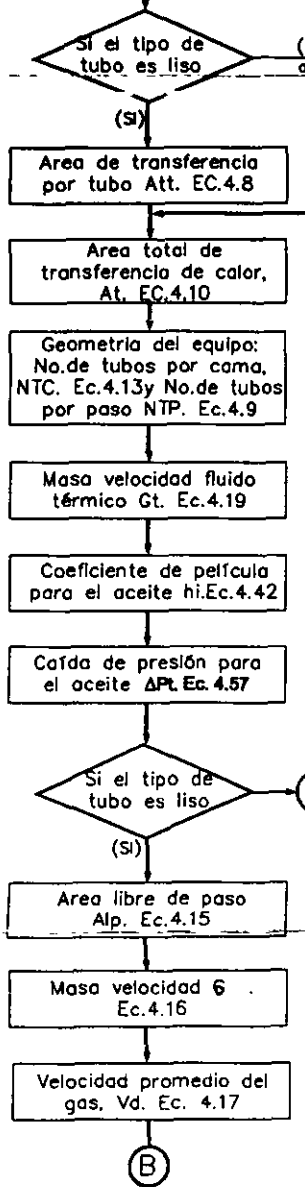
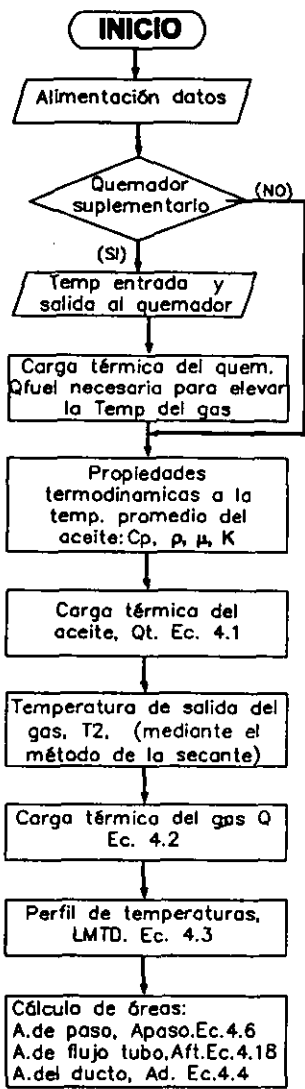
C4 = 0.08 * ( ((0.15*PT1)/Dex)**(-1.1*(Altura_fin/Cf)**0.15) )
C6 = 1.6 - (0.75 - 1.5*exp(-0.70*NC))*exp(-0.2*((PT2/PT1)**2))

```

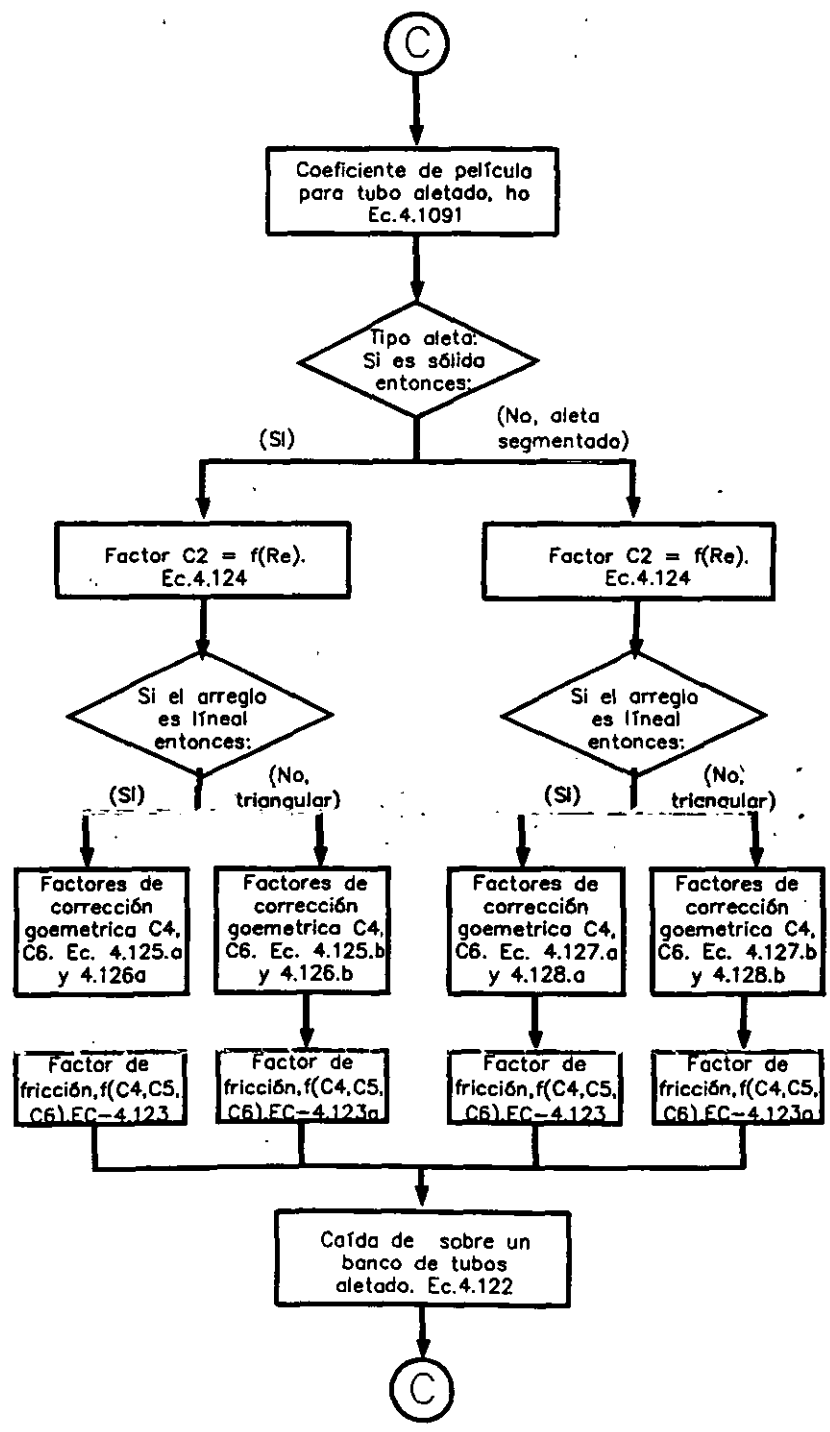
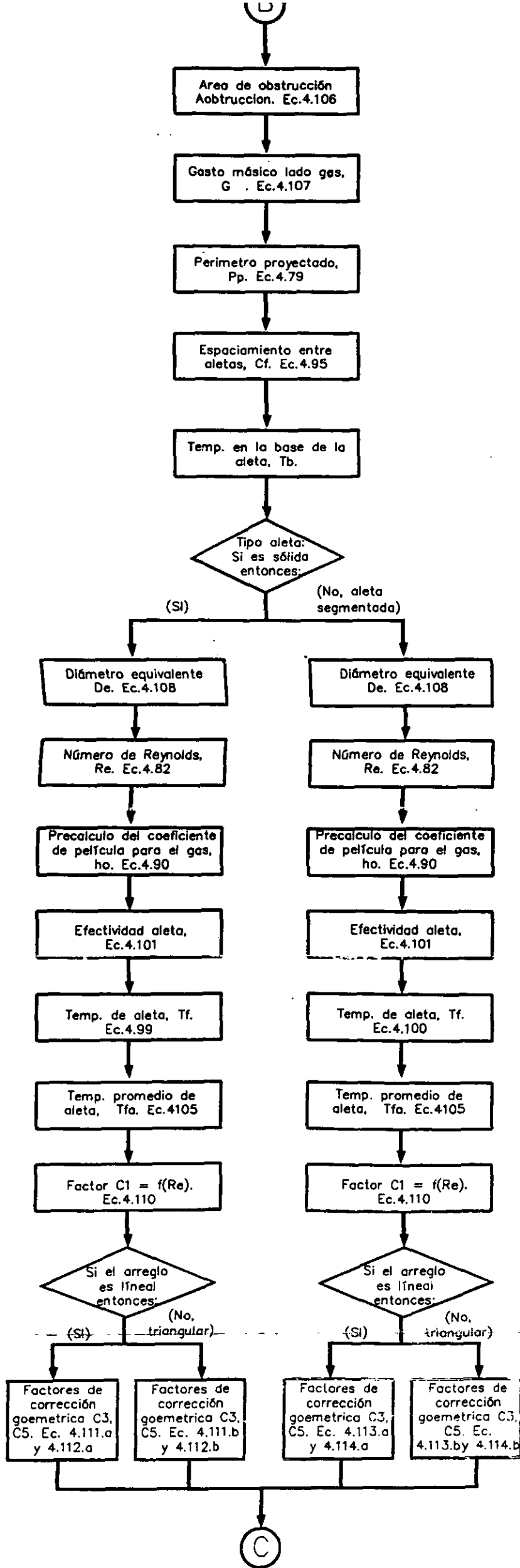
```

!Factor de friccion
f = C2*C4*C6*((Dex + 2*Altura_fin)/Dex)
Else If (arreglo_del_haz == 'triangul') then.....!Opcion 2
C = (-0.7*((Altura_fin/Cf)**0.20))
C4 = abs(0.11 - (((0.05*PT1)*12/Dex)**(C)))
C6 = 1.1 + ( 1.8 - 2.1*exp(-0.15*(NC**2))*exp(-2.0*(PT2/PT1))
- (0.7-0.8*exp(-0.15*(NC**2)))*exp(-0.6*(PT2/PT1)) )
!Factor de friccion
f = C2*C4*C6*((Dex + 2*Altura_fin)/Dex)**0.5)
End if.....!Fin 1ª y 2ª opcion
!! ALETA SEGMENTADA
ELSE IF (Tipo_aleta == 'segmentada') THEN.....!!2a opción, aleta segmentada
If (arreglo_del_haz == 'lineal') Then.....!Opcion 1
C4 = 0.08 * ( ((0.15*PT1)/Dex)**(-1.1*(Altura_fin/Cf)**0.2) )
C6 = 1.6 - (0.75 - 1.5*exp(-0.70*NC))*exp(-0.2*((PT2/PT1)**2))
!Factor de friccion
f = C2*C4*C6*((Dex + 2*Altura_fin)/Dex)
Else If (arreglo_del_haz == 'triangul') then.....!Opcion 2
C = (-0.7*((Altura_fin/Cf)**0.23))
C4 = 0.11 * ((0.05*PT1/Dex)**(C))
C6 = 1.1 + (1.8 - 2.1*exp(-0.15*(NC**2)))*exp(-2.0*(PT2/PT1))
- (0.7-0.8*exp(-0.15*(NC**2)))*exp(-0.6*(PT2/PT1))
!Factor de friccion
f = C2*C4*C6*((Dex + 2*Altura_fin)/Dex)**0.5)
End if.....!Fin 1ª y 2ª opcion
END IF.....!Fin 1ª y 2ª opcion del tipo aleta
Delta_P = ((f + a)*(G**2)*NC)/(Den_g*1.083E9) ![in H2O]
Delta_Pgas = (Delta_P) * (3.61E-2) ![Psi]
END SUBROUTINE Presion_tubo_aletado

```



Algoritmo del programa



Algoritmo del programa (continuación)