

UNIVERSIDAD DE SAN CARLOS DE GUATEMALA



FACULTAD DE INGENIERÍA

GUÍA PARA EL DISEÑO DE INTERCAMBIADORES DE CALOR

TESIS

PRESENTADA A LA JUNTA DIRECTIVA DE LA
FACULTAD DE INGENIERÍA
POR.

FREDY MAURICIO MONROY PERALTA

AL CONFERÍRSELE EL TÍTULO DE

INGENIERO MECÁNICO

GUATEMALA, FEBRERO DE 1,999.

HONORABLE TRIBUNAL EXAMINADOR

Cumpliendo con los preceptos que establece la ley de la Universidad de San Carlos de Guatemala, presento a su consideración mi trabajo de tesis titulado:

GUÍA PARA EL DISEÑO DE INTERCAMBIADORES DE CALOR,

tema que me fuera asignado por la Dirección de la Escuela de Ingeniería Mecánica, con fecha 13 de octubre de 1,998.



Fredy Mauricio Monroy Peralta

UNIVERSIDAD DE SAN CARLOS DE GUATEMALA



FACULTAD DE INGENIERÍA

NÓMINA DE JUNTA DIRECTIVA

DECANO	Ing. Herbert René Miranda Barrios
VOCAL 1o.	Ing. Francisco Gómez Rivera
VOCAL 2o.	Ing. Carlos Humberto Pérez Rodríguez
VOCAL 3o.	Ing. Jorge Benjamín Gutiérrez Quintana
VOCAL 4o.	Br. Dimas Alfredo Carranza Barrera
VOCAL 5o.	Br. José Enrique López Barrios
SECRETARIA	Ing. Gilda M. Castellanos de Illescas

TRIBUNAL QUE PRACTICÓ EL EXAMEN GENERAL PRIVADO

DECANO	Ing. Herbert René Miranda Barrios
EXAMINADOR	Ing. Edwin Antonio Alvarado Carío
EXAMINADOR	Ing. Alvaro Antonio Ávila Pinzón
EXAMINADOR	Ing. Edward Asumanché Morales Manchamé
SECRETARIA	Ing. Gilda M. Castellanos de Illescas

ACTO QUE DEDICO

A:

- **Dios** Fuente de toda sabiduría.

- **la Virgen María Auxiliadora,** por haberme permitido formarme en el Colegio Salesiano "Don Bosco".

- **mis padres** Ramiro Vicente Monroy (Q.E.P.D.), quien fue un gran hombre que ofrendó su vida en aras de un mejor país. Su máxima: Prepárense, para que puedan comer en cualquier parte del mundo.

María Leonor Peralta vda. de Monroy, porque ha sido gran madre y, a la vez, un padre para mí. Porque detrás de todo gran hombre, siempre hay una gran mujer.

- **mis abuelos** Fabián Peralta Romero
Manuela de Jesús Peralta Barrientos.

- **mi esposa** Yanira Barrera Rodríguez, por los cinco años que hemos compartido y haberme dado un hijo.

- **mi hijo** Fredy Guillermo, por haberle dado un nuevo sentido a mi vida.

- **mis hermanos** Ana, por ser una segunda madre;
Ramiro, por ser un gran diseñador de máquinas;
José Guillermo, por ser un ejemplo a seguir;
Jorge y Miriam.

- **mis sobrinos** Allan, Edwin, Otto, María Gabriela y José Ernesto
que es como mi hermano menor.

- **mis tíos**

- **mis cuñados** Marlen Molinas y Alvaro Calvo (Q.E.P.D.) quien fue
un buen amigo.

- **mi compadre** Estuardo Carrillo quien, además, ha sido gran
amigo.

- **mis amigos** Todos, especialmente, Juan Calderón, Víctor Salazar
(Q.E.P.D.) y Nery Saúl Dighero s.d.b. (Q.E.P.D).

- Y a usted,** por leer este documento.

AGRADECIMIENTOS

*Cualquier cosa es
posible si crees.
Mc 9,23*

En primer lugar, quiero agradecer a Dios, quien me da la vida.

A la Virgen María, por haber hecho un milagro el día que tuve el accidente en la moto.

Al Colegio Salesiano "Don Bosco" por haberme dado una sólida formación académica, la cual me ha permitido obtener muchos éxitos.

Especial agradecimiento a las siguientes personas:

1. Ing. José Estrada, por asesorar la presente tesis y por el valioso material bibliográfico que me proporcionó. Además, por todos los consejos que me dió a lo largo de la carrera universitaria.
2. Ing. Pedro Kubes, por el material bibliográfico que me proporcionó.
3. Ing. Roberto Tello, por la oportunidad que me brindó al trabajar en INASA en la cual aprendí sobre la fabricación y montaje industrial.
4. Ing. Jorge Monroy, por prestarme el equipo para la realización de la presente tesis.
5. Y, muy especialmente, al Br. Ernesto Calvo, por su valiosa e imprescindible colaboración en la edición de la tesis.

También, mis sinceros agradecimientos a todas las personas que hicieron posible la publicación de esta investigación, sinceramente

Fredy Mauricio Monroy Peralta

Guatemala, 18 de enero de 1999.

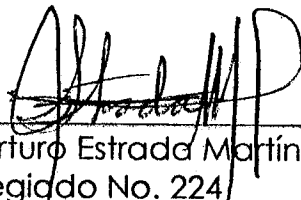
Ing. Carlos Humberto Pérez Rodríguez
Director de Escuela de Ingeniería Mecánica
Facultad de Ingeniería
Universidad de San Carlos de Guatemala

Señor Director:

Respetuosamente me dirijo a Usted con el propósito de informarle que, luego de haber revisado el trabajo de Tesis titulado: **"GUÍA PARA EL DISEÑO DE INTERCAMBIADORES DE CALOR"**, el cual fue presentado por el estudiante **Br. Fredy Mauricio Monroy Peralta** y, después de haberle realizado las correcciones pertinentes, considero que cumple con los objetivos que le dieron origen.

Por lo tanto, hago de su conocimiento que, en mi opinión, dicho trabajo reúne los requisitos necesarios para ser sometido a discusión en su examen General Público y recomiendo su aprobación para el efecto.

Atentamente,



Ing. José Arturo Estrada Martínez
Colegiado No. 224
ASESOR

UNIVERSIDAD DE SAN CARLOS
DE GUATEMALA



FACULTAD DE INGENIERIA

Escuelas de Ingeniería Civil, Ingeniería Mecánica
Industrial, Ingeniería Química, Ingeniería Mecánica
Eléctrica, Escuela Técnica, Ingeniería en Sistemas
Ingeniería Electrónica y Escuela Regional de Inge-
nería Sanitaria y Recursos Hidráulicos.
Apartado Postal 217-I-01-907, Guatemala
Ciudad Universitaria, Zona 12
Guatemala, Centroamérica

El Coordinador del Area de Diseño de la Escuela de Ingeniería Mecánica, luego de conocer la aprobación del Asesor y habiendo revisado en su totalidad el trabajo titulado **Guía para el Diseño de Intercambiadores de Calor**, del Estudiante Fredy Mauricio Monroy Peralta, recomienda su autorización.

ID Y ENSEÑANZA A TODOS

Pedro E. Kubes
Ing. Pedro Enrique Kubes

Coordinador de Área

Guatemala, enero de 1,999.

UNIVERSIDAD DE SAN CARLOS
DE GUATEMALA



FACULTAD DE INGENIERIA

Escuelas de Ingeniería Civil, Ingeniería Mecánica Industrial, Ingeniería Química, Ingeniería Mecánica Eléctrica, Escuela Técnica, Ingeniería en Sistemas Ingeniería Electrónica y Escuela Regional de Ingeniería Sanitaria y Recursos Hidráulicos.
Apartado Postal 217-I-01-907, Guatemala
Ciudad Universitaria, Zona 12
Guatemala, Centroamérica

El Director de la Escuela de Ingeniería Mecánica de la Facultad de Ingeniería de la Universidad de San Carlos de Guatemala, después de conocer el dictamen del asesor, con el visto bueno del Coordinador del Area de Diseño, al trabajo de tesis **Guía para el Diseño de Intercambiadores de Calor**, del estudiante Fredy Mauricio Monroy Peralta, procede a la autorización del mismo.

Y ENSEÑAR A TODOS

Ing. Carlos Humberto Pérez Rodríguez

DIRECTOR



Guatemala, febrero de 1, 999.

UNIVERSIDAD DE SAN CARLOS
DE GUATEMALA

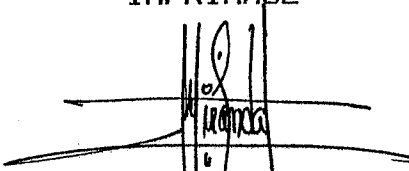


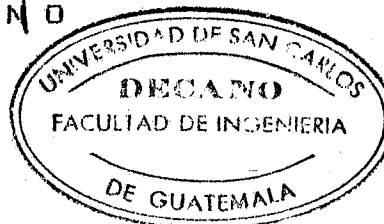
FACULTAD DE INGENIERIA

Escuelas de Ingeniería Civil, Ingeniería Mecánica Industrial, Ingeniería Química, Ingeniería Mecánica Eléctrica, Escuela Técnica, Ingeniería en Sistemas Ingeniería Electrónica y Escuela Regional de Ingeniería Sanitaria y Recursos Hidráulicos.
Apartado Postal 217-1-01-907, Guatemala
Ciudad Universitaria, Zona 12
Guatemala, Centroamérica

El Decano de la Facultad de Ingeniería de la Universidad de San Carlos de Guatemala, luego de conocer la aprobación por parte del Director de la Escuela de Ingeniería Mecánica, Ingeniero Carlos Humberto Pérez Rodríguez, al trabajo de tesis titulado, **Guía para el Diseño de Intercambiadores de Calor**, presentado por el estudiante universitario **Fredy Mauricio Monroy Feralta**, procede a la autorización para la impresión del mismo.

IMPRIMASE


ING. HERBERT RENE MIRANDA BARRIOS
D E C A N O



Guatemala, febrero de 1,999.

ÍNDICE GENERAL

	Pág.
ÍNDICE DE ILUSTRACIONES	V
LISTA DE SÍMBOLOS	VI
GLOSARIO	IX
INTRODUCCIÓN	XI
1. INTERCAMBIADORES DE CALOR	1
1.1 Generalidades	1
1.2 Análisis termodinámico	2
1.3 Teoría sobre intercambiadores de calor	5
1.3.1 El elemento tubular	5
1.3.2 Tubos para intercambiadores de calor	6
1.3.3 Espaciado de los tubos	6
1.3.4 Corazas	7
1.3.5 Intercambiadores con cabezal de tubos estacionario	7
1.3.6 Deflectores	8
1.3.7 Intercambiadores con cabezal de tubos fijos con carretes integrales	10
1.3.8 Intercambiador 1-2 con cabezal de tubos fijos	10
1.3.9 Intercambiador con haz de tubos removibles	11
1.3.10 Cabeza flotante empacada	12
1.3.11 Intercambiador con tubos en "U"	12
2. RECOMENDACIONES PARA EL DISEÑO DE INTERCAMBIADORES DE CALOR	13
2.1 Recomendaciones sobre el diseño termodinámico	13
2.2 Selección del tipo de equipo	16
2.2.1 Espejos fijos	16
2.2.1.1 Ventajas	16
2.2.1.2 Limitaciones	16
2.2.1.3 Aplicaciones	17

2.2.2	Tubos en "U"	17
2.2.2.1	Ventajas	17
2.2.2.2	Limitaciones	17
2.2.2.3	Aplicaciones	18
2.2.3	Cabeza flotante exterior empacada	18
2.2.3.1	Ventajas	18
2.2.3.2	Limitaciones	19
2.2.3.3	Aplicaciones	19
2.2.4	Cabeza flotante interna	19
2.2.4.1	Ventajas	19
2.2.4.2	Limitaciones	20
2.2.4.3	Aplicaciones	20
3.	DISEÑO MECÁNICO DE INTERCAMBIADORES DE CALOR DE TUBO Y CORAZA	21
3.1	Listado y clasificación de los elementos mecánicos integrantes de un intercambiador	21
3.2	Análisis de cargas	25
3.3	Interacción mecánica de los componentes de un intercambiador	27
3.4	Comportamiento mecánico, análisis y limitaciones, en los elementos de los componentes estructurales de un intercambiador	28
3.4.1	Reflexión sobre el análisis de la cubierta	28
3.4.2	Tapas	29
3.4.3	Bridas	30
3.4.4	Espejos	33
3.4.5	Tubos	35
3.5	Confiabilidad y posibilidades contemporáneas	35
4.	GUÍA DE DISEÑO DE ACUERDO CON LOS CÓDIGOS: ASME - TEMA	37
4.1	Generalidades	37
4.2	Códigos	37
4.3	Nomenclatura	37
4.4	Guía para el cálculo	38

5.	ARMADO GENERAL Y PRUEBAS REALIZADAS DURANTE LA FABRICACIÓN DE INTERCAMBIADORES DE CALOR	45
5.1	Armado general	45
5.1.1	Generalidades	45
5.1.2	Ensamblados secundarios	45
5.1.2.1	Cubierta	45
5.1.2.2	Haz de tubos	46
5.1.2.3	Ensamble final	46
5.2	Pruebas realizadas durante la fabricación	47
5.2.1	Generalidades	47
5.2.2	Enumeración y descripción de pruebas	47
5.2.2.1	Recepción de materiales	49
5.2.2.2	Dimensional	49
5.2.2.3	Soldadura	49
5.2.2.3.1	Calificación de soldadores	50
5.2.2.3.1.1	Pruebas	50
5.2.2.3.1.2	Calificación	51
5.2.2.3.2	Calificación de procedimiento	51
5.2.2.3.2.1	Pruebas	51
5.2.2.3.3	Calificación de operadores	52
5.2.2.3.3.1	Pruebas	52
5.2.2.3.3.2	Calificación	53
5.2.2.3.4	Calificación para baja temperatura	53
5.2.2.3.4.1	Pruebas	53
5.2.2.3.4.2	Calificación	54
5.2.2.4	Tratamiento térmico	54
5.2.2.5	Pulido con granalla metálica	55
5.2.2.6	Radiografía Industrial	55
5.2.2.6.1	Técnica para examen radiográfico de juntas soldadas	55
5.2.2.7	Líquidos penetrantes	56
5.2.2.7.1	Procedimientos de aplicación	57
5.2.2.7.2	Evaluación de defectos	59
5.2.2.8	Dureza	60
5.2.2.9	Inspección por ondas ultrasónicas	60
5.2.2.9.1	Generalidades	60
5.2.2.9.2	Distintos procedimientos de control	61

5.2.2.9.3	Posibilidades de aplicación	61
5.2.2.9.4	Normas	62
5.2.2.9.4.1	Preparación de la superficie	62
5.2.2.9.4.2	Frecuencias	62
5.2.2.9.4.3	Aceptación y rechazo	62
5.2.2.9.4.4	Reportes	63
5.2.2.10	Inspección por fuga de gases	63
5.2.2.10.1	Uso del aire solamente	63
5.2.2.10.2	Uso de la mezcla aire-freon	63
5.2.2.11	Prueba neumática	65
5.2.2.12	Prueba hidrostática	65
5.2.2.13	Cuadro comparativo	65
6.	RECOMENDACIONES SOBRE INSTALACIÓN, OPERACIÓN Y MANTENIMIENTO DE INTERCAMBIADORES TUBULARES	67
6.1	Precauciones de instalación	67
6.2	Revisión antes de la operación	68
6.3	Precauciones de operación	69
6.4	Operación	70
6.5	Limpieza	70
6.5.1	Limpieza dentro de los tubos	70
6.5.2	Limpieza exterior de espejos estacionarios	71
6.5.3	Limpieza exterior de haz de tubos removibles	71
6.6	Mantenimiento	71
6.6.1	Precauciones	71
6.6.2	Servicio recomendado para el haz de tubos	72
6.7	Partes de repuesto y servicio	72
6.8	Recomendaciones sobre el diseño mecánico	72
6.9	Recomendaciones económicas	74
	CONCLUSIONES	75
	RECOMENDACIONES	77
	BIBLIOGRAFÍA	78
	ANEXOS	79

ÍNDICE DE ILUSTRACIONES

FIGURAS

No.	Título	Pág.
1	Tipos representativos de intercambiadores de calor	1
2	Temperaturas de fluidos en intercambiadores de calor	3
3	Tubo rolado y casquillo	5
4	Arreglos comunes para los tubos de los intercambiadores	7
5	Tipos de intercambiadores de calor	8
6	Tipos de deflectores	9
7	Espejos fijos	17
8	Tubos en "U"	18
9	Cabeza flotante exterior empacada	19
10	Cabeza flotante interna	20
11	Tipos de cabezales de intercambiadores de calor	22
12	Partes de un intercambiador de calor	23
13	Partes de un intercambiador de calor	24
14	Elementos mecánicos de análisis de bridas	30
15	Esfuerzos en bridas	31
16	Espejos	33
17	Solicitaciones en los espejos	34
18	Guía del código TEMA, clase C	44
19	Elementos integrantes de un intercambiador de calor	48
20	Cuadro comparativo	66

TABLAS

No.	Título	Pág.
I	Coeficientes totales aproximados para cálculos preliminares	79
II	Factores típicos de incrustamiento	79
III	Datos de tubos para intercambiadores de calor	80
IV	Dimensiones de tubería de acero (IPS)	81
V	Variables en la optimización de un intercambiador	81

LISTA DE SÍMBOLOS

A	Diámetro exterior de la brida. pulg
A_b	Área transversal de tornillos. pulg ²
A_m	Área transversal total requerida de tornillos ya sea A _{m1} ó A _{m2} . pulg ²
A_s	Superficie de transferencia de calor. pies ²
B	Diámetro interior de la brida. pulg
B_s	Separación entre tornillos. pulg
b	Ancho efectivo de contacto del empaque en la brida. pulg
b_o	Ancho de asentamiento de empaque. pulg
C_p	Calor específico a presión constante
(C_p)_c	Calor específico a presión constante fluido frío
(C_p)_h	Calor específico a presión constante fluido caliente
C	Diámetro del círculo de tornillos en la brida. pulg
d_o	Diámetro exterior de los tubos. pulg
d_b	Diámetro de tornillos de la brida. pulg
D_i	Diámetro interior del cuerpo. pulg
D_o	Diámetro exterior del cuerpo. pulg
D_e	Diámetro equivalente
DE	Diámetro exterior
D	Diámetro interno de los tubos
E	Módulo de elasticidad del espejo. psi
E_s	Módulo de elasticidad del cuerpo. psi
E_t	Módulo de elasticidad de los tubos. psi
E'	Distancia radial del centro de tornillos al borde de la brida. pulg
G_e	Diámetro de localización de la reacción en el empaque de la brida. Cuando $b_o \leq 1/4"$ G _e = diámetro medio del empaque. Cuando $b_o > 1/4"$, G _e = diámetro exterior de la cara de contacto menos 2b. pulg
g_o	Espesor de la ceja de la brida en el extremo menor. pulg
g_i	Espesor de la ceja de la brida en el extremo mayor. pulg
H	Fuerza hidrostática total en la brida. lb
H_D	Fuerza hidrostática longitudinal en la brida. lb
H_G	Fuerza residual en la superficie de contacto de la brida. pulg

H_p	Carga para mantener el empaque apretado en la operación. lb
H_t	Fuerza hidrostática en la cara interior de la brida. lb
h	Longitud del "hub". pulg
h_D	Distancia radial al círculo de tornillos en donde actúa H _D . pulg
h_G	Distancia radial al círculo de tornillos en donde actúa H _G . pulg
h_T	Distancia radial al círculo de tornillos en donde actúa H _T . pulg
h_i	Coefficiente de película interior
h_o	Coefficiente de película exterior
IPS	Tamaño de tubo de hierro ("iron pipe size")
J_H	Factor para la transferencia de calor (Factor de Colburn)
J	Factor J = 1 para equipos sin junta de expansión. J = 0 para equipos con junta .
K_w/L_w	Conductividad de calor del material de la pared
k	Conductividad térmica
L	Longitud de los tubos. pulg
M_D	Momento debido a H _D . pulg-lb
M_G	Momento debido a H _G . pulg-lb
M_T	Momento debido a H _T . pulg-lb
M_o	Momento total en condiciones de operación. pulg-lb. Brida. M ₁
M_a	Momento en las condiciones de ensablado de la brida. pulg-lb. M ₂
M_{max}	El mayor de M _a o M _o
M_w	Viscosidad
m_c	Flujo de masa del fluido frío
m_h	Flujo de masa del fluido caliente
m	Factor de empaque
N	Número de tubos
p	Paso de los tubos. pulg
P_t	Presión de diseño en los tubos. psi
P_s	Presión de diseño en el cuerpo. psi
P_d	Presión equivalente de expansión diferencial. psi
P_{Bt}	Presión equivalente de tornillos cuando no hay presión en los tubos
P_{Bs}	Presión equivalente de tornillos cuando no hay presión en los tubos
P	Presión efectiva de diseño. psi
Q	Calor a transferir
R_d	Factor de ensuciamiento
R_e	Número de Reynolds
R	Distancia radial del círculo de tornillos al punto de intersección del "hub" y la parte posterior de la brida. pulg

S_b	Fatiga permisible de tornillos a condiciones de montaje. psi
S_B	Fatiga permisible de brida. psi
S_H	Fatiga longitudinal en la brida. psi
S_R	Fatiga radial en la brida. psi
S_S	Fatiga en el cuerpo. psi permisible.
S_T	Fatiga tangencial en la brida. psi
S_t	Fatiga en los tubos permisible. psi
S	Fatiga permisible en el espejo. psi
S_{CR}	Fatiga permisible en tapa de cabezal de retorno. psi
S_{SC}	Fatiga permisible en canal. psi
T_F	Espesor del espejo por flexión. pulg
T_C	Espesor del espejo por corte. pulg
T_t	Temperatura de diseño tubos. °F
T_s	Temperatura de diseño cuerpo. °F
t_t	Espesor de los tubos. pulg
t_s	Espesor del cuerpo. pulg
t_{sc}	Espesor del canal. pulg
t_{cr}	Espesor de la tapa. pulg
t_c	Espesor por corrosión. pulg
t_B	Espesor de la brida. pulg
t_{c1}	Temperatura a la entrada del intercambiador del fluido frío.
t_{c2}	Temperatura a la salida del intercambiador del fluido frío.
t_{h1}	Temperatura a la entrada del intercambiador del fluido caliente.
t_{h2}	Temperatura a la salida del intercambiador del fluido caliente.
T_T	Espesor de la tapa del canal. pulg
U	Conductancia total o coeficiente de transferencia de calor total. Btu/hr ft ² °F)
W	Carga de diseño de la brida. lb
W_{m1}	Carga requerida en la brida para condiciones máximas de trabajo. lb
W_{m2}	Carga requerida inicial en la brida para su ensamble. lb
y	Carga unitaria de asentamiento de empaque.
α_s	Coeficiente de expansión térmica del cuerpo. pulg / pulg °F
α_t	Coeficiente de expansión térmica de los tubos.
ε	Eficiencia de soldadura
θ_A	Diferencia máxima de temperatura entre los fluidos
θ_B	Diferencia mínima de temperatura entre los fluidos
(Δt)_m	Diferencia de temperatura media logarítmica

GLOSARIO

ASME	"American Society of Mechanical Engineers" Sociedad Americana de Ingenieros Mecánicos.
Brida	Anillo que une dos tubos.
Calor	Es la energía que fluye en virtud de una diferencia de temperatura.
Calor específico	Cantidad de calor absorbido para conseguir un aumento de temperatura de un grado (considerando la unidad de masa).
Carcasa	Es la cubierta del intercambiador de calor.
Cople	Junta que puede ser soldada o remachada.
Esfuerzo	Es la fuerza por unidad de área que soporta un material.
Espejo	Es un disco agujereado que sujeta los tubos y sella los compartimientos estancos de los tubos y la cubierta.
Estanco	Que no deja filtrar el agua.
Estopero	Caja de sellos mecánicos.
Fluido	Es una sustancia que se deforma continuamente cuando se le sujeta a un esfuerzo cortante, sin importar la magnitud de éste.

Fuerza cortante	Tipo de fuerza que causa o tiende a causar que dos piezas contiguas del mismo cuerpo se deslicen una en relación con la otra en una dirección paralela a su plano de cortante.
Granalla	Metal en granos pequeños.
Momento flexionante	Es la suma de los momentos de todas las fuerzas.
Presión	Fuerza normal por unidad de área.
Rolar	Es expandir un tubo en un espejo.
Solicitud	Esfuerzos a los que se somete un intercambiador de calor.
Tapa	La tapa formada es un cascarón de doble curvatura.
TEMA	"Tubular Exchangers Manufacturers Association" Asociación de fabricantes de intercambiadores Tubulares.
Temperatura	Es un índice de la energía interna relativa de la masa.
Termodinámica	Parte de la ciencia que trata de la energía y sus transformaciones.
Transferencia de calor	Estudio de las velocidades a las cuales el calor se intercambia entre fuentes de calor y receptores.

INTRODUCCIÓN

La industria nacional utiliza en sus instalaciones de proceso, refinerías y plantas químicas, etc. Asimismo, gran número de equipos en los que se efectúa una transferencia de calor; y, en consecuencia, el porcentaje que representa el costo de tales plantas y en el costo de operación de las mismas lo cual es bastante elevado.

Por otro lado, esta clase de equipos, en algunas ocasiones pudieran ser los responsables del funcionamiento económico y flexible de la planta. Algunos de los puntos principales de la filosofía del diseño son:

1. obtener el mejor aprovechamiento de la energía térmica del proceso;
2. evitar el paro y el arranque de la planta en forma frecuente y de gran duración, por el mantenimiento excesivo del equipo de transferencia de calor.

Con el objeto de lograr tal funcionamiento adecuado, el ingeniero de proceso, al efectuar el diseño de la planta, deberá tomar en cuenta los criterios de diseño mencionados anteriormente, los cuales se traducen en:

1. la proposición del arreglo del equipo de transferencia de calor y de los equipos relacionados con ellos, de tal manera que el aprovechamiento de la energía térmica se lleve a cabo de la manera más eficiente posible;

2. la selección o el diseño del equipo de la manera más rigurosa y detallada, considerando no sólo las variables de diseño específicas de cada uno de ellos, sino que, además, deberán diseñarse de tal forma que a pesar de ciertas situaciones de operación de emergencia de la planta, puedan seguir teniendo funcionamiento eficiente;
3. el diseño del equipo de transferencia deberá tender a reducir el mantenimiento de los mismos, con el objeto de evitar, hasta donde sea posible los tiempos muertos o la disminución de la capacidad de la planta.

Ahora bien, de acuerdo con estas razones, la optimización del arreglo y el diseño del equipo de transferencia de calor se encuentra plenamente justificado en la realización de la mayoría de los proyectos.

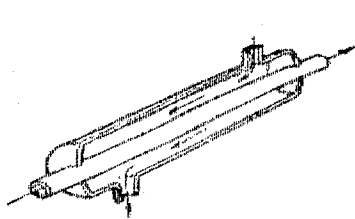
El objetivo del presente trabajo es proporcionar los lineamientos generales para la optimización del diseño de un intercambiador de calor.

1. INTERCAMBIADORES DE CALOR

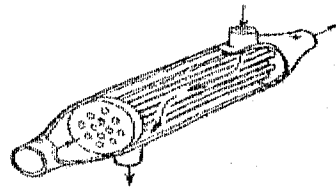
1.1 Generalidades

Cuando se transfiere calor de un fluido a otro en un proceso industrial, sin mezclarlos, los fluidos están separados y la transferencia de calor se lleva a cabo en un aparato conocido como intercambiador de calor. Un intercambiador de calor puede ser de diversas formas y tamaños y, usualmente, está diseñado para realizar una función específica. Las plantas de generación a vapor usan intercambiadores de calor como: condensadores, economizadores, calentadores de aire, calentadores de agua de alimentación, recalentadores, etc. Es común diseñar intercambiadores de calor por medio de su forma geométrica y sus direcciones relativas de flujo de los fluidos de transferencia de calor. Por ejemplo, en la figura 1 se muestra un tubo concéntrico (o doble) en el que se diría que los fluidos circulan paralelos entre sí, y, la unidad podría llamarse una unidad de tubo doble de flujo paralelo. Otros tipos comunes se muestran en la parte restante de la figura 1.

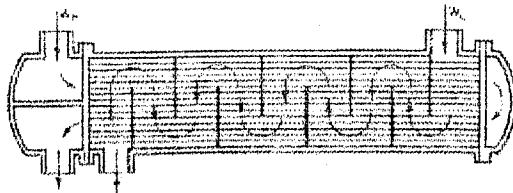
Figura 1. Tipos representativos de intercambiadores de calor



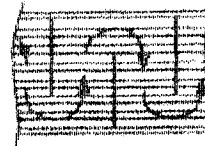
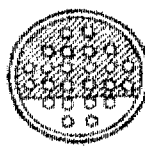
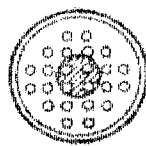
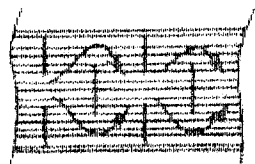
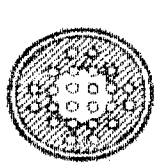
(a) Tubos concéntricos a contraflujo



(b) Contraflujo de coraza y tubos

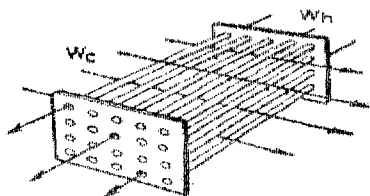


(c) Coraza y tubos, deflectores segmentados, dos pasos de tubos, un paso de coraza

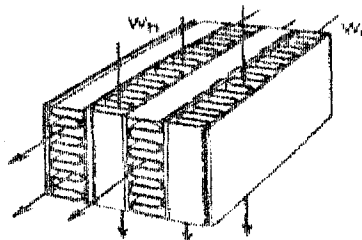


(d) Deflector de disco y de dona

(e) Deflector segmentado



(f) Tubular de flujos cruzados



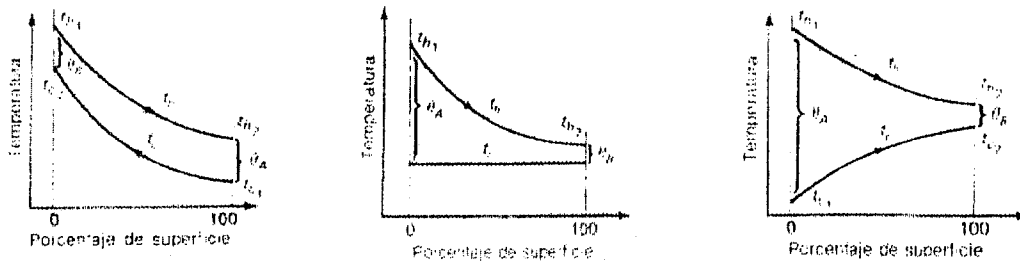
(g) De aleta de placa

Debido al uso extensivo del intercambiador de calor de tipo de coraza y tubo, ha evolucionado una nomenclatura estándar para las partes de este tipo de unidad.

1.2 Análisis termodinámico

El problema de calcular la transferencia de calor de estas unidades difiere del análisis previo en el que la temperatura de uno o ambos fluidos varía en forma continua a medida que los fluidos se transportan a través del intercambiador de calor. Esto puede observarse en la figura 2 en las que se han trazado en forma gráfica las temperaturas del fluido como una función de la superficie de transferencia de calor para los casos más comunes de flujo paralelo, contraflujo y para un fluido a temperatura constante. El subíndice h denota fluido caliente y el subíndice c, fluido frío. El subíndice 1 denota la temperatura a la entrada de un fluido al intercambiador de calor y 2 representa la temperatura de fluido a la salida del mismo. La dirección de flujo de cada fluido a través del intercambiador de calor se muestra mediante flechas sobre las curvas de temperatura. La diferencia de temperatura más grande entre los fluidos en la unidad (tanto a la entrada como a la salida) se designa como θ_A , y, la diferencia de temperatura menor entre los fluidos (tanto a la entrada como a la salida) se designa como θ_B .

Figura 2. Temperaturas de fluidos en intercambiadores de calor



a. Contraflujo

b. Flujo paralelo

c. Temperatura constante

La ley de Newton del enfriamiento para los intercambiadores de calor puede escribirse así:

$$Q = U A (\Delta t)_m \quad (\text{Ec. 1})$$

donde U es la conductancia total o el coeficiente de transferencia de calor total que tiene las mismas unidades físicas que el coeficiente de convección h , $\text{Btu/hr ft}^2 \text{ } ^\circ\text{F}$; A , es la superficie de transferencia de calor en pies cuadrados; y $(\Delta t)_m$ es una diferencia de temperatura media adecuada. El coeficiente de transferencia de calor total, U , en la ecuación 1, por lo regular, no es constante para todas las partes del intercambiador de calor, y, su valor local es función de las temperaturas locales del fluido. Sin embargo, es una práctica común evaluar los coeficientes de transferencia de calor, individuales, con base en la media aritmética de las temperaturas de los fluidos. Por analogía con la convección, se tiene: $1/UA = \text{resistencia}$.

Si se supone que:

1. U es constante, sobre todo, el intercambiador de calor.
2. Ambos fluidos tienen flujos permanentes; es decir, constantes en el tiempo.
3. El calor específico de cada fluido es constante en todo el intercambiador de calor.
4. Las pérdidas de calor son insignificantes.

Entonces $(\Delta t)_m$ en la ecuación 1 está dada para los intercambiadores de flujo paralelo, contraflujo y de temperatura constante como

$$(\Delta t)_m = (\theta_A - \theta_B) / \text{Ln} (\theta_A / \theta_B) \quad (\text{Ec. 2})$$

donde θ_A es la diferencia máxima de temperatura entre los fluidos (tanto a la entrada como a la salida) y θ_B es la diferencia mínima de temperatura entre los fluidos (tanto a la entrada como a la salida). Véase la figura 2. De este modo, $(\Delta t)_m$ se conoce como la diferencia de temperatura media logarítmica. Puesto que las pérdidas de calor se suponen insignificantes, el calor transferido desde el fluido caliente debe ser igual al recibido por el fluido frío. En consecuencia,

$$m_c (C_p)_c (t_{c2} - t_{c1}) = m_h (C_p)_h (t_{h1} - t_{h2})$$

Algunos valores típicos de los coeficientes de transferencia de calor se proporcionan en la tabla I, los que son útiles para hacer cálculos preliminares de diseño.

Por los resultados se observa que la operación de un intercambiador de calor de flujo paralelo requiere más superficie para las mismas temperaturas finales que para una unidad que opera en contraflujo. Esta conclusión es general, puesto que $(\Delta t)_m$ entre los mismos límites de temperatura terminales, siempre es mayor para contraflujo que para flujo paralelo. De este modo, cuando existe posibilidad de elección, es preferible operar una unidad en contraflujo, puesto que este tipo de operación dará los requerimientos mínimos de superficie. Otra ventaja del contraflujo es que es posible elevar la temperatura de salida del fluido de enfriamiento más cercana a la temperatura de entrada del fluido caliente.

Después de un período de operación, se encuentra que los intercambiadores de calor no pueden transferir tanto calor como cuando comenzaron a usarse limpios. Esto se debe a la formación de óxido, polvo o películas de óxido conocidas como incrustaciones. Este efecto se toma en cuenta en el diseño de un intercambiador de calor mediante la introducción de resistencias en serie, conocidas como factores de incrustación en los cálculos de diseño. En la tabla II se presentan los valores típicos de los factores de incrustación para varios fluidos.

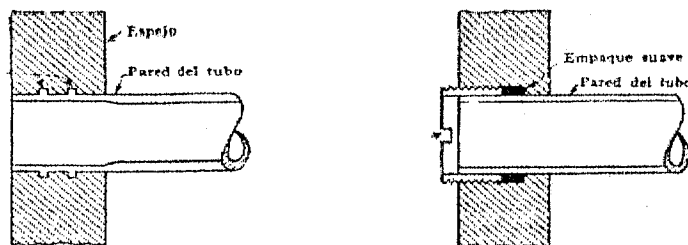
1.3 Teoría sobre intercambiadores de calor

1.3.1 El elemento tubular

La satisfacción de muchas demandas industriales requiere el uso de gran número de horquillas de doble tubo. Estas consumen gran área superficial así como presentan un número considerable de puntos en los cuales puede haber fugas. Cuando se requieren superficies grandes de transferencia de calor, pueden ser mejor obtenidas por medio de equipo de tubo y coraza.

El equipo de tubo y coraza involucra la expansión de un tubo en un espejo y la formación de un sello que no deja salir bajo condiciones razonables de operación. Un ejemplo simple y común de tubo expandido se muestra en la figura 3. En el espejo se perfora un orificio cuyo diámetro es apenas mayor que el diámetro exterior del tubo, además, se cortan dos o más hendiduras en la pared de este orificio. Se coloca un tubo dentro del orificio y se inserta un rolador en el final del tubo. El rolador es un mandril rotatorio que tiene conicidad pequeña. Es capaz de exceder el límite elástico del metal del tubo y transformarlo a una condición semiplástica, de manera que se escurra hasta las hendiduras y forme, así, un sello perfecto. El rolado de los tubos es un arte, ya que el tubo puede dañarse si se rola hasta adelgazarlo demasiado, de manera que el sello tiene poca resistencia estructural.

Figura 3. Tubo rolado y casquillo



En algunos usos industriales es deseable instalar tubos en el espejo, de manera que puedan ser fácilmente removidos, como se muestra en la figura 3. En la práctica, los tubos se empaquetan en el espejo mediante casquillos y usando anillos de metal suave como empaques.

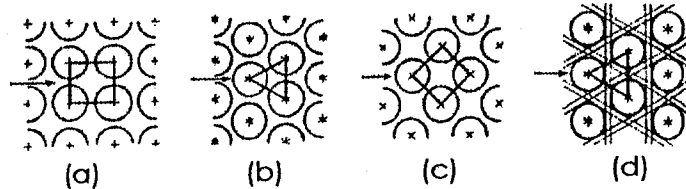
1.3.2 Tubos para intercambiadores de calor

Los tubos para intercambiadores de calor también se conocen como tubos para condensador y no deberán confundirse con tubos de acero u otro tipo de tubería obtenida por extrusión a tamaños normales de tubería de hierro. El diámetro exterior de los tubos para condensador o intercambiador de calor, es el diámetro exterior real en pulgadas dentro de tolerancias muy estrictas. Estos tubos para intercambiador se encuentran disponibles en varios metales, los que incluyen acero, cobre, admiralty, metal Muntz, latón, 70 - 30 cobre-níquel, aluminio-bronce, aluminio y aceros inoxidable. Se pueden obtener en diferentes gruesos de pared, definidos por el calibrador Birmingham para alambre, que en la práctica se refiere como el calibrador BWG del tubo. En la tabla III se enlistan los tamaños de tubo que, generalmente, están disponibles, de los cuales los de $\frac{3}{4}$ y 1" de diámetro exterior son los más comunes en el diseño de intercambiadores de calor. Los datos en la Tabla III han sido arreglados de tal manera que puedan ser útiles en los cálculos de transferencia de calor.

1.3.3 Espaciado de los tubos

Los orificios de los tubos no pueden taladrarse muy cerca uno de otro, ya que, una franja demasiado estrecha de metal entre los tubos adyacentes, debilita, estructuralmente, el cabezal de tubos o espejo. La distancia más corta entre dos orificios adyacentes es el claro o ligadura y, éstos, a la fecha, son casi estándar. Los tubos se colocan en arreglos ya sea triangulares o cuadrados, como se muestra en la figura 4. La ventaja del espaciado cuadrado es que los tubos son accesibles para limpieza externa y tienen pequeña caída de presión cuando el fluido fluye en dirección indicada en la figura 4a. El espaciado de los tubos P_T es la distancia menor de centro a centro en tubos adyacentes. Los espaciados más comunes para arreglos cuadrados son de $\frac{3}{4}$ " DE en un espaciado de 1" y de 1" DE en un espaciado en cuadro de 1 $\frac{1}{4}$ ". Para arreglos triangulares, éstos son de $\frac{3}{4}$ " DE en espaciado triangular de 15/16", $\frac{3}{4}$ " DE en un arreglo triangular de 1", y 1" DE en un arreglo triangular 1 $\frac{1}{4}$ ". En la figura 4c el arreglo en cuadro ha sido rotado 45°, y permanece, esencialmente, lo mismo que en la figura 4a. En la figura 4d se muestra una modificación del espaciado triangular que permite una limpieza mecánica. Si los tubos se separan, suficientemente, es posible dejar los pasajes indicados para limpieza.

Figura 4. Arreglos comunes para los tubos de intercambiadores



- (a) arreglo en cuadro
- (b) arreglo triangular
- (c) arreglo en cuadro rotado
- (d) arreglo triangular con espacios para limpieza

1.3.4 Corazas

Las corazas hasta de 12" de diámetro IPS se fabrican de tubo de acero, como se dan en la tabla IV. Sobre 12 e incluyendo 24", el diámetro exterior real y el diámetro nominal del tubo son los mismos. El grueso estándar para corazas con diámetros interiores de 12 a 24" inclusive, es de 3/8", lo que es satisfactorio para presiones de operación por el lado de la coraza hasta de 300 psi. Se pueden obtener mayores gruesos para presiones superiores. Las corazas mayores de 24" de diámetro se fabrican rolando placa de acero.

1.3.5 Intercambiadores con cabezal de tubos estacionarios

El tipo más simple de intercambiador es el tipo fijo o intercambiador con cabezal de tubo estacionario, de los cuales el mostrado en la figura 5 es un ejemplo. Las partes esenciales son la coraza (1) equipadas con dos entradas y que tiene dos cabezales de tubos o espejos (2) a ambos lados, que también sirven como bridas para fijar los dos carretes (3) y sus respectivas tapas (4). Los tubos se expanden en ambos espejos y están equipados con deflectores transversales (5) en el lado de la coraza. El cálculo de la superficie efectiva, frecuentemente, se basa en la distancia entre las caras interiores de los espejos en lugar de la longitud total de los tubos.

Figura 5. Tipos de intercambiadores de calor



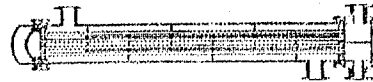
(a) Tubular de cabezal fijo



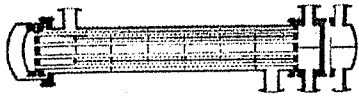
(b) Cabezal de tubos fijos con carretes integrales



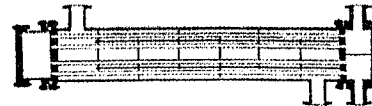
(c) 1-2 de cabezal fijo



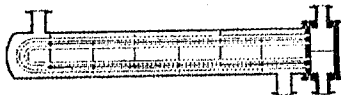
(d) 1-2 con cabezal flotante de arrastre



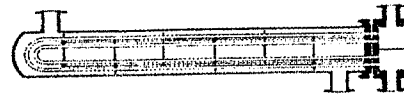
(e) 1-2 de cabezal flotante



(f) 1-2 de cabeza flotante empacada



(g) 1-2 con tubos en "U"



(h) Tubos en "U" con doble cabezal

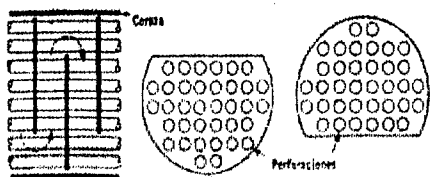
1.3.6 Deflectores

Es claro que se logran coeficientes de transferencia de calor más altos cuando el líquido se mantiene en estado de turbulencia. Para inducir turbulencia fuera de los tubos, es costumbre emplear deflectores que hacen que el líquido fluya a través de la coraza a ángulos rectos con el eje de los tubos. Eso causa considerable turbulencia aun cuando por la coraza fluya una cantidad pequeña de líquido. La distancia centro a centro entre los deflectores se llama espaciado de deflectores. Puesto que los deflectores pueden espaciarse, ya sea muy junto o muy separado, la masa velocidad no depende enteramente del diámetro de la coraza. Usualmente, el espaciado de los deflectores no es mayor que una distancia igual al diámetro interior de la coraza, o, menor que una distancia igual a un quinto del diámetro interior de la coraza. Los deflectores se mantienen firmemente mediante espaciadores (6) como se muestra en la figura 6, que consisten en un pasador atornillado en el

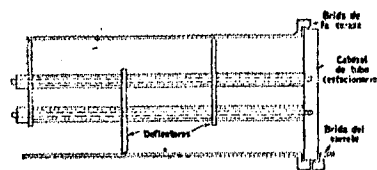
cabezal de tubos o espejo y un cierto número de trozos de tubo que forman hombreras entre deflectores adyacentes. Un detalle amplificado se muestra en la figura 6.

Hay varios tipos de deflectores que se emplean en los intercambiadores de calor, pero, los más comunes son los deflectores segmentados que se muestran en la figura 6. Los deflectores segmentados son hojas de metal perforadas cuyas alturas son generalmente un 75% del diámetro interior de la coraza. Estos se conocen como deflectores con 25% de corte, aún cuando otros deflectores fraccionales se empleen también en la industria. Pueden ser arreglados como se muestra para flujo arriba y abajo o pueden ser rotados 90° para un flujo lado con lado, este último es deseable cuando a través de la coraza fluye una mezcla de líquido y gas. Es el espaciado del deflector y no el 25% de su corte, el que determina, como se mostrará después, la velocidad efectiva del fluido en la coraza.

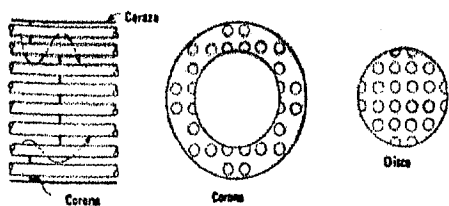
Figura 6. Tipos de deflectores



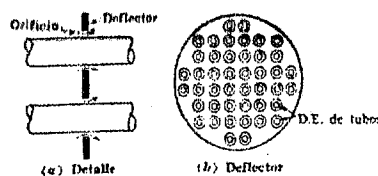
a) Deflector segmentado



b) Espaciador de deflector (aumentado)



c) Deflector de disco y corona



d) Deflector de orificio

Otros tipos de deflectores son el de disco y corona y el deflector de orificio se muestran en la figura 6. Aun cuando algunas veces se emplean otros tipos, no son de importancia general.

1.3.7 Intercambiador con cabezal de tubos fijos con carretes integrales

Otra de las variaciones del intercambiador del cabezal de tubos fijos se muestra en la figura 5, en el cual los cabezales de tubo se insertan dentro de la coraza, formando los carretes que son partes integrales de la coraza. Al usar intercambiadores con cabezal de tubos fijos es, a menudo, necesario tomar en cuenta la expansión térmica diferencial entre los tubos y la coraza durante la operación, o, de otra manera, se desarrollarán esfuerzos térmicos a través del espejo o cabezal de tubos. Esto puede efectuarse usando una junta de expansión en la coraza, de las cuales hay disponible un buen número de ellas.

1.3.8 Intercambiador 1-2 con cabezal de tubos fijos

Intercambiadores del tipo mostrado en la figura 5 pueden considerarse como operando en contracorriente, no obstante, el hecho de que el fluido en la coraza fluye por el lado externo de los tubos. Desde un punto de vista práctico, es muy difícil obtener altas velocidades cuando uno de los fluidos fluye a través de todos los tubos en un solo paso. Sin embargo, esto puede evitarse, modificando el diseño de manera que el fluido en los tubos pase a través de ellos en fracciones consecutivas. Un ejemplo de intercambiador de cabezal de tubos fijos en dos pasos se muestra en la figura 5, en el cual todo el fluido en los tubos fluye a través de las dos mitades de los tubos sucesivamente.

El intercambiador en el cual el fluido de la coraza fluye en un paso por la coraza y el fluido de los tubos en dos o más pasos, es el intercambiador 1-2. Se emplea un solo carrete con una división para permitir la entrada y salida del fluido de los tubos por el mismo carrete. En el extremo opuesto del intercambiador está colocado un bonete para permitir que el fluido de los tubos pase del primero al segundo paso. Como con todos los intercambiadores de cabezales fijos, la parte externa de los tubos es inaccesible para la inspección o limpieza mecánica. El interior de los tubos puede ser limpiado removiendo únicamente la tapa del carrete y usando un limpiador rotatorio o un cepillo de alambre. Los problemas de expansión son extremadamente críticos en los intercambiadores 1-2 de cabezal fijo, puesto que ambos

pasos así como la coraza, tienden a dilatarse diferentemente y originan esfuerzos en los espejos estacionarios.

1.3.9 Intercambiadores con haz de tubos removibles

En la figura 5 se muestra un contratipo del intercambiador 1-2, que tiene el banco de tubos removibles de la coraza. Consiste en un cabezal de tubos, estacionario, que se encuentra sujeto entre la brida de un carrete y la brida de la coraza. En el extremo opuesto del haz de tubos, éstos se expanden en un cabezal de tubos flotante que se mueve libremente. Al cabezal de tubos se atornilla un casquete de cabezal flotante y todo el haz de tubos puede extraerse por el extremo del carrete. La coraza se cierra mediante un bonete. Los cabezales flotantes ilustrados, eliminan los problemas de expansión diferencial en muchos casos y se llama cabezal flotante de arrastre.

La desventaja de usar un cabezal flotante de arrastre es de simple geometría. Para asegurar la tapa del cabezal flotante es necesario atornillarla dentro de la coraza de los tubos y, los tornillos, requieren el uso de espacio donde sería posible insertar gran número de tubos. El atornillado no reduce únicamente el número de tubos que pueden ser colocados en el haz de tubos, sino que, también, provee de una canalización de flujo no deseable entre el banco de tubos y la coraza. Estas objeciones se superan en el intercambiador más convencional 1-2 de cabeza flotante y anillo seccionado, mostrado en la figura 5. Aún cuando es relativamente cara su manufactura, tiene un gran número de ventajas mecánicas. Difiere del tipo de cabezal de arrastre por el uso de un arreglo de anillo seccionado en el cabezal flotante de tubos y una coraza más grande que lo cubre y lo acomoda. Los detalles de anillo seccionado se muestran en la figura 5. El cabezal flotante de tubos se sujeta mediante una abrazadera a la tapa de la cabeza flotante y un anillo abrazadera que lo coloca detrás del cabezal de tubos, el cual está dividido por mitad para permitir desmantelarse. Diferentes fabricantes tienen también diferentes modificaciones del diseño que aquí se muestra, pero, todas ellas llevan el propósito de proveer un aumento de superficie en comparación con el cabezal de arrastre considerando un mismo tamaño de coraza. También se emplean, como se muestra en la figura 5, carretes fundidos que no tienen tapa removible.

1.3.10 Cabeza flotante empacada

Otra modificación del intercambio 1-2 de cabeza flotante es el intercambiador de cabeza flotante empacada, que se muestra en la figura 5. Este intercambiador tiene una extensión en el cabezal de tubos flotante, que se confina mediante un estopero. Aun cuando es enteramente satisfactorio para corazas hasta de 36" DI, los estoperos mayores de esta medida no se recomiendan para presiones altas o en servicios sujetos a vibración.

1.3.11 Intercambiadores con tubos en "U"

Los intercambiadores 1-2 mostrados en la figura 5 están formados por tubos que se doblan en forma de U y se rolan después en el espejo o cabezal de tubos. Los tubos pueden dilatarse libremente, eliminando la necesidad del cabezal de tubos, flotante, la tapa del cabezal, la brida de la coraza y la tapa removible de esta última. Se pueden instalar deflectores de manera convencional en arreglos tubulares cuadrados o triangulares. El diámetro más pequeño en el cual se puede doblar un tubo sin deformar el diámetro exterior en un doblado en U, es de tres a cuatro veces el diámetro exterior del tubo. Esto significa que de ordinario es necesario omitir algunos tubos en el centro del haz, dependiendo de la distribución.

Una modificación interesante del intercambiador con tubos en U se muestra en la figura 5. Emplea un doble cabezal de tubos estacionarios y se usa cuando la fuga del líquido por uno de los cabezales al unirse con el otro fluido puede ocasionar serios daños por corrosión. Usando dos cabezales de tubos con una franja de aire entre ellos, cualquier fluido que se escape a través de los espejos tiene salida a la atmósfera. De esta manera, ninguna de las corrientes puede contaminar la otra como resultado de fuga, excepto cuando se corroe el tubo mismo. Aun la falla de los tubos puede prevenirse aplicando una prueba de presión, periódicamente.

2. RECOMENDACIONES PARA EL DISEÑO DE INTERCAMBIADORES DE CALOR

La finalidad de este capítulo es dar algunas recomendaciones y observaciones que ayuden al diseño y la selección apropiada de este tipo de equipo, que es uno de los más importantes (quizá, el que más) desde el punto de vista económico de toda refinería o planta química.

2.1 Recomendaciones sobre el diseño termodinámico

Estudiando las ecuaciones y partiendo de la base que al diseñar un equipo en la mayoría de los casos las condiciones de temperatura y gasto están definidas, se puede ver:

$$Q = m C_p \Delta T \quad (1)$$

Generalmente, el calor a transferir (Q) permanecerá como una cantidad conocida y fija durante todo el cálculo ya que la masa (m) y las temperaturas están definidas y la capacidad calorífica (C_p) es función del fluido a una temperatura dada.

$$Q = UA \Delta t_{\log} \quad (2)$$

En la ecuación anterior, entonces, únicamente se pueden modificar dos variables, el coeficiente de transmisión U y el área A . (Una en función de la otra). Ahora bien, para el cálculo de cualquier intercambiador se parte de suponer una " U ", si se calcula el área, se selecciona con ésta un equipo dado y se verifica si la selección ha sido la más adecuada al comparar las " U s" supuesta y calculada.

El diseñador, entonces, deberá tratar de llegar a la " U " más grande posible para obtener el área más pequeña posible.

La U es función de:

h_i : coeficiente de película interior;

h_o : coeficiente de película exterior;

R_d : factor de ensuciamiento;

K_w/L_w : conductividad de calor del material de la pared.

$$(1/U) = (1/h_o) + (1/h_i) + R_d + (K_w/L_w)$$

El factor de ensuciamiento, aunque depende de la velocidad, generalmente, se toma como una constante obtenida de datos experimentales y la conductividad quedará fija con el material y el espesor que se hayan seleccionado para los tubos, entonces:

$$U = (h_i h_o)/(h_i + h_o) \quad (3)$$

$$U = f(h_i, h_o) \quad (4)$$

Ahora bien, h_i y h_o son función de:
(si no existe cambio de estado)

$$h_i = (J_{HK}/D) (C_p M/k)^{1/3} (M/M_w)^{0.14} \quad (5)$$

$$h_o = (J_{HEK}/D_e) (C_p M/k)^{1/3} (M/M_w)^{0.14} \quad (6)$$

En la ecuación 5, la conductividad térmica (k) la viscosidad (M) (M_w) y la C_p dependen, básicamente, de las temperaturas seleccionadas y, por lo tanto, en el cálculo permanecerán constantes, entonces, h_i será función, básicamente, del diámetro interno de los tubos (D) y el factor adimensional para la transferencia de calor (J_H) (factor de Colburn). De la misma manera h_o es función del diámetro equivalente (D_e) y del J_{HE} (diferente a J_H).

Por lo tanto, se tiene en la ecuación 4:

$$\bar{U} = f(D, D_e, J_H, J_{HE}) \quad (7)$$

Pero, J_H y J_{HE} son función del número de Reynolds:

$$J_H = f(Re = DG/M) \quad (8)$$

$$J_{HE} = f(Re_E = D_e G_E/M) \quad (9)$$

Y como se dijo, las viscosidades (M) son para fines de cálculo, constantes al determinar a qué temperatura se va a trabajar, entonces, en 7 se tiene:

$$U = f(D, D_e, G, G_E) \quad (10)$$

Como se sabe, las masas - velocidad (G, G_E) son función de:

$$G = m/a$$

$$G_E = m/a_E$$

Como ya se dijo, las masas, después del balance de calor quedan fijas y, por lo tanto, U es, básicamente:

$$U = f(D, D_e, a, a_E) \quad (11)$$

En un intercambiador con baffles, el área de flujo (a) depende de:

$$a = \text{No. De tubos } (N_T) * \text{Area de flujo / tubo } (a') / \text{No. Pasos } (N_p)$$

$$a_E = (D_i C' B) / P_T$$

D_i : Diámetro interno del envolvente;

C' : espacio entre tubos;

B : espacio entre baffles;

P_T : distancia entre centros de tubos.

De todas las ecuaciones se concluye entonces que:

U es inversamente proporcional al área de flujo.

U es directamente proporcional (pero en menor efecto) a los diámetros.

La optimización de cualquier intercambiador dependerá, entonces, de la correcta utilización o selección de las variables de que dependen las áreas de flujo y los diámetros y del aprovechamiento de toda la caída de presión (ΔP) disponible, la tabla V da una idea del efecto de cada variable.

$$\Delta P = (f_G^2 L N_p) / (D_{ep} (M/M_w)) \quad (14)$$

$$\Delta P_E = (f_{GE}^2 L N_p) / (D_E \rho (M/M_w)) \quad (15)$$

Desde luego, no se puede hablar de las variables sin pensar en su interrelación (no se puede modificar el diámetro de los tubos sin pensar en la distancia entre centros de ellos, por ejemplo) pero con un poco de práctica es posible "jugar" con estas variables para dar la "U" más óptima con la caída de presión máxima disponible y, por lo tanto, el equipo más económico, en cuanto al aspecto termodinámico.

2.2 Selección del tipo de equipo

Dependiendo de las características de los fluidos, sus propiedades, sus temperaturas y la presión de trabajo, se deberá estudiar el tipo de intercambiador de calor que resulte más económico, a continuación se ofrecen las ventajas y limitaciones de algunos tipos de ellos:

2.2.1 Espejos fijos

2.2.1.1 Ventajas

1. Bajo costo por unidad de área transferencia.
2. Tubos rectos reemplazables y con facilidad para limpiarse interiormente.
3. No hay juntas con empaque del lado del envolvente.
4. No hay empaques internos. No hay posibilidad de mezcla entre ambos fluidos debido a fallas en los empaques.
5. Haz de tubos lleno. Mínimo "by pass" del lado del envolvente.
6. La expansión diferencial entre tubos y envolvente se puede compensar con una junta de expansión, si es requerido.

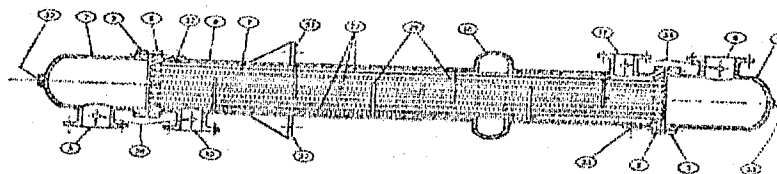
2.2.1.2 Limitaciones

La limpieza mecánica y la inspección visual del exterior de los tubos no es posible. Es necesario hacer la limpieza con productos químicos o solventes. Usualmente, el fluido incrustante va del lado de los tubos.

2.2.1.3 Aplicaciones

En condensadores, calentadores, enfriadores y rehervidores. El envolvente, totalmente cerrado, es particularmente ventajoso para trabajos a gran vacío o cuando el material del empaque pueda ser un problema. Este intercambiador de calor se muestra en la figura 7.

Figura 7. Espejos fijos



2.2.2 Tubos en "U"

2.2.2.1 Ventajas

1. Bajo costo.
2. No hay empaques internos.
3. Un solo espejo.
4. El haz de tubos puede removerse para inspección y limpieza exterior de los tubos.
5. Haz de tubos completo. El "by-pass" se reduce.
6. La expansión diferencial se compensa, individualmente, por los dobleces de los tubos.

2.2.2.2 Limitaciones

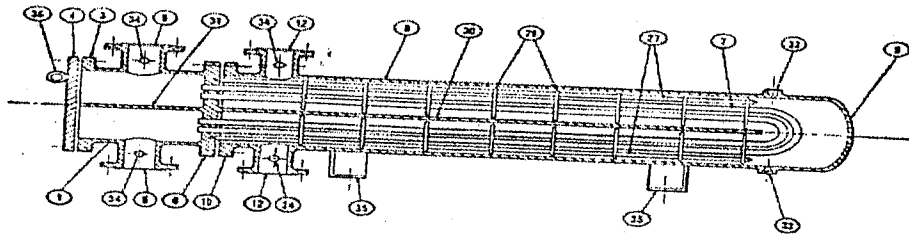
Debido a su forma, la parte interna de los tubos no se puede limpiar, mecánicamente. Los tubos no pueden reemplazarse, excepto los exteriores del haz. No se puede dar un solo paso en los tubos.

2.2.2.3 Aplicaciones

En diferenciales de temperatura, grandes, servicio en fluidos que tengan poca incrustación.

Se recomienda para altas presiones y temperaturas donde el ahorro de un espejo resulta en un precio, considerablemente, menor. Frecuentemente, se usa en rehedidores de columnas de destilación (sin envolvente) y como calentadores de succión en tanques de almacenamiento. Este intercambiador de calor se muestra en la figura 8.

Figura 8. Tubos en "U"



2.2.3 Cabeza flotante exterior empacada

2.2.3.1 Ventajas

1. El haz de tubos es removible para inspección y limpieza mecánica por el exterior de los tubos.
2. Tubos rectos reemplazables y facilidad para limpieza interior.
3. Solo el fluido del lado del envolvente está en contacto con el casquillo de estopero con lo que se elimina la posibilidad de mezcla entre los dos fluidos.
4. No tiene empaques internos.
5. Facilidad de ensamble e inspección de sus partes.
6. La cabeza flotante absorbe la expansión diferencial entre los tubos y el envolvente.

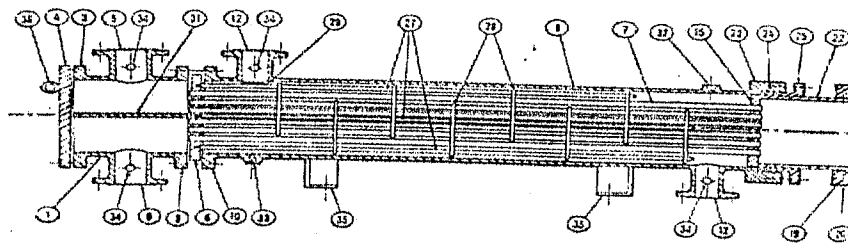
2.2.3.2 Limitaciones

Costo más alto, su uso esta restringido a las limitaciones del empaque en el lado del envolvente. Usando agua del lado de la camisa, la limitación anterior raramente se encuentra.

2.2.3.3 Aplicaciones

Diferenciales de temperatura, altas, fluidos que ensucien el interior o el exterior de los tubos, es generalmente usado como condensador vertical, con el vapor del lado de los tubos. Este intercambiador de calor se muestra en la figura 9.

Figura 9. Cabeza flotante exterior empacada



2.2.4 Cabeza flotante interna

2.2.4.1 Ventajas

1. El haz de tubos puede removerse para limpieza mecánica exterior de los tubos y para inspección.
2. Tubos rectos reemplazables y con facilidad de limpieza sin necesidad de remover el haz.
3. La cabeza flotante absorbe la expansión diferencial entre los tubos y el envolvente.

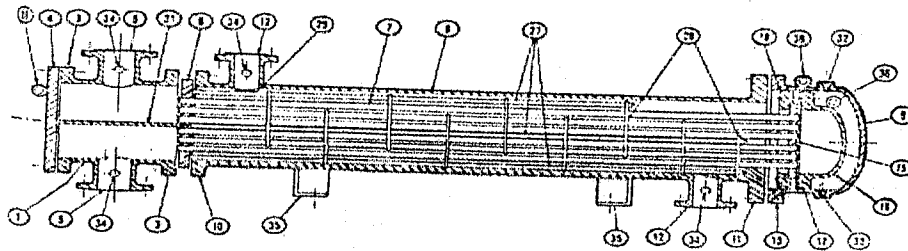
2.2.4.2 Limitaciones

Costo alto, el empaque interno en la cubierta de la cabeza flotante tiene el peligro de mezclar los dos fluidos por falla.

2.2.4.3 Aplicaciones

Este diseño se usa de manera muy amplia en las refinerías donde los aceites calientes y gases a presión eliminan la posibilidad de usar el diseño de cabeza flotante empacada. Este intercambiador de calor se muestra en la figura 10.

Figura 10. Cabeza flotante interna



3. DISEÑO MECÁNICO DE INTERCAMBIADORES DE CALOR DE TUBO Y CORAZA

3.1 Listado y clasificación de los elementos mecánicos integrantes de un intercambiador

Los componentes de un intercambiador pueden clasificarse en diferentes maneras, la más común de estas maneras pudiera ser una clasificación por regiones. Así, se puede decir que un intercambiador de tubos y coraza consta de: cubierta, cabezales y haz de tubos. Son estas regiones las que se utilizan en la clasificación de intercambiadores de acuerdo con el Código TEMA "Tubular Exchangers Manufacturers Association".

El cuadro sinóptico mostrado en la figura 11, ilustra esta clasificación. Así, un intercambiador de calor queda definido por la combinación de siglas distintivas de cada elemento, por ejemplo, un intercambiador de espejo integral con tapa de inspección, de un solo paso por la cubierta y de tubos en horquilla se designa por las letras CEU. En las figuras 12 y 13 se puede apreciar que cada una de estas regiones, a su vez, está integrada por los siguientes componentes: cabezales de admisión: tapas planas y formadas, placas separadoras, boquillas de admisión y descarga, bridas de conexión, bridas ciegas, canal de distribución y accesorios de instrumentación y servicio; el cabezal de retorno tiene los mismos elementos del cabezal de entrada si se trata de un intercambiador de calor de espejos fijos o, bien, si el cabezal flotante consta, además de casquete de bridas, de sello y de respaldo; la cubierta consta, de boquillas de entrada o desfogue, carcasa o envolvente, bridas de conexión, tapas planas o formadas, silletas de soporte, vertederos, deslizadores, juntas de expansión, drenes, venteos y accesorios de instrumentación y servicio; haz de tubos, es ésta la parte más compleja del intercambiador y está constituida por tubos de intercambio, tubos muertos, barras de sujeción, separadores, deflectores verticales y longitudinales, espejos fijos y/o flotantes, tiras de sello, placas de choque y accesorios de servicio.

En las figuras 12 y 13, se identifica cada uno de estos elementos, además, se proporciona una lista de las partes.

Figura 11. Tipos de cabezales de admisión, de carcasa y de cabezales de retorno de intercambiadores de calor

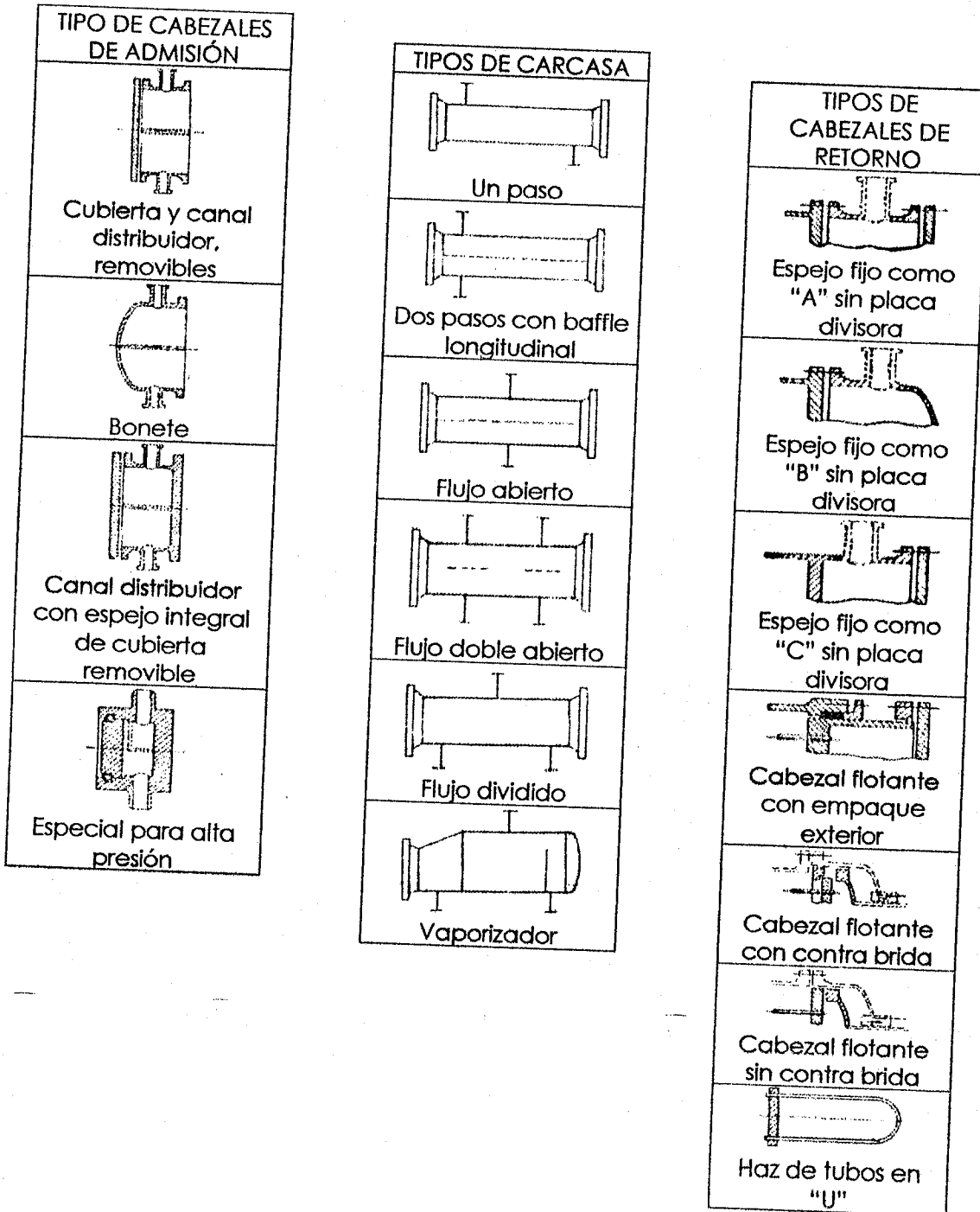


Figura 12. Partes de un intercambiador de calor

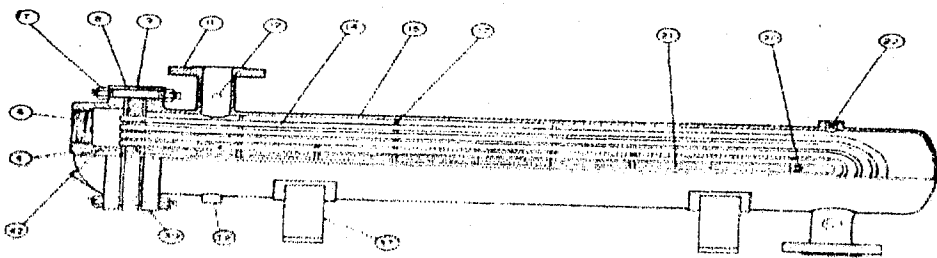
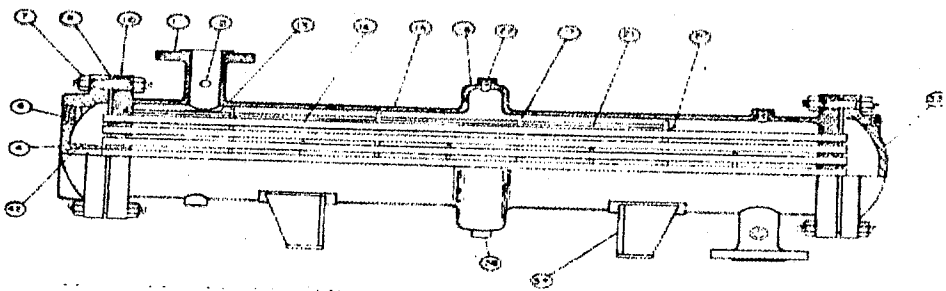
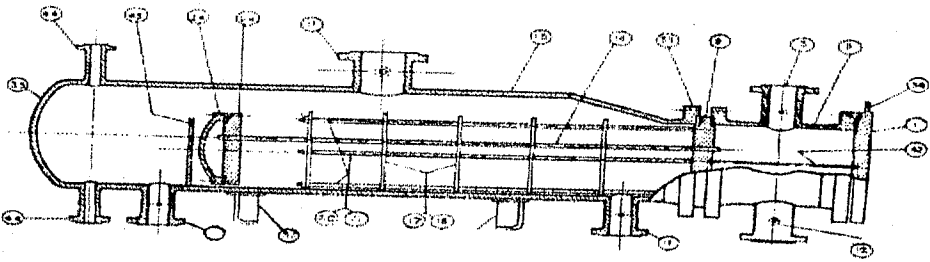
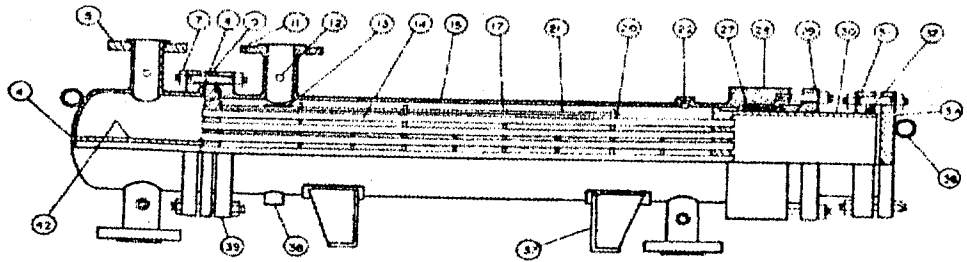
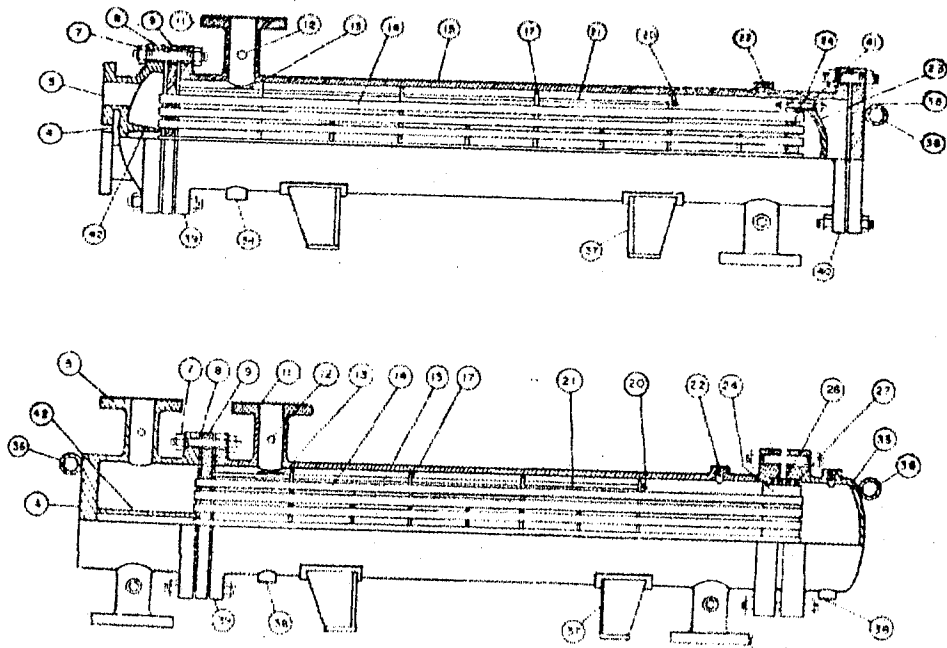


Figura 13. Partes de un intercambiador de calor



Partes de un intercambiador de calor

- | | | | |
|-----|---------------------------------------|-----|---|
| 1. | Cubierta del canal distribuidor | 22. | Conexión para venteo |
| 2. | Canal distribuidor | 23. | Contra brida del cabezal flotante |
| 3. | Boquilla del distribuidor | 24. | Espejo flotante |
| 4. | Bonete | 25. | Cabezal flotante |
| 5. | Boquilla del bonete | 26. | Anillo de compresión |
| 6. | Conexión del bonete | 27. | Estopa |
| 7. | Tornillos | 28. | Caja de sellos o estopero |
| 8. | Empaque | 29. | Prensa estopa |
| 9. | Espejo semi-fijo | 30. | Caja flotante |
| 10. | Espejo fijo | 31. | Brida de ajuste |
| 11. | Boquilla de la carcasa | 32. | Anillo de ajuste |
| 12. | Conexión para la prueba o instrumento | 33. | Bonete de retorno |
| 13. | Mampara amortiguadora | 34. | Cubierta del cabezal flotante |
| 14. | Tubo | 35. | Tapa de la carcasa |
| 15. | Carcasa | 36. | Oreja |
| 16. | Junta de expansión | 37. | Silleta |
| 17. | Baffle | 38. | Conexión para drene |
| 18. | Placa de soporte | 39. | Brida de unión carcasa y canal distribuidor |
| 19. | Baffle longitudinal | 40. | Brida de unión carcasa - tapa |
| 20. | Varilla de unión | 41. | Brida del cabezal flotante |
| 21. | Espaciador | 42. | Placa divisora |
| | | 43. | Vertedero |
| | | 44. | Conexión para medidor de nivel |

Desde el punto de vista que ahora ocupa al presente trabajo, esta clasificación no es la más adecuada, por lo cual se propone una nueva clasificación en que se dividen los componentes de un intercambiador de tubos y coraza en dos grupos: componentes de formato y servicio, y, componentes estructurales.

Los primeros son todos aquellos componentes que no contribuyen directamente a soportar las cargas que se desarrollan dentro y fuera del intercambiador, mientras que los componentes estructurales son los encargados de resistir todas las solicitaciones de carga y deformación, presentes en el equipo; y, son estos componentes, al fin y al cabo, los responsables del comportamiento mecánico adecuado del intercambiador o, bien, de la falla del mismo.

Dentro del grupo de componentes de formato y servicio se pueden distinguir los siguientes: placas separadoras, placas de choque, deflectores, tiras de sello y conexiones de instrumentación, vertederos, soportes, deslizadores y boquillas, etc. Dentro del grupo de componentes estructurales están los siguientes: carcasa, silletas de soporte, canales, tapas, reducciones, refuerzos, atezadores, bridas, juntas de expansión, tubos y espejos. Son éstos los elementos que ocupan este capítulo.

3.2 Análisis de cargas

Antes de profundizar en el análisis de los componentes mencionados, deben precisarse las cargas y solicitaciones a las que se encuentra sujeto un intercambiador de calor.

Las condiciones de carga más conocidas se originan por la presión, la temperatura y el peso del equipo en operación.

La presión se manifiesta como un empuje uniforme que tiende a separar las partes de equipo y, usualmente, constituye la solicitación más importante. Debido a la presión se generan esfuerzos tangenciales en la cubierta exterior y flexionantes y cortantes en los componentes de conexión y componentes planos; la presión es un concepto ampliamente conocido y sería redundante extenderse en su explicación.

El peso propio del equipo en operación actuando sobre sus silletas de soporte, induce en la cubierta esfuerzos. Estos esfuerzos se comportan en forma similar a los esfuerzos que se originan en las vigas; es decir, debe resistir los elementos mecánicos de sus diagramas de momentos flexionantes y fuerzas cortantes.

La temperatura o, mejor dicho, el cambio de temperatura de los componentes en condiciones de operación y condiciones de fabricación, induce a un estado de esfuerzos cuyo análisis es de un grado de complejidad muy elevado, como puede comprobarse en todos los textos de termoelasticidad. Cabe decir que dicho estado de esfuerzos es autoequilibrante, es decir, si bien, modifica el comportamiento mecánico de los componentes no altera su resistencia última, algo similar a lo que ocurre con los esfuerzos residuales que se inducen por fabricación, soldadura y laminación, que son de alta intensidad y sin embargo, mantienen la resistencia última. El efecto de mayor significación de este cambio de temperatura se manifiesta por la expansión diferencial que confina los tubos entre los espejos y la coraza.

Hay otras sollicitaciones menos conocidas, pero, no menos importantes, como son los efectos mecánicos debidos al flujo a través del haz de tubos y variaciones de presión, las reacciones externas que comunican las tuberías de alimentación al intercambiador, las cargas de fabricación y los confinamientos del equipo.

Debido a las condiciones de flujo en el intercambiador es muy frecuente que los tubos se encuentren sujetos a una presión oscilante, lo que origina una excitación dinámica que ocasiona vibraciones en los tubos, con la consecuente variación de esfuerzos. Este sistema dinámico limita el esfuerzo de trabajo por condiciones de fatiga que normalmente origina fallas tempranas en los tubos y deterioro general de todo el equipo. En un caso extremo esta excitación dinámica podría entrar en resonancia con la frecuencia natural del haz de tubos lo que dañaría el equipo permanentemente en unas cuantas horas. El mismo fenómeno puede presentarse en boquillas y deflectores.

Las cubiertas laminares presentan una gran versatilidad y resistencia para soportar cargas de distribución continua, en cambio son estructuras que están en franca desventaja bajo la acción de cargas concentradas como las que se pueden producir en una cubierta por la conexión de un tubo, o, el cambio de geometría de la misma cubierta.

El estado de esfuerzos que se origina de tales circunstancias, fácilmente deforma la cubierta fuera de su configuración o, bien, plastifica las zonas inmediatas, lo que resulta en fugas y fallas del equipo. Concentraciones de esta naturaleza se presentan, tanto por la descarga de las tuberías, como por las descargas de un montaje inadecuado.

3.3 Interacción mecánica de los componentes de un intercambiador

Otro aspecto que debe considerarse para entender el comportamiento de cada componente estructural de un intercambiador es la interacción mecánica que se produce entre componentes contiguos, los cuales, previo a la operación, los componentes de un intercambiador encuentran su posición no deformada debido a la ausencia de cargas. Al intervenir la presión la cubierta tiende a crecer radialmente, tal como crecería un tubo, de longitud infinita sujeto a presión interna; sin embargo, debido al carácter finito del equipo y a la constricción que le comunican los espejos, las orillas de la cubierta se ven obligadas a permanecer más cerradas que el resto de la cubierta bajo la acción de los momentos y cortantes originados en la conexión con el espejo. A su vez, los espejos que tenían una conexión recta original se ven flexionados por la reacción de la cubierta en la junta. Si a esto se agregan los efectos de expansión diferencial que se originan por cambio de temperatura entre los tubos y la cubierta y se obliga a mantener juntos los componentes del intercambiador, la cubierta se verá tensionada por efecto del alargamiento de los tubos. Los tubos, en cambio, se verán comprimidos y pandeados por efecto de la reacción de la cubierta y todo este cambio de esfuerzos tendrá lugar por la intervención de los espejos, los cuales se verán deformados por la acción combinada de tubos y carcasa.

Afortunadamente, la compatibilidad de los componentes se logra con más o menos éxito, pero, no sin pagar por ello un precio. Dicho precio se conoce como "perturbaciones en la frontera" dentro de la teoría de las estructuras. Tales "perturbaciones" originan esfuerzos cuya magnitud puede rebasar los esfuerzos primarios por presión y temperatura. Ejemplos de esfuerzos de este tipo son los esfuerzos de flexión en la cubierta o de cortante en los espejos.

Por tanto, al realizar el análisis mecánico individual de los componentes del intercambiador se considerarán las reacciones de los

componentes contiguos. Para ello habrá que proceder con una secuencia racional que permita determinar las propiedades y elementos mecánicos de componentes contiguos y, así, determinar el sistema de fuerzas que afecta la pieza en cuestión.

3.4 Comportamiento mecánico, análisis y limitaciones, en los elementos de los componentes estructurales de un intercambiador

3.4.1 Reflexión sobre el análisis de la cubierta

El análisis de la cubierta sujeto a presión interna ha sido desarrollado desde hace tiempo, haciendo la hipótesis de que su longitud es infinita y su espesor muy delgado. Como consecuencia de dicha hipótesis se infiere que los esfuerzos están uniformemente distribuidos en la pared de la cubierta en forma similar a la tensión superficial de una burbuja de jabón. Esta aproximación ha sido mejorada posteriormente para incluir un gradiente de esfuerzos en la pared, que corresponde a la teoría de Lamé. Esta mejora llevó consigo su precio, pues mientras que el primer tratamiento es la aplicación universal, el segundo presupone para el material de la cubierta un comportamiento elástico lineal, es decir, que la deformación de la cubierta es directamente proporcional a la presión interna.

Se han incluido, posteriormente, modificaciones a las teorías anteriores que permitan prescindir la hipótesis de la longitud infinita e incorporarse en el análisis las constricciones que se inducen en la cubierta por efecto de las bridas, tapas o espejos.

Invirtiendo el tiempo de cálculo suficiente puede llegarse a resultados de un alto grado de aproximación, siempre y cuando el material tenga una curva de comportamiento esfuerzo - deformación conocida y se puedan predecir las cargas con exactitud.

Se cuenta aún con teorías más sofisticadas que toman en cuenta un comportamiento viscoelástico y con métodos de análisis poderosos que aunados a las facilidades de cómputo electrónico darían como resultado una muy aproximada distribución de esfuerzos. Sin embargo, el costo de tiempo invertido en la realización de tal análisis quizá excediera con mucho el costo de una simple cubierta.

Esto apenas sería el principio puesto que aún faltarían por revisar los efectos de concentraciones de carga de apoyos y boquilla, del peso propio del equipo y de la interacción de espejos, tubos y cubiertas, para lo cual podría recurrirse a teorías de placas sobre cimentaciones elásticas y transformación de cargas con Series de Fourier.

Así, dentro de las limitaciones de teorías propuestas se podría haber analizado el componente más sencillo del intercambiador, todo lo requerido sería un cuerpo de consultores, una computadora y una cantidad de tiempo, indefinida. Es decir, eso o aplicar la fórmula del Código: $T = (P \cdot D) / S$

Esta expresión corresponde a la primera de las teorías mencionadas y no toma en cuenta complicación alguna de las que se han mencionado, a no ser porque limita grandemente S, el esfuerzo permisible.

3.4.2 Tapas

Trátase ahora de adentrarse en las condiciones del análisis de un elemento más complicado como son las tapas. Estas pueden ser de dos tipos principales, en cuanto a su análisis, tapas formadas y tapas planas. En relación a las tapas formadas se puede incluir cuanto se ha dicho acerca de la cubierta y no se intentará repetirlo aunque es igualmente aplicable.

Desde el punto de vista de la mecánica estructural, una tapa formada se considera un cascarón de doble curvatura cuyo análisis es comparativamente más complejo al de los cascarones de curvatura simple; como fue la cubierta se acabará por decir que el Código nuevamente corre al auxilio diciendo que: $T = ((P \cdot D) / S) \cdot K$

Esta vez multiplicado por una constante K. En donde K vale 1 para ciertas relaciones de profundidad a diámetro o, bien, valores cercanos. Si la tapa es plana con un pequeño esfuerzo se encontrará en los textos de mecánica aplicada y elasticidad que su análisis ha sido desarrollado para ciertas condiciones de carga y soporte. Claro que si se observa el Código, se encuentra que: $T = C \cdot ((P \cdot D) / S)$

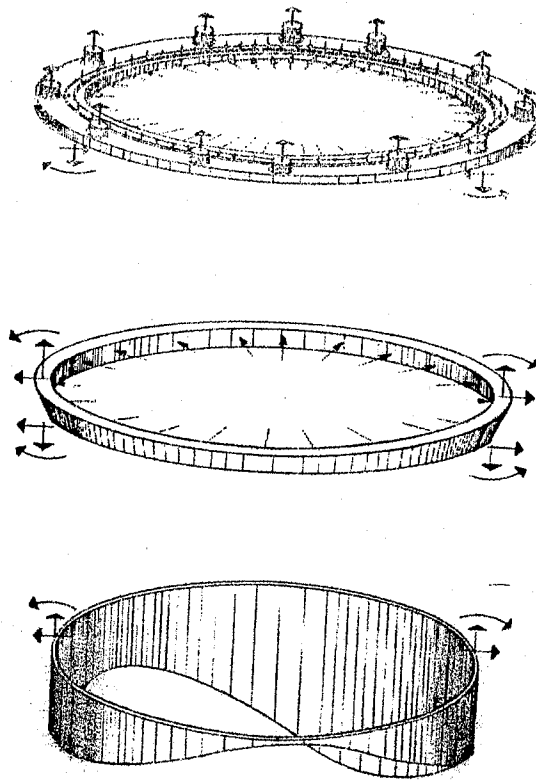
Cabe mencionar que el diseño de esta componente incluye, en la mayoría de los casos, resagues y ranuras de aristas vivas que originan

altas concentraciones de esfuerzos. Lo mismo puede decirse de los barrenos en la periferia donde actúa el momento de sujeción de la tapa, pero, estas concentraciones importantes se dan dentro de la Teoría del Menor Esfuerzo, despreciadas.

3.4.3 Bridas

Seguidamente, en orden de complicación se piensa en las bridas de conexión entre los diversos componentes de la coraza. Es éste, uno de los componentes estructurales del intercambiador a los que mayor atención se ha dedicado y de los que cuentan con una secuencia de cálculo que determina el estado de esfuerzos. Conviene, sin embargo, adentrarse un poco en las consideraciones de su análisis. Analícese una brida integral con extensión, más conocida como brida tipo "hub" o "welding neck" en donde la extensión o "hub" es propiamente una zona de transición entre el anillo de la brida y el espesor de la cubierta. Ver figura 14.

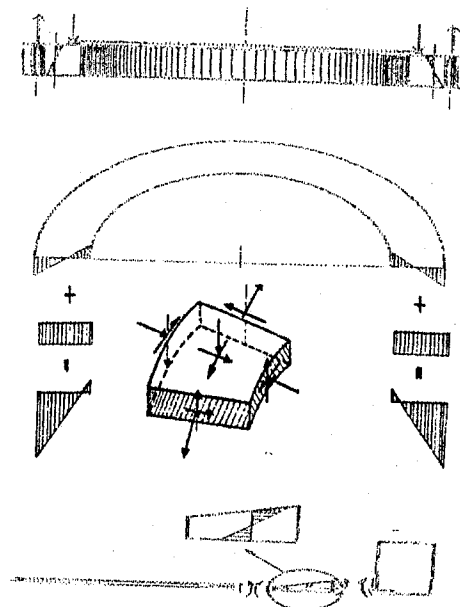
Figura 14. Elementos mecánicos de análisis de bridas



Una brida con extensión es, en realidad, una sucesión de placas agujereadas de sección variable en donde el agujero es casi del tamaño de la placa, como se ilustra en la figura 14. Dichas placas están sujetas a flexión por acción de las cargas perpendiculares a su superficie, y, sujetas, también, a cargas axiales debido a presiones internas o externas, según el caso.

Las cargas perpendiculares a la superficie corresponden a la carga de los espárragos que las pone en contacto, reaccionando contra el empaque de sello y, posteriormente, durante la operación, a las reacciones de la cubierta, inducidas por la presión hidrostática interna. Bajo la acción de estas cargas se analiza por separado cada uno de los elementos de la brida, ilustrados en la figura 15. Posteriormente, se establece la relación entre ellos, imponiendo compatibilidad de deformaciones y obteniendo de ellos momentos resultantes, fuerzas cortantes y fuerzas axiales.

Figura 15. Esfuerzos en bridas



Se generan tres tipos de esfuerzos; esfuerzos radiales, por condiciones de flexión y de presión; esfuerzos tangenciales, inducidos por la deformación perpendicular a la superficie de la brida, así como a la presión interna. Finalmente, esfuerzos longitudinales en la extensión, debido a los momentos de compatibilidad y a la reacción en la cubierta. Estos esfuerzos se encuentran esquematizados en la figura 15; y, dan como resultado lo que se conoce como un estado triaxial de esfuerzos, esquematizado en la misma figura.

Una consecuencia de este estado triaxial, es el modo de falla de la brida, que obedece a criterios muy diferentes a lo que puede ser el reportado esfuerzo de cedencia o, bien, el esfuerzo de ruptura, debido al confinamiento del material por acción de los esfuerzos en tres direcciones; sin profundizar en esto, sólo se insistirá en que el material, no necesariamente, falla al alcanzar su esfuerzo de fluencia.

Para lograr este tipo de análisis fue necesario hacer las siguientes hipótesis:

- 1º. se está en presencia de uso de material elástico lineal;
- 2º. se utiliza la teoría de pequeñas deformaciones, y;
- 3º. las cargas son continuas, incluyendo la de los espárragos.

Establecido lo anterior, se pueden considerar ahora las condiciones reales de la brida, primero, aparte de que la reserva de resistencia de este elemento es muy grande, no es su resistencia el criterio de selección, sino, más bien, debido a su tipo de funcionamiento, interesa que la brida garantice una presión uniforme sobre el empaque en toda su extensión, presión que es aplicada por los espárragos de confinamiento. Por tanto, es crítica la rigidez del elemento entre los espárragos, de tal suerte que sus deformaciones en el plano de la presión sobre el empaque sean, prácticamente, nulas, eliminando las fugas.

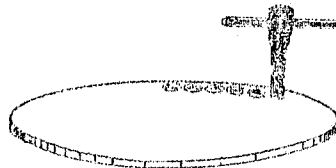
Para determinar las deformaciones de las bridas, sin embargo, no existen teorías y se determinan únicamente en el campo de la elasticidad experimental, la razón es simple, ya que, de acuerdo a las hipótesis de partida, la carga continua no puede tomar en cuenta este tipo de deformaciones debido a cargas concentradas.

Es igualmente importante garantizar que las bridas no entran en contacto físico, sino, a través del empaque, pues, si las deformaciones en la periferia hacen que las bridas se junten, relevarían al empaque de la presión necesaria para sellar adecuadamente.

3.4.4 Espejos

Otro componente de un intercambiador que se considera son los espejos. Un espejo es un intercambiador de calor de tubos y coraza, es un disco que sujeta los tubos y sella los compartimientos estancos de los tubos y cubierta. Ver figura 16.

Figura 16. Espejos



Es por demás evidente que está expuesto a un complejo sistema de presiones, reacciones de soporte y efectos de temperatura. Las presiones del lado de tubos y del lado de cubierta son, en su mayoría, diferentes y, además, actúan sobre áreas del espejo también diferentes. Mientras que del lado de la cubierta es necesario sustraer el área encerrada por el perímetro exterior de todos los tubos del área del espejo, por el lado de los tubos el área sustraída es únicamente el área interna de los tubos.

Los tubos, generalmente, anclados en dos espejos, transmiten cargas de uno a otro espejo actuando, bien como tirantes o como puntales, dependiendo de las condiciones de deformación de los espejos, de la localización de los tubos y de las expansiones diferenciales entre los tubos y cubierta. Además, los espejos están sujetos en su periferia por el sistema de bridas de conexión con la cubierta, lo que limita su libre deformación, induciendo esfuerzos.

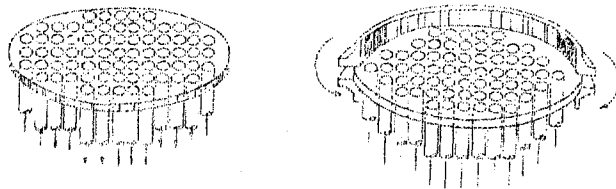
Conviene hacer la observación de que las fuerzas transmitidas por los tubos a los espejos es consecuencia de la propia deformación de los espejos y que, esta deformación a su vez, es debida a las fuerzas transmitidas por los tubos. Es decir, para calcular una se necesita de la otra y, sin embargo, no se conoce ninguna.

Así es que hay que empezar por suponer una de ellas con la cual se determinará la otra y, con ésta, recalcular la una, para ver si coincide con la supuesta. En el caso que no coincidan (que es el más común) habrá que repetir el procedimiento hasta obtener convergencia.

Con paciencia, buena voluntad y mucho tiempo se resolverían estas dificultades inherentes al cálculo. Sin embargo, el disco del espejo no es tal disco, pues, como se sabe hay más agujeros que disco; si bien el análisis de placas circulares ha sido "desarrollado", no existe tal teoría para el análisis de "quesos". Es decir, de placas perforadas a tal grado, ni las habrá por un tiempo.

Los investigadores de mecánica aplicada han acabado por darle la vuelta al problema y a falta de un análisis riguroso suponen un análisis aproximado y lleno de hipótesis. Hipótesis tales como que no hay agujeros, ni tubos, ni espejo, ni la presión es la de diseño. Esto es, la presión se convierte en una presión equivalente, que es una combinación de lo siguiente: de las presiones de diseño actuando sobre sus áreas respectivas, las fuerzas transmitidas por los tubos y las constricciones de giro en los bordes. Ver figura 17.

Figura 17. Solicitaciones en los espejos



El disco agujereado se supone como un espejo sólido, solamente hecho de otro material tal que la deformación del espejo con agujeros es proporcional a la del espejo de otro material en un punto determinado. Hecho lo anterior se determina el espesor del espejo como el de una placa circular uniforme, con carga uniforme y libremente apoyada en su periferia; entonces: $T = (F \cdot D \cdot (P/S)^{1/2})$

3.4.5 Tubos

Los tubos no se calculan, se toman de tablas, a no ser que fallen y, entonces, se cambian por otros más fuertes. Lo que más se cuida es que sean adecuados desde el punto de vista de corrosión y abrasión. Sin embargo, como los demás componentes estructurales del intercambiador, pueden presentar fallas de cedencia o de estabilidad o transformaciones cristalográficas, debido a la fatiga o degollarse debido a expansión diametral diferencial con los espejos.

3.5 Confiabilidad y posibilidades contemporáneas

Las normas creemos que han sido formuladas con la mejor técnica en el tiempo de su elaboración y encaminadas a la consecución de su objetivo múltiple, seguridad y economía, para las condiciones de trabajo y producción de su país de origen, donde el cálculo y la mano de obra pueden ser caros y escasos; en cambio, hay abundancia de materiales y que, además, estas políticas se ven favorecidas por su política fiscal. La experiencia ha confirmado la confiabilidad de dichas normas, que con un mínimo de esfuerzo satisfacen los requerimientos mecánicos necesarios.

Adicionalmente, debido a limitaciones, un análisis más riguroso no es siempre posible ni más económico. Las limitaciones son tanto de equipo como de conocimientos, aun en prestigiosas empresas internacionales de ingeniería. Sin embargo, parece obvio que se dispone de facilidades y capacidad que redunden en economía, pueden y deben intentarse diseños basados en análisis apegados al comportamiento real de los componentes de un intercambiador de calor.

Las limitaciones de que se habla, aparte de su aspecto económico, se deben, en algunos casos, a la inexistencia, a la invalidez o a la complejidad de las teorías disponibles. Por ejemplo, virtualmente, todo el diseño del equipo esta sujeto a los conceptos de la teoría elástica lineal; sin embargo, la misma naturaleza de fabricación del material obliga a no sujetar al material dentro de la zona de plastificación, en cuyo caso, el análisis es, en su mayoría, desconocido.

El tiempo no ha transcurrido en vano, desde el advenimiento de las computadoras se han desarrollado sistemas de análisis numérico muy poderosos que permitirán, a corto plazo, analizar, exhaustivamente, toda clase de equipo.

Ya en la actualidad se labora, activamente, en este terreno. Desafortunadamente, tales logros se encuentran en poder de unas cuantas agencias y consultores, quienes los explotan en su provecho. Sin embargo, eventualmente, tendrán que ser del dominio público y ser incorporados a los códigos.

4. GUÍA DE DISEÑO DE ACUERDO CON LOS CÓDIGOS: ASME - TEMA

4.1 Generalidades

El diseño mecánico de intercambiadores de calor de espejos fijos es relativamente complejo debido al número de operaciones a efectuar en el cálculo de los componentes que los integran. Éste, se basa en las ecuaciones establecidas por los Códigos ASME y TEMA y una de las dificultades en el diseño es ligar ambos códigos y definir una secuencia de aplicación de tales fórmulas.

En el presente capítulo se presenta un cuadro esquemático conteniendo la secuencia de aplicación de las ecuaciones para el diseño de partes de intercambiadores de calor de espejos fijos a presión interna, establecidas por los códigos.

El diseño o especificación de componentes no incluidos en los códigos, así como la evaluación de esfuerzos producidos por cargas específicas (silletas, equipo adyacente, etc.) no se incluyen.

4.2 Códigos

Con la 5ª. Edición de código TEMA en 1968, se unificaron los criterios de diseño de espejos fijos en intercambiadores. Hasta esa fecha, el diseño de los espejos era incierto, ya que se basaba en diversas publicaciones de Gardner, Yi -Yuan Yu y Malkin, las cuales, si bien no coincidían en las expresiones finales de cálculo, presentaban lagunas en la evaluación de ciertas constantes.

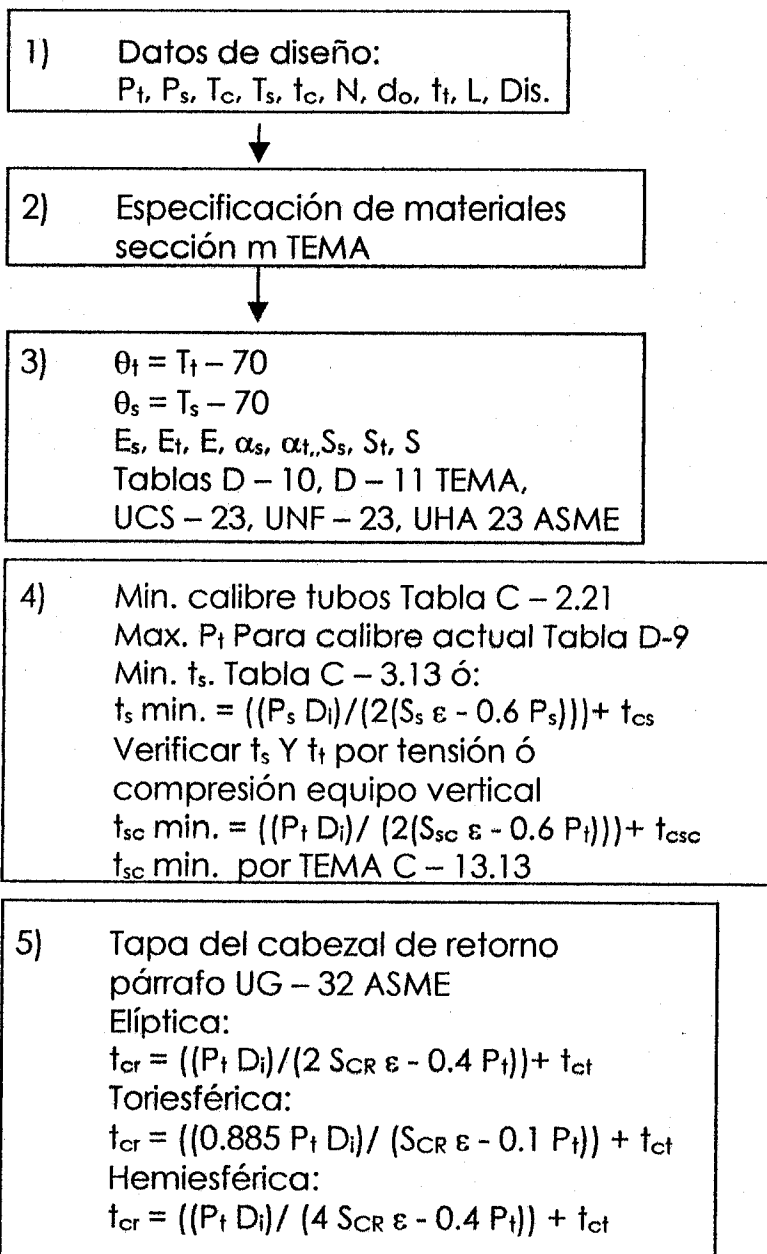
Por otra parte, el Código ASME ofrece el material necesario para el cálculo de partes sometidas a presión incluidas o no en el Código TEMA.

4.3 Nomenclatura

Ver lista de símbolos.

En el cuadro y la figura adjunta, se hace referencia a figuras o tablas de los códigos ASME y TEMA con el objeto de localizar, rápidamente, el valor de las constantes. Se ha tomado la clase C del código TEMA como representativa.

4.4 Guía para el cálculo



6) Datos de diseño: B , S_B , S_b ,
 P_t , T_t , Material y tipo de
empaques: m y b_o . Tabla
UA - 49.1 Y 49.2 ASME

7) Mínimo ancho por TEMA C - 6.3
 $b = b_o$ cuando $b_o \leq \frac{1}{4}$ "
 $b = ((b_o)^{1/2})/2$ cuando $b_o > \frac{1}{4}$ "

8) d_i empaque = $B + 1$ "
 $G_e = (d_i + d_o)/2$ empaque
 $W_{m2} = \pi b G_E Y$
 $H_p = 2\pi b_m G_E P_t$
 $H = 0.785 G_E^2 P_t$
 $W_{m1} = H + H_p$

9) $A_{m1} = W_{m1} / S_b$
Diámetro mínimo de tornillos por TEMA C - 10.1
Tamaño y número óptimo de tornillos
cuando $(N B_s / \pi) = D_i + 2 (g_i + R)$
Verificar espaciado mínimo por Tabla C - 10.3
TEMA
Datos: C , d_b , R , B_s , E' , A_b ACTUAL
 $A = C + 2E$

10) Mínimo ancho de empaque = $(A_b \text{ ACTUAL } S_b) / (2 \pi g G_E Y)$
Verificar con (7) usar el mayor

11) $W = S_b ((A_b \text{ ACTUAL } + A_b \text{ MIN}) / 2)$
 $h_G = 0.5 (C - G)$
 $M_a = M_2 = W h_G$

12)	Bridas libres		
	Carga	Brazo de palanca	Momento
	$H_D = \pi B^2 P_t / 4$	$h_D = (C - B) / 2$	$M_D = H_D * h_D$
	$H_G = W - H$	$h_G = (C - G_E) / 2$	$M_G = H_G * h_G$
	$H_t = H - H_o$	$h_t = (h_D + h_G) / 2$	$M_t = H_t * h_t$
	$M_o = M_1 = M_D + M_G + M_t$		

13)	Bridas integrales		
	g_i preliminar = $g_{IA} = 2 g_o$ cuando $g_o \leq 1.5''$ = $1.5 g_o$ cuando $g_o > 1.5''$		
	Carga	Brazo de palanca	Momento
	$H_D = \pi B^2 P_t / 4$	$h_D = (R + g_i) / 2$	$M_D = H_D * h_D$
	$H_t = H - H_D$	$h_t = (R + h_G + g_i) / 2$	$M_t = H_t * h_t$
	$H_G = W - H$	$h_G = (C - G_E) / 2$	$M_G = H_G * h_G$
	$M_o = M_1 = M_D + M_G + M_t$		

14) Seleccionar el mayor M_1 o M_2
 $K = A / B$ Leer T, U Y Z FIG. UA - 51.1

15) $t_B = (Y M_{MAX.} / S_B B)^{1/2}$ Preliminar brida tipo integral
definitivo, brida tipo libre (20)

16) $g_{lb} = (M_{MAX.} / S_B B)^{0.7}$
Si $g_{lb} \leq g_o$ No es necesaria
brida tipo integral
Calcular brida tipo libre (12)

17) $H_o = B g_o$
Leer h / h_o $f = 1$ FIG. UA 51.6
Leer F FIG. UA 51.2 Y
V FIG. UA 51.3

18) $e = F / h_o$
 $d = (U / V) h_o g_o^2$
 $\alpha = t_B e + 1$
 $\beta = (4/3) t_B + 1$
 $\gamma = \alpha / T$
 $\delta = t_B^3 / d$
 $\lambda = \gamma + \delta$

19) $f_H = f'M / \lambda g_i^2$ Deberá ser $\leq 1.5 S_{FO}$
 $S_R = \beta M / \lambda t_B^2$ Deberá ser $\leq S_{FO}$
 $S_T = (My / t_B^2) - Z S_R$ Deberá ser $\leq S_{FO}$
 $S_{FO} = \text{el mayor de: } 0.5 (S_H + S_R)$
 $0.5 (S_H + S_T)$
 Si se exceden estos valores, suponer un t_B mayor (18)

20) Verificar max. espaciamento de tornillos
 $B_s \text{ MAX.} = 2d_b + (6 t_B / (m + 0.5))$

21) Espejo
 Leer F' FIG. C-7.141
 $G = D_i$
 Espesor mínimo por TEMA C-7.121 ó
 $T_F = (F'G / 2) (P / S)^{1/2}$ Flexión
 $T_C = ((0.31 DL) / ((1 - d_o) / p)) (P / S)$ Corte
 para dimensionamiento preliminar
 Usar la mayor de P_t ó P_s como P
 Usar el mayor de $T_{MIN.}$ T_C ó T_F

22) $K' = (E_s t_s (D_o - t_s)) / (E_t t_t N (D_o - t_t))$
 $F_q = 0.25 + (F' - 0.6) (((300 T_s E_s / K'LE)(G^3 / T^3))^{1/4})$
 $P_d = (4J E_s t_s (\alpha \theta_s - \alpha_t \theta_t)) / ((D_o - 3 t_s) (1 + J K F q))$

23) Datos de: (11) (12) (13)
 $P_{B1} = 6.2 M_1 / F'^2 G^3$ Para espejos con
 $P_{B2} = 6.2 M_2 / F'^2 G^3$ extensión bridada

24) Presión efectiva de diseño del lado del cuerpo

$$f_s = 1 - N d_o^2$$

$$P'_s = P_s (0.4 J (1.5 + K (1.5 + f_s))) - (((1 - J)/2) ((D^2_j / G^2) - 1)) / (1 + J K F_d)$$

$$P = (P'_s - P_d) / 2$$

$$P = P_{BS}$$

$$P = (P'_s - P_d - P_{BS}) / 2$$

$$P = P'_s$$

$$P = (P_{BS} + P_d) / 2$$

$$P = P'_s - P_{BS}$$

La de mayor V. A.

25) Presión efectiva de diseño lado tubos

$$f_t = 1 - N ((d_o - 2 t_f) / G)^2$$

$$P'_t = P_t (1 + 0.4 J K (1.5 + f_t)) / (1 + J K F_d)$$

$$P = (P'_t + P_{Bt} + P_d) / 2$$

$$P = P'_t + P_{Bt}$$

$$P = (P'_t - P'_s + P_{Bt} + P_d) / 2$$

$$P = P'_t - P'_s + P_{Bt}$$

La de mayor valor absoluto

Cuando $J = 0$ $P = P_t + (P_s/2) ((D^2_j / G) - 1) + P_{Bt}$

26) Presión efectiva diferencial de diseño

$$P = P'_t - P'_s + P_{Bt}$$

$$P = (P'_t - P'_s + P_d + P_{Bt}) / 2$$

$$P = P_{BS}$$

$$P = P'_t * P'_s$$

$$P = (P'_t - P'_s + P_d) / 2$$

$$P = P_{Bt}$$

La de mayor valor absoluto

27) Seleccionar la de mayor valor absoluto de (24) (25) (26)

28) $T_F = (FG / 2) (P / S)^{1/2}$ Flexión

SUMAR † CORROSIÓN

$$T_{INICIAL} = T_{CALC.} (1 \pm 0.05)$$

29) No usar fórmulas que contienen el término P_{BS} ó P_{Bt}

$$T_c = ((0.31 D_L) / (1 - (d_o / p))) (P / S)$$

$$T_{INICIAL} = T_{CALC.} (1 \pm 0.05)$$

30) Seleccionar el mayor T_F o T_C

31) Esfuerzo longitudinal efectivo del cuerpo y tubos
No deberán utilizarse las fórmulas que contengan el término P_{BS} ó P_{BT}

$$P_1 = P_t - P'_t + P'_s$$

$$P'_s = P_d / 2$$

Usar la de mayor valor absoluto

$$P'_s = P_1 - P_d / 2$$

$$S_{SE} = ((D_o - t_s) P'_s) / 4 t_s$$

$$P_2 = P'_t - ((f_t P_t) / F_q)$$

$$P_3 = P'_s - ((f_s P_s) / F_q)$$

Usar la de mayor valor absoluto

$$P'_t = (P_2 + P_d) / 2$$

$$P'_t = (P_3 + P_d) / 2$$

$$S_{tE} = (F_q P'_t G^2) / (4 N t_t (d_o - t_t))$$

Si se exceden los valores de S_s ó S_t

Usar junta de expansión y recalculer T con $J = 0$

32) Tapa del canal

$$T_T = ((5.7 P_t (G / 10 Q)^4) + ((2 h_G A b) / (d_b)^{1/2})) (G / 100)^{1/3}$$

Añadir $t_{CORROSIÓN}$

para empaques de $m \leq 3.0$ $T_T = 0.8 T_T \text{ CALC.}$

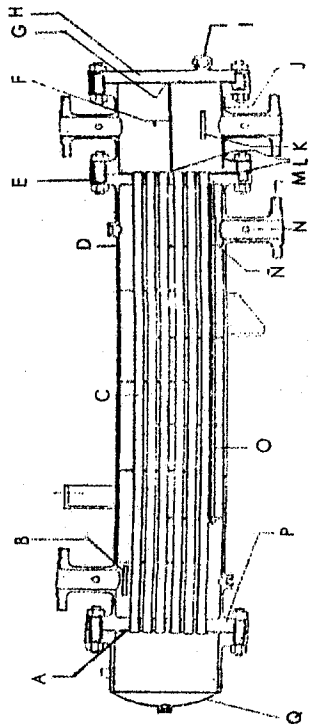
Calcular:

Fatiga por deflexión horizontal del cuerpo;
fatiga por tensión ó compresión del cuerpo y tubos debida al peso propio ó cargas adicionales;
silletas y refuerzos;
refuerzos de boquillas;
orejas de montaje.

Especificar:

Espesor mamparas C-4.41,
mamparas longitudinales C-4.42,
No. y tamaño de tirantes C-4.7,
junta tubo-espejo C-7.24, C-7.31, C-7.4,
placas de división de flujo C-7.5, C-8.13, C-8.22,
conexiones C-9,
tipo, diámetro y ancho de la junta de expansión (si las hay),
así como desplazamientos y ciclos de diseño. Ver figura 18.

Figura 18. Guía del código TEMA , clase C



Notas generales

- N-1 Tamaño, numeración y designación
- N-2 Nomenclatura de componentes

Tolerancias

- F-1 Dimensiones externas, boquillas y localización soportes. Tolerancias de fabricación.
- F-2 Espejos, ranuras, cubiertas y bridas. Tolerancias de fabricación.

Fabricación e Información de diseño

- G-1 Operación del taller
- G-2 Inspección
- G-3 R nombre
- G-4 Reportes de código y dibujos
- G-5 Garantía
- G-6 Preparación para embarque
- G-7 Detalles generales de construcción
- E-1 Diseño
- E-2 Instalación
- E-3 Operación
- E-4 Mantenimiento

General clase C

- C-1.11 Definición de clase
- C-1.12 Códigos de construcción
- C-1.2 Clasificación de presiones
- C-1.3 Pruebas
- C-1.4 Temperaturas de los metales
- C-1.5 Espesor por corrosión
- C-1.6 Limitaciones de servicio

- A) Hoyos de tubos C-7.2, juntas expandidas C-7.3, juntas soldadas C-7.4
- B) R choque C-4.611
- C) Longitud tubos C-2.1, diámetro tubos y calibres, patrón de tubos C-2.4, paso de tubos C-2.5, esfuerzo longitudinal C-3.312
- D) Diámetro cuerpo C-3.11, tolerancias C-3.12, mínimo espesor C-3.13, expansión C-3.3, esfuerzo longitudinal C-3.311
- E) Bidas C-10, tamaño mínimo de tornillos C-10.1, arreglo de tornillos C-10.2, claros recomendados tuercas C-10.3
- F) R de división C-7.5
- G) Espesor efectivo C-8.21, ranura C-8.22
- H) Cubierta canal C-8.2
- I) Orejas E-4.22
- J) Canal C-8, mínimo espesor C-8.11, mínima proyección C-8.12, tratamiento térmico C-8.14
- K) R choque C-4.62
- L) Empaques C-6
- M) Boquillas C-9, C-9.1 construcción, C-9.2 instalación
- N) Coples C-9.3
- Ñ) Mamparas C-4, C-4.1 tipos, C-4.2 hoyos de los tubos, C-4.3 claros, C-4.4 espesor, C-4.5 espaciamento
- O) Tirantes y espaciadores C- 4.7
- P) Espejo C-7, C-7.1 espesor (efectivo C-7.11, requerido C-7.12), espejo integral C-7.14, espejo fijo C-7.15 (C-7.151 presión diferencial equivalente, C-7.152 presión de tornillos equivalente, C-7.153 presión efectiva de diseño cuerpo, C-7.154 presión efectiva de diseño tubos, C-7.155 presión efectiva diferencial de diseño
- Q) Tapa de retorno espesor mínimo C-3.2

5. ARMADO GENERAL Y PRUEBAS REALIZADAS DURANTE LA FABRICACIÓN DE INTERCAMBIADORES DE CALOR

Es conveniente aclarar que en la práctica, tanto el armado como las pruebas están sujetas casi en su totalidad a lo descrito en los Códigos TEMA y ASME Sección VIII Div. 1, por lo que la referencia a ellos es necesaria y en ocasiones monótona.

5.1 Armado general

5.1.1 Generalidades

El armado ó ensamble de los intercambiadores de calor varía de tipo en tipo, sin embargo, en general se regula en su mayor parte de acuerdo a lo especificado por TEMA. La Figura 19 muestra en forma detallada los principales componentes de un intercambiador, tales como el tipo de cubierta, el tipo de cabezal y el tipo de haz de tubos.

Para tener una referencia en la descripción del armado se ha escogido el intercambiador de cabeza flotante con anillo dividido. Se ha escogido éste tipo por ser uno de los más representativos.

El ensamble general de un intercambiador de calor se puede dividir en dos partes: ensambles secundarios y ensamble final.

5.1.2 Ensamblados secundarios

5.1.2.1 Cubierta

Para llevar a cabo el ensamble de la cubierta se necesita que se hayan fabricado ó que estén disponibles los siguientes elementos:

- placa rolada ó tubo, bridas de cubierta, soportes, cuellos de boquillas, coples, placa de refuerzo y junta de expansión.

Todos estos elementos se unen utilizando los procedimientos de soldadura apropiada para integrar un solo cuerpo llamado cubierta, a la cual, posteriormente, se le introduce el haz de tubos.

5.1.2.2 Haz de tubos

Este ensamble está compuesto de los siguientes elementos:

- tubos, espejos, deflectores, varillas conectoras, espaciadores, tuercas, tornillos protectores (haz removible), placas de choque, aletas, cabeza flotante, tornillos de despegue, anillo dividido y empaques.

Este ensamble se principia uniendo los espejos y los correspondientes deflectores con las varillas conectoras y los espaciadores. A continuación se introducen los tubos, se rolan, se sueldan (en caso de que sea necesario) y estando ya en estas condiciones, el haz de tubos se introduce a la cubierta y finaliza esta etapa del armado con la colocación de la cabeza flotante con la ayuda del anillo dividido, tornillos y empaques correspondientes.

5.1.2.3 Ensamble final

Para realizar esta etapa se necesitan los siguientes elementos:

- cubierta, haz de tubos, cabezal, tapa de cabezal, tapa de cubierta, empaques, tornillos, tuercas, tapones, placa de diseño, placa de nombre y pintura.

En el caso en que el haz de tubos se haya armado totalmente afuera de la cubierta, que no es el caso de este ejemplo, se introduce el haz de tubos a la cubierta en sentido horizontal o, bien, haciendo uso del llamado pozo profundo que consiste en introducir este elemento en forma vertical. A continuación, se colocan: el cabezal, su tapa y la tapa de cubierta sin olvidar los empaques correspondientes. Finalmente, se colocan los tapones a los correspondientes coples, placa de diseño y placa de nombre.

Antes de proseguir a darle el toque final al equipo, se procede a verificar, dimensionalmente, todo el conjunto y a detallar los pequeños defectos.

Dentro de la inspección dimensional que se realiza se podría citar lo siguiente:

- distancia entre boquillas de cubierta a cabezal o tapa de cubierta; distancia de soportes y sus barrenos; localización de boquillas, coples o conexiones especiales; niveles de conexiones; localización y distancia entre clips, barrenos, alturas y niveles de boquillas y longitud total.

Por otra parte, cuando se dice detallar se refiere a eliminar el chisporroteo de la soldadura, rebabas y cualquier otro pequeño defecto que sea motivo de mala presentación.

Por último, cuando se han cumplido todos los requisitos del cliente y las normas correspondientes, se procede a la aplicación de pintura anticorrosiva o la especificada en casos especiales.

5.2 Pruebas realizadas durante la fabricación

5.2.1 Generalidades

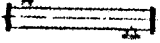

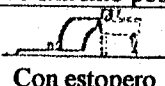
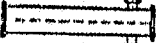

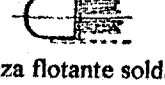
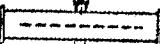

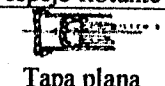
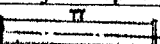

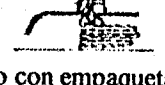
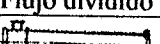

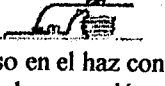
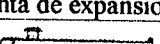

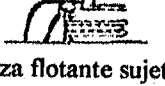
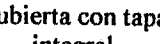
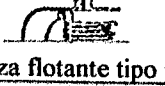
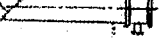

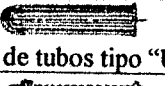
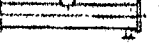

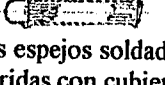


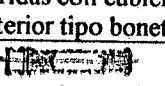
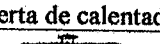
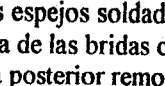
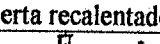
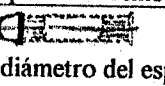
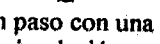
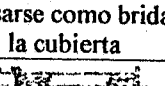
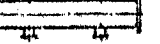
Se describe, brevemente, en qué consiste cada prueba y algunas de las normas que se aplican con cada una de ellas y, finalmente, el análisis de un cuadro comparativo que señala a qué componentes de un intercambiador se les aplica determinada (s) prueba (s).

5.2.2 Enumeración y descripción de pruebas

Dentro de las pruebas que generalmente se aplican se puede mencionar:

- recepción de materiales, dimensional, soldadura, tratamiento térmico, pulido con granalla metálica, examen radiográfico, líquidos penetrantes, dureza, inspección por ondas ultrasónicas, inspección por fuga de gases, prueba neumática y prueba hidrostática.

Figura 19. Elementos integrantes de un intercambiador de calor

Tipo de cubierta	Tipo de cabezal	Tipo de extremo posterior
Sin cubierta es instalado en torre o tanque 	Sin cubierta 	Con estopero 
Un paso en la cubierta 	Separado 	Cabeza flotante soldada a espejo flotante 
Dos pasos en la cubierta 	Cabezal y cubierta integrales 	Tapa plana 
Flujo en split 	De forma cónica 	Espejo con empaquetadura 
Flujo dividido 	De una pieza hecho de placa maquinada 	Un paso en el haz con junta de expansión 
Junta de expansión 	En forma de cono reductor 	Cabeza flotante sujeta al espejo con brida de anillo 
Cubierta con tapa integral 	No. de pasos	Cabeza flotante tipo pull 
Calentador de succión 	1 	Haz de tubos tipo "U" 
Cubierta con domo de vapor 	2 	Ambos espejos soldados a las bridas con cubierta posterior tipo bonete 
Cubierta de calentador 	4 	Ambos espejos soldados a la cara de las bridas con cubierta posterior removible 
Cubierta recalentador 		Mayor diámetro del espejo para usarse como brida de la cubierta 
Un paso con una circulación 		Con cubierta y placa posterior removibles 
Flujo en split doble 		Ambos espejos soldados al interior de la cubierta 
Flujo en split doble con deflectores 		

5.2.2.1 Recepción de materiales

Se revisa que el material coincida con lo pedido en la correspondiente orden de compra. Esta revisión se refiere, usualmente, a corroborar dimensionalmente el material y comparar el certificado de material expedido por el proveedor con lo requerido por la correspondiente especificación. En ocasiones, se manda a analizar el material, física y químicamente, para comprobar que el proveedor y sus certificados estén dentro de las normas de calidad.

5.2.2.2 Dimensional

Esta prueba consiste en revisar con calibradores, cintas de medir e instrumentos de medición en general, las medidas indicadas en los dibujos de fabricación que debe reunir alguna pieza, sub – ensamble o ensamble. Las tolerancias que se observan varían de trabajo en trabajo, pero éstas son indicadas claramente en los dibujos o estipuladas por el código de fabricación de la unidad.

5.2.2.3 Soldadura

Esta prueba es probablemente la más importante de todas junto con la inspección de materiales, pues, aquí radica el secreto del buen funcionamiento mecánico de la unidad. En general, esta prueba se aplica para calificar soldadores, operadores y procedimientos antes que estos intervengan en cualquiera de las fases de fabricación.

Para llenar plenamente los requerimientos del Código ASME en sus secciones II, VIII y IX, es indispensable tener un sistema organizado para calificar procedimientos de soldadura, así como, también, para calificación de soldadores y operadores de máquinas automáticas de soldar.

Los procedimientos de calificación de soldadura se dividen como sigue:

- calificación de soldadores,
- calificación de procedimiento,
- calificación de operadores,
- calificación para baja temperatura.

Para llevar un archivo y control adecuado y satisfactorio de procedimientos, soldadores y operadores calificados, se usa el siguiente sistema de identificación, archivo y control:

Para cualesquiera calificación se llena la forma aplicable, Q-1, Q-1g y Q-1F del Código ASME en la forma descrita en la sección IX, Apéndice II.

5.2.2.3.1 Calificación de soldadores

Para calificar a un operador que pueda soldar equipo bajo un procedimiento calificado, deberá hacer probetas para ser analizadas mediante pruebas destructivas y, ocasionalmente, mediante pruebas no destructivas.

Las probetas deberán hacerse según lo especifica el Código ASME Sección IX última edición juntamente con sus últimas adendas en sus tablas siguientes, cualquiera que sea aplicable.

Materiales ferrosos: tablas Q-24.1, Q-24.2, Q-24.3

Materiales no ferrosos: tablas QN-24.1, QN-24.2, QN-24.3

5.2.2.3.1.1 Tipos de pruebas

Para calificar el rendimiento del soldador se requieren pruebas de dobléz únicamente y si se desea, se pueden hacer probetas de filete.

Las pruebas de dobléz son usadas para revisar el grado de vigor y ductilidad de las juntas soldadas a tope y para pasar esta prueba, ningún espécimen deberá presentar grietas u otros defectos superficiales que excedan de 1/8" medido en cualquier dirección en la superficie convexa del espécimen después de doblado.

Las grietas que se presentan en las aristas del espécimen durante la prueba, no deberán tomarse en consideración a menos que haya evidencia definida de que resultaron de inclusión de escoria u otros defectos internos.

Las pruebas de soldadura de filete son usadas para revisar el tamaño, contorno y grado de vigor de dichas soldaduras y para pasar

esta prueba, ningún espécimen deberá presentar grietas visibles. Si se requiere hacer esta prueba, ver Código ASME, Sección IX, párrafo Q-9.

5.2.2.3.1.2 Calificación

Los soldadores deben ser calificados para cada procedimiento de soldadura cuando cualquiera de las condiciones siguientes se presenten:

- cuando el soldador haya dejado de soldar bajo una técnica determinada, durante un período de tres meses ó más. En este caso con una prueba de un espesor se recalifica en todos los que ya estaba calificado;

- cuando exista una diferencia en cualquiera de las variables esenciales que estipula el Código ASME Sección IX.

5.2.2.3.2 Calificación de procedimiento

Para calificar un procedimiento de soldadura, deberán hacerse probetas y analizarlas mediante pruebas destructivas y, ocasionalmente, mediante pruebas no destructivas.

Las probetas deberán hacerse según lo especifica el Código ASME Sección IX última edición juntamente con sus últimas adendas en sus tablas siguientes, cualquiera que sea aplicable.

Materiales ferrosos: tablas Q-13.1, Q-13.2 y Q-13.3

Materiales no ferrosos: tablas QN-13.1, QN-13.2 y QN-13.3

5.2.2.3.2.1 Tipos de pruebas

Para calificar el procedimiento de soldadura se requieren pruebas de tensión y de dobléz conforme lo indicado anteriormente.

Las pruebas de tensión son usadas para medir el esfuerzo a la tensión de juntas soldadas a tope y para pasar esta prueba, ningún espécimen deberá tener un esfuerzo a la tensión no menor que el menor aplicable de los siguientes:

- el esfuerzo mínimo a la tensión especificado para el material base (placa ó tubo);

- el esfuerzo mínimo a la tensión especificado para el material más débil (placa ó tubo), en el caso de que materiales de diferentes esfuerzos sean unidos;

- el esfuerzo mínimo a la tensión especificado para el material de aporte (soldadura) en los casos de que las secciones I y/u VIII provean el uso de material de aporte de más bajo esfuerzo a la tensión en temperatura ambiente que los materiales base;

- las pruebas de dobléz son usadas para revisar el grado de vigor y ductilidad de juntas soldadas a tope y para pasar esta prueba ningún espécimen deberá presentar grietas u otros defectos superficiales que excedan de 1/8" medido en cualquier dirección en la superficie convexa del espécimen después de doblado.

5.2.2.3.3 Calificación de operadores

Para calificar a un operador que pueda soldar equipo bajo un procedimiento calificado, deberá hacer probetas para ser analizadas mediante pruebas destructivas y, ocasionalmente, mediante pruebas no destructivas.

Las probetas deberán hacerse según lo especificado en el Código ASME Sección IX, última edición, juntamente con sus últimas adendas en sus párrafos siguientes, cualquiera que sea aplicable.

Materiales ferrosos: Q-12b

Materiales no ferrosos: QN – 12b

5.2.2.3.3.1 Tipos de pruebas

Para calificar el rendimiento del operador se requieren pruebas de seccionado ó radiografiado.

Una soldadura de 3 pies de longitud hecha por el operador será examinada por Rayos X o por seccionamiento. La longitud de la soldadura así examinada puede ser de una placa de prueba o de soldadura de producción.

Con el objeto de asegurar que el operador pueda llevar a cabo la soldadura como indica el procedimiento, las radiografías de la junta serán tomadas de acuerdo con la técnica prescrita en el Párrafo UW-51 de la Sección VIII.

5.2.2.3.2 Calificación

Los operadores deben ser calificados para cada procedimiento de soldadura cuando cualquiera de las condiciones siguientes se presenten:

- cuando un soldador haya dejado de soldar bajo una técnica determinada durante un período de 3 meses o más. En este caso con una prueba de un espesor se recalifica en todos los que ya estaba calificado;

- cuando haya una razón específica para dudar de la habilidad del operador y hacer soldaduras que llenen los requisitos del procedimiento.

5.2.2.3.4 Calificación para baja temperatura

Para calificar un procedimiento de soldadura, para baja temperatura, deberán hacerse probetas para ser analizadas mediante pruebas destructivas de impacto y mediante pruebas no destructivas.

Las probetas deberán hacerse según lo especifica el Código ASME Sección VIII última edición juntamente con sus últimas adendas.

5.2.2.3.4.1 Tipos de pruebas

Para calificar el procedimiento de soldadura para baja temperatura, se requieren las pruebas descritas en los párrafos anteriores. Además, se requieren pruebas de impacto.

Las pruebas de impacto son usadas para revisar el grado de tenacidad de las juntas soldadas a tope y para pasar esta prueba, ningún espécimen deberá resistir menos que los valores mostrados en la Tabla UG-84.1 del Código ASME Sección VIII multiplicados por la relación

del ancho actual del espécimen a lo largo de la ranura al ancho de 10 mm.

Las temperaturas de prueba deberán no ser mayores que las temperaturas mostradas en la especificación del material a ser probado, según lo establece el Código ASME Sección II en sus especificaciones A-300, A-333, A-334, A-350, A-352 y A-320 para probetas de un ancho a lo largo de la ranura entre 8mm y 10 mm, inclusive. En probetas con un ancho a lo largo de la ranura menor que 8mm, la temperatura de prueba deberá ser menor que la especificada en cantidades mostradas en la Tabla UG-84.2 del Código ASME Sección VIII.

5.2.2.3.4.2 Calificación

Los procedimientos de soldadura deben ser calificados cuando cualquiera de las condiciones siguientes se presenten:

- cuando las pruebas de impacto sean requeridas por el Código ASME Sección VIII en sus párrafos UGS-66, UHA-51 ó UHT-6, y, en general, cuando así lo requieran las especificaciones del cliente;

- cuando las pruebas de impacto son requeridas, según lo anterior y el espesor del material es mayor que 1 ½", deberán hacerse dos juegos de probetas.

5.2.2.4 Tratamiento térmico

A esta prueba también se le llama relevo de esfuerzos. Respecto de este tema, solamente se menciona que es la gráfica correspondiente la que muestra si se siguieron los pasos del tratamiento correctamente o no. Por lo tanto, basta analizar este documento para evaluar el proceso. Las normas para esta prueba son descritas, claramente, en la Sección VIII del Código ASME.

Cabe señalar que antes de someter algún sub-ensamble a este procedimiento, se revisa que esté completo en sus partes (coples, deflectores, boquillas, etc.) y que haya sido soldado de acuerdo con las especificaciones.

5.2.2.5 Pulido con granalla metálica

Esta prueba se realiza de acuerdo con las especificaciones del pedido del cliente y basta una inspección visual para evaluar el trabajo realizado sobre la pieza metálica.

5.2.2.6 Examen radiográfico (Rayos X)

Debe llevar examen radiográfico todo equipo o recipiente que por código, diseño o, bien, por especificación del cliente lo requiera.

Para hacer examen radiográfico se necesita un equipo de rayos X o, bien, una fuente emisora de rayos γ . Los rayos X son emitidos por tubos catódicos al vacío y las fuentes que producen rayos gama son a base de sales radioactivas de: cloruro de cesio, iridio o sales de cobalto.

En las técnicas radiográficas para poder operar se ocupa: equipo o fuente emisora, pieza a radiografiar, placa para impresión, chasis, pantallas (plomo o fluorescente) penetrómetros, identificadores, soluciones reveladoras y cuarto oscuro de trabajo.

Las características y espesor de la pieza a radiografiar, determinan la potencia con que trabaja el equipo, tiempo de emisión y la distancia de foco a objeto. En algunos equipos de rayos X se usa una distancia de 36" con penetración y tiempo de exposición, según el caso.

La placa para impresión que se usa depende de la rapidez que se desee, de la fuente de emisión y de la calidad de radiografiado. En este último aspecto hay que cuidar el material y espesor de las pantallas.

Las soluciones y las condiciones laboratorio deben ser óptimas para el revelado de las placas.

A continuación se esbozan algunas normas de examen radiográfico, según requisitos del Código ASME Sección VIII.

5.2.2.6.1 Técnica para examen radiográfico de juntas soldadas

Todas las juntas soldadas que vayan a radiografiarse deberán prepararse como sigue:

- se deberán remover las ondulaciones ó irregularidades superficiales de la soldadura, tanto por dentro como por fuera, por medio de esmerilado, al grado de que estas irregularidades no interfieran o enmascaran o se confundan con la imagen de un defecto objeccionable. También el contorno de la soldadura debe terminar suavemente con la superficie de la placa.

El contorno de la soldadura puede ser a ras de la placa o puede tener una convexidad razonable uniforme que no exceda de los siguientes espesores:

espesor de la placa	espesor del refuerzo ó contorno convexo
Hasta ½"	1/16"
De ½" a 1"	3/32"
De 1" a 2"	1/8"
Mayor de 2"	5/32"

La radiografía de la soldadura deberá tener la sensibilidad suficiente para mostrar los rasgos del penetrómetro adecuado al espesor de la soldadura que se examina.

El penetrómetro tiene un espesor igual al 2% del espesor de la placa radiografiada. La técnica radiográfica se considera satisfactoria si el contorno del penetrómetro se muestra claramente en la radiografía. (En este caso el procedimiento radiográfico ha sido capaz de demostrar una diferencia de 2% en el espesor de la placa radiografiada y se dice que la sensibilidad del penetrómetro es de 2%). Así, un porcentaje bajo indica una alta sensibilidad y viceversa.

5.2.2.7 Líquidos penetrantes

Esta prueba suministra la detección de discontinuidades abiertas en la superficie en materiales ferrosos, no ferrosos y no porosos. Las discontinuidades típicas detectables por este método son grietas, fracturas, laminaciones y porosidades.

El líquido penetrante es aplicado en la superficie que va a ser examinada, se permite que entre en las aberturas y después se remueve

el exceso de líquido. El revelador se aplica y es entonces cuando es impregnado por el líquido en las discontinuidades.

Existen defectos considerables los cuales pueden ser vistos directamente ó usando "luz negra".

El líquido entra por capilaridad en las pequeñas aberturas ó defectos. La velocidad y el grado en que se efectúa esta acción depende, principalmente, de condiciones tales como: tensión superficial, cohesión, adhesión y viscosidad. Puede ser influida, también, por factores como tiempo, condición de la superficie del material e interior del defecto.

Como líquido penetrante puede usarse una anilina tipo visible o fluorescente. En cada caso hay tres diferentes tipos:

- a) penetrantes lavables con agua,
- b) penetrantes post-emulsificantes,
- c) penetrantes que se remueven con solvente.

Los penetrantes o anilinas visibles, generalmente, son de un color contrastante, el cual puede ser perfectamente visible con la luz del día ó con la iluminación normal interior. Los fluorescentes contienen una anilina que responde a rayos ultra-violeta conocido, comúnmente, como "luz negra".

5.2.2.7.1 Procedimientos de aplicación

a) Limpieza

Es esencial que la parte o superficie que va a ser examinada esté limpia. Puesto que el éxito de este método depende de la penetración del líquido en cualquiera de los defectos presentes, el requisito de la limpieza es sumamente importante. Se debe entender que la limpieza, en este caso se refiere a quitar óxidos, cascarillas, chisporroteo de soldadura, grasa, aceite, agua, suciedad, etc., no solamente la superficie sino, también, cualquier defecto presente y visible.

Los métodos que se utilizan para efectuar esta limpieza comprenden el uso de detergentes, solventes orgánicos, soluciones de

decapado o removedores de pintura, chorros de arena o granalla y métodos de limpieza por ultrasonido.

b) Secado

Es también importante que la parte o superficie que será examinada esté lo suficientemente seca antes de la aplicación del líquido penetrante, de tal manera que no exista traza de agua o agente limpiador en cualquiera de los defectos.

c) Aplicación del penetrante

El penetrante es aplicado con un trapo empapado de la sustancia en cuestión, con una brocha o atomizado.

El tiempo de penetración es crítico. Generalmente, en discontinuidades muy pequeñas y angostas, el tiempo de penetración es mayor. Este tiempo es de un mínimo de 3 minutos.

Como técnica estandar, la temperatura de la superficie de la parte que se examina, el líquido penetrante, el removedor y el revelador no deben estar abajo de 40 °F, pero, tampoco arriba de 125 °F durante todo el período de prueba. Calentamientos o enfriamientos locales son permitidos si es que las temperaturas permanecen en el rango de 40 – 125 °F durante la prueba. Cuando no es posible aplicar este procedimiento dentro de las temperaturas antes mencionadas, hay que calificar algún otro de acuerdo a lo descrito en el párrafo UA-90 del Código ASME Sección VIII.

d) Eliminación del exceso de líquido penetrante

Después que ha transcurrido el tiempo necesario para la penetración, cualquier cantidad del penetrante que queda en la superficie debe ser eliminada. Una eliminación defectuosa llevará a una confusión o interferencia de los defectos reales; sin embargo, se debe tener cuidado de no eliminar el líquido penetrado de los defectos. La eliminación del penetrante puede ser llevada a cabo con agua, líquidos orgánicos ó con algún agente apropiado.

Por ejemplo, cuando se elimina con agua es aconsejable utilizar atomizador a una presión menor de 50 psi y a temperaturas menores de

110 °F. En el caso de que la eliminación se haga con solventes, el exceso de penetrantes puede ser eliminado de la superficie limpiando éste con un trapo húmedo con el solvente indicado hasta dejar limpia la superficie.

e) Revelador

Hay dos tipos de revelador, seco y húmedo y cualquiera de ellos puede usarse.

El revelador seco es un polvo que se aplica con una brocha suave o con una perilla especial para hacerlo llegar más fácil y rápidamente a las superficies que se prueban. Esto se hace con el objeto de formar una película sobre la superficie que se está examinando. El tiempo normal de revelado requerido para que el líquido penetrante se impregne en el revelador que se encuentra sobre la superficie, es generalmente la mitad de tiempo que se permite para su penetración.

Los reveladores líquidos son una suspensión del polvo del revelador en agua ó en un solvente orgánico. Este se aplica con un trapo impregnado de él, con una brocha o por medio de un rociador.

De cualquier manera, cuando el revelador se seca, una película de polvo de revelador permanece sobre la superficie. Cuando una suspensión en agua es usada, el tiempo de secado puede ser abatido por el uso de una corriente de aire caliente.

5.2.2.7.2 Evaluación de defectos

El tamaño y tipo de defecto es muy difícil determinarlo si el penetrante se difunde extensamente en el penetrador. Consecuentemente, es una práctica aconsejable llevar a cabo el examen de la superficie poco después de haber aplicado el revelador. En ningún caso este examen debe ser hecho después de 30 minutos de que el revelador se ha secado.

Con penetrantes visibles, el revelador forma más o menos una película de color blanco. Los defectos superficiales se indican por que esta capa se colorea del penetrante el cual es, generalmente, de color rojo. Este examen debe llevarse a cabo con una iluminación adecuada.

Con penetrantes fluorescentes, el mecanismo es propiamente el mismo, excepto que el examen se conduce en una zona oscura.

Los defectos que comunmente se encuentran, se pueden clasificar como lineales y circunferenciales. Los lineales son indicaciones en las cuales la longitud es, por lo menos, el doble que el ancho. En los circunferenciales, como su mismo nombre lo indica, pueden ser circunferenciales o, más o menos elípticos, siendo su longitud menos del doble de su anchura. Cuando existe duda en alguna indicación se debe repetir todo el proceso para verificar si existe o no el defecto.

Para que una superficie sea aceptada debe estar libre de defectos lineales (fisuras, grietas, fracturas, etc.) o con que no tenga 4 ó más defectos circunferenciales en línea y que estén separados menos o igual a una distancia de 1/16" (distancia entre tangentes).

5.2.2.8 Dureza

Esta prueba se realiza casi exclusivamente a tuercas y espárragos. Consiste, principalmente, en hacer uso de un durómetro con los aditamentos apropiados y reportar claramente los resultados y vigilar que estén dentro de la norma.

5.2.2.9 Inspección por ondas ultrasónicas

5.2.2.9.1 Generalidades

Las frecuencias sonoras a partir de 20 kHz en adelante, que representen el límite de audición del oído humano, son consideradas como ultrasonidos. La longitud de onda más pequeña del ultrasonido es del orden de la longitud de onda de la luz visible. Por este motivo, las ondas ultrasónicas tienen también unas propiedades casi ópticas: pueden ser refractadas, focalizadas y reflejadas.

Para producir las ondas ultrasónicas con destino a la verificación de materiales, se utilizan en la mayoría de los casos cristales piezoeléctricos. Si se conecta una tensión alterna a los electrodos los cristales se comprimen y se dilatan en consonancia con dicha tensión, es decir, el palpador emite ondas sonoras. En el caso inverso una onda elástica que llega al cristal, produce una tensión en sus electrodos.

Como cristales piezoeléctricos se usan, corrientemente: el cuarzo, metaborato de plomo, titanato de bario, sulfato de litio, etc.

5.2.2.9.2 Distintos procedimientos de control

La verificación de materiales por ondas ultrasónicas se basa en el hecho de que las ondas sonoras de alta frecuencia en forma de haces dirigidos y focalizados, se propagan sin gran absorción en materiales sólidos homogéneos, pero, que son reflejados casi en un 100% en superficie, límites formadas entre los sólidos y el aire. Así, existe la posibilidad de localizar mediante ondas ultrasónicas las fracturas, laminaciones y otros defectos en diversas piezas. En comparación con el sistema de rayos X, las ondas ultrasónicas tienen, adicionalmente, la gran ventaja de su mayor alcance.

5.2.2.9.3 Posibilidades de aplicación

En la verificación de materiales, por ondas ultrasónicas, se utilizan frecuencias a partir de unos centenares de kHz hasta, aproximadamente, 25 MHz. La elección de la frecuencia para la verificación depende de cada problema particular.

Las ondas ultrasónicas de frecuencia más baja, hasta de 1 MHz, tiene a causa de su reducida atenuación en el material, un gran alcance en la pieza sometida a control, sufren menos dispersión en materiales de estructura basta y pueden utilizarse en piezas de superficie rugosa. Por otra parte, presentan un gran ángulo de divergencia y su resolución no permite detectar fallas de pequeño tamaño.

Los palpadores de más frecuencia hasta 6 MHz, emiten un haz ultrasónico más concentrado y tienen mejor resolución. Ahora bien, al tratarse de piezas de estructura de grano basto, estas frecuencias altas sufren una fuerte dispersión en el material y sólo pueden utilizarse con reparos en superficies rugosas.

Las frecuencias superiores a 6 MHz, se usan en contacto directo a causa de la fragilidad de los cristales transductores muy finos y su máxima aplicación se halla en la verificación de materiales por la técnica de inmersión.

5.2.2.9.4 Normas

A continuación damos descripción previa de algunas normas que especifica el Código ASME Sección VIII para inspección de soldaduras, dado que éste es un campo de aplicación que se considera muy valioso para este tipo de inspección. Sin embargo, esto no significa que las inspecciones por este procedimiento no sean aconsejables, necesarias y, a veces, mandatorias en la revisión de placas, forjas y tubería.

5.2.2.9.4.1 Preparación de la superficie

El acabado de las superficies será tal que esté libre de rugosidades y chispas de soldadura que pueden interferir con el movimiento libre del palpador o que ocasionen una transmisión defectuosa. Una superficie que no llene estos requisitos pueden enmascarar o ser la causa de confusión en la correcta interpretación de la pantalla y su gráfica.

5.2.2.9.4.2 Frecuencias

El código propone usar frecuencias de 2.25 MHz aunque no prohíbe el uso de otros valores. Así mismo, propone uso de palpadores de 1" ó 1 1/8" de diámetro.

5.2.2.9.4.3 Aceptación y rechazo

Discontinuidades de tipo lineal no son aceptables si se excede del nivel de referencia o, bien, que excedan lo siguiente:

- 1/4" para espesores hasta de 3/4",
- 1/3" para t de 3/4" a 2 1/4",
- 3/4" para t arriba de 2 1/4".

Donde t es el espesor de la soldadura examinada. En el caso en el que se suelden dos elementos diferentes de espesor, t es el más pequeño de los dos. Cuando se interpreten que existen discontinuidades, tales como fracturas, falta de fusión, falta de penetración serán inaceptables, independientemente, de su longitud, a menos que se especifique otra cosa.

5.2.2.9.4.4 Reportes de prueba

El fabricante preparará un reporte de la prueba por ultrasonidos y una copia de este reporte será retenida hasta que los datos expresados en este documento se aprueben. El reporte contendrá lo siguiente:

- a) todos los procedimientos y equipos serán identificados plenamente para permitir duplicación del examen ultrasónico en una fecha posterior;
- b) un dibujo indicando las soldaduras examinadas, la partida o número de pieza y la identificación del operador que llevó a cabo la inspección.

5.2.2.10 Inspección por fuga de gases

Consiste, fundamentalmente, en detectar la fuga del gas por algún defecto cuando éste hace un ruido característico, detección del olor y/o formación de burbujas. Este método señala donde está el defecto, pero, no su tamaño

Los procedimientos más conocidos son dos, a saber:

- a) utilización del aire solamente,
- b) utilización de una mezcla aire - freon.

5.2.2.10.1 Uso del aire solamente

Esta es una prueba fácil, barata y sencilla que puede llevarse a cabo sin complicación alguna. Consiste, simplemente, en llenar el recipiente a una presión de 30 ó 40 psi y buscar las fugas por medio de sonido o la formación de burbujas de una solución de jabón.

5.2.2.10.2 Uso de la mezcla aire - freon

Esta prueba es la que se conoce más ampliamente como "prueba de halógenos" y se puede llevar a cabo con un mechero de gas butano y un alambre de cobre, procedimiento no aprobado por el Código, pero muy efectivo y por el recomendado por el Código que consiste en un analizador y alambre de platino.

El primer paso consiste en llenar el recipiente a probar con una mezcla de freon en una proporción de 50 psi de aire y 25 de freon. Si la presión de diseño es menor que 75 psi la mezcla aire - freon será proporcional a la relación anterior.

Una vez colocada la mezcla, se enciende una bujía, generalmente, de gas butano con un alambre de cobre que funciona como catalizador y a la altura de la zona de oxidación de la flama, la bujía llevará un tubo de succión que funciona como un ducto de conducción del freon. Dicho tubo que es de plástico o hule, cuando se hace la prueba, se conduce uno de los extremos casi arrastrándolo por la superficie, junta o sello a probar a una velocidad no mayor de 1"/s.

Si no existen fisuras, grietas o poros, la flama de la bujía será de un color azul transparente, sin embargo, en caso contrario la flama será de un color que va de verde limón a violeta, dependiendo de la cantidad de mezcla que se esté fugando. Es obvio que donde existe fuga se debe reparar.

La otra forma de hacer la prueba, consiste en llenar el recipiente a probar con cualquiera de las sustancias enumeradas en la Sección V del Código ASME (freon 11, freon 12, CHClF_2 , $\text{C}_2\text{Cl}_2\text{F}_4$, etc.) a una concentración del 10% en peso de aire, se deja 30 minutos en reposo y se procede a la inspección.

Para la inspección se usa un equipo electrónico, el cual se debe calibrar antes de ser usado.

El equipo para pruebas de halógenos tiene un tubo o conexión que funciona, básicamente, como el que tiene la bujía del primer caso.

Al calibrar, el probador tiene un recipiente que contiene cualquiera de las sustancias que se pueden usar para la prueba, se afloja el tornillo de sello que tiene, se enciende el equipo y el succionador se coloca en la salida del recipiente de calibración, al succionar el gas se establecerá el circuito que hará que se encienda y se apague el foco que tiene el tubo de succión, se calibra el encendido del foco y se procede a la prueba como en el caso anterior.

5.2.2.11 Prueba neumática

Consiste en llenar el recipiente con aire a la presión especificada por el Depto. de Ingeniería, la cual es, generalmente, 1.25 la presión de diseño a la temperatura ambiente según TEMA.

Para detectar cualquier fuga se enjabonan las uniones o soldaduras que se inspeccionan. Cuando aparezcan burbujas es una enequívoca señal de la existencia de un defecto.

Este procedimiento de prueba, en particular, es muy útil para inspeccionar las soldaduras de las placas de refuerzo.

Por otro lado, probar toda la unidad bajo este procedimiento no es muy aconsejable debido a su peligrosidad.

5.2.2.12 Prueba hidrostática

Esta es la prueba que tiene más uso para revisar el sello de la unidad. Consiste en llenar con agua el ensamble correspondiente y elevar la presión a 1.5 veces la presión de diseño. Esta presión debe mantenerse, por lo menos, 30 minutos, de acuerdo con TEMA.

En caso de existir algún defecto, la presión disminuye y se advierte escurrimiento de agua, usualmente, en forma de gotas.

Cuando la construcción de la unidad lo permita, se debe probar por separado el haz de tubos y la cubierta, sobre todo, cuando la presión por el lado de tubos sea superior a la de la cubierta.

5.2.2.13 Cuadro comparativo

La figura 20 muestra a que parte, sub-ensamble o ensamble de un intercambiador se aplican las pruebas descritas anteriormente.

Figura 20. Cuadro Comparativo

	Tu- bos	Ani- llos	Espe- jos	Tapa de cabezal	Cubier- ta	Cabe- zal	Tapa de cubierta	Cabe- zas	Bridas			Empa- ques	Deflec- tores	Haz de tubos
									Cubier- ta	Cabe- zal	Tapa cubierta			
Recepción de materiales	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	X
Orden de quema (dimensión y calidad)	X	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	X
Premaquinado (dim.)	X	✓	X	X	X	X	X	X	X	✓	✓	✓	✓	X
Rayos "X"	X	✓	X	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	X
Relevado esfuerzos	✓	✓	X	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	X
Maquinado (dim.)	X	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	X
Rolado (dimensiones)	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	✓	X
Tubo (dimensiones)		X	X	X	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	X
Combado (dimensiones)	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X
Prueba neumática	X	X	X	X	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	X
Prueba halógenos (fuga de gases)	X	X	X	X	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓
Prueba líquido penetrante	X	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓
Prueba ultrasonido	X	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	X
Pulido granalla metálica	X	X	X	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	X
Prueba hidrostática	X	X	X	X	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	X
Torque	X	X	X	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓
Dimensiones generales	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓
Pintura	X	X	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓
Proyección de tubos en espejos	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X
Plantilla (dimensiones)	X	X	✓	X	X	X	X	X	X	X	X	X	✓	X

✓ Si se realiza X No se realiza

6. RECOMENDACIONES SOBRE INSTALACIÓN, OPERACIÓN Y MANTENIMIENTO DE INTERCAMBIADORES TUBULARES

6.1 Precauciones de Instalación

1. Posición. La posición de instalación recomendada debe mostrarse en el plano general.

No cambie esa posición sin estudiar posibles problemas.

2. Cimentación y soportes. Deben ser amplios y estar diseñados para mantener fijo el equipo. De otra manera se pueden desarrollar deformaciones en la tubería.

La posición debe ser la adecuada para asegurar que el venteo, el drenaje y la conexión con las bridas de la tubería sea la más precisa.

3. Espacio de trabajo. Coloque su equipo con espacios amplios alrededor de ambos extremos para remover los canales o bonetes.
4. Claro. Si el haz de tubos completo se puede remover, deje un espacio para limpieza y/o cambio de tubos, aproximadamente, igual a la longitud de la unidad.
5. Arreglo y tamaños de tubería. Se debe analizar completamente con el uso, para que se realice un diseño adecuado. (El tamaño de la tubería no es necesariamente el tamaño de las boquillas, por ejemplo).

Las boquillas son del tamaño más pequeño y está basado en las velocidades de entrada y salida, propias.

6. Esfuerzos por tubería. Evite los esfuerzos creados por el peso y/o expansión o compresión térmica de la tubería y conexiones.

Si existen dudas, instale juntas de expansión.

7. Mirillas. Instale mirillas en condensadores y calentadores de vapor para indicar cuando los espacios para vapor internos están inundados debido a una falla en la trampa o una obstrucción en la línea de condensados.
8. Válvulas de seguridad o discos de ruptura. Instálelos para proteger a la unidad de cualquier deterioro debido a un exceso de los valores de diseño.

Se recomienda instalarlos en la tubería para reducir, al mínimo, las boquillas en el equipo.

9. Conexiones para drenaje. No conecte el drenaje a un maneral cerrado. Es importante observar el drenaje para conocer cuando abrir y cerrar válvulas.

Si el drenaje tiene que ser instalado en un sistema cerrado, instale una mirilla en la tubería.

10. Conexión para venteo. Debe llevar una válvula y son, generalmente, entubados a la atmósfera.

Cuando se trabaja con mezclas inflamables, es deseable instalar un arrestador de flama al final de la línea de venteo.

11. Aislamiento. Provea el aislamiento adecuado. Los cálculos para dimensionar los intercambiadores de calor, generalmente, consideran la pérdida por radiación despreciable.

6.2 Revisión antes de la operación

1. Antes de operar la unidad revise, cuidadosamente, toda la instalación, teniendo en cuenta las indicaciones de instalación enlistadas en párrafos anteriores.
2. Si se desea cambiar el equipo a una aplicación diferente estudie completamente las posibilidades.

3. Antes de cambiar la posición de instalación que está mostrada en el dibujo general, deben calcularse los esfuerzos que se podrían ocasionar.

6.3 Precauciones de operación

1. No opere la unidad en condiciones de presión o temperatura que exceda las especificadas en la placa de nombre y en la hoja de especificación del equipo.
2. No sopletee las unidades tubulares con aire si el material que, normalmente, se maneja es flamable.
3. No remueva las cabezas o bonetes hasta que se haya relevado toda la presión y los líquidos hayan sido drenados.
4. Evite choques térmicos alimentando un fluido caliente cuando la unidad esté fría o vacía o usando fluidos extremadamente fríos cuando el equipo esté caliente.
5. Cuando tenga paros, asegurarse que la unidad ha sido drenada completamente para evitar corrosión excesiva.
6. Cuando se arranque un calentador de vapor, asegurarse de drenar totalmente el condensado para eliminar el efecto de ariete.

Un golpe de ariete fuerte puede deteriorar los tubos en la junta con el espejo.

7. Elimine las pulsaciones severas causadas por bombas de desplazamiento positivo. Esto también puede aflojar los tubos.
8. Sea, especialmente, cuidadoso de proveer un suministro continuo de agua para aquellas unidades enfriadas por agua. Una falla de agua puede permitir a la unidad alcanzar elevadas temperaturas, que se traducirán en un choque térmico severo cuando se reanude el servicio.
9. Programe un ciclo de limpieza regular. Los tubos sucios reducen la transferencia de calor.

10. Elimine otras causas de transferencia pobre como son: un entubado impropio y/o acumulación de gases incondensables.

6.4 Operación

1. En el arranque, circule únicamente el fluido frío y abra el venteo.
2. Asegúrese que todo el equipo está lleno con el fluido frío y que no ha quedado aire atrapado.
3. Ahora, gradualmente, alimente el fluido caliente para ir calentando la unidad lentamente.
4. En caso de un paro, corte el fluido caliente primero.

6.5 Limpieza

Los depósitos de materiales extraños por el interior o el exterior de los tubos bajarán sensiblemente la transferencia de calor y si es excesivo también incrementará la caída de presión.

Conociendo esto, la limpieza de la unidad deberá ser hecha si los controles y los termómetros muestran una reducción en el rendimiento o si los manómetros indican un incremento en la presión diferencial.

Como el depósito excesivo de materiales hará la limpieza más difícil, establezca un programa para limpieza a intervalos de tiempo establecidos por la experiencia.

6.5.1 Limpieza dentro de los tubos

1. Quite los bonetes (o las cubiertas, si es del tipo de canal).
2. Limpie el interior de los tubos por cualquiera de los métodos siguientes:
 - a) con agua caliente, vapor, soluciones químicas, etc;
 - b) por medio de cilindros de limpieza;

c) con un limpiador de tubos mecánico, teniendo cuidado de no marcar los tubos;

d) con un cepillo de alambre.

6.5.2 Limpieza exterior de espejos estacionarios

Debido a que no se puede remover, el exterior de los tubos debe ser limpiado con una solución química. Un juego de limpieza consistente en un tanque, una bomba y tubería de recirculación es muy recomendable.

6.5.3 Limpieza exterior de haz de tubos removibles

1. Remueva el haz de tubos.
2. Si tiene paso cuadrado, use una barra para remover los depósitos de los tubos.
3. Si tiene un paso triangular muy cerrado, limpie con agua caliente, productos químicos, vapor o toberas de agua.
4. Examine posibles deterioros en los tubos antes de volver a ensamblar.

6.6 Mantenimiento

6.6.1 Precauciones

1. Cuando remueva las cabezas, canales o bonetes, tenga cuidado de no maltratar los empaques. Se volverán a usar si están en buenas condiciones.
2. Cuando reinstale el bonete, la cabeza o el canal, asegúrese que los empaques están colocados en posición.
3. No use herramienta inadecuada para apretar los birlos o tornillos.
4. Para mantener un buen rendimiento y eliminar fugas, sea cuidadoso de no doblar o maltratar los deflectores cuando mueva los tubos.

El diámetro externo de los deflectores y soportes de tubos es sólo, ligeramente, menor que el diámetro interno del envolvente.

5. Elimine el uso de ganchos o herramientas que puedan lastimar los tubos.
6. Nunca soporte todo el peso del haz en tubos individuales.
7. Mueva siempre los haces de tubos sobre apoyos o polines.

6.6.2 Servicio recomendado para el haz de tubos removible

1. Limpieza de la parte exterior de los tubos. (Secc. 6.5.3)
2. Examine los tubos buscando fisuras o daños.
3. Revise la junta tubos – espejo buscando desajustes debido al golpe de ariete o al choque térmico. Esto nunca ocurrirá si el equipo es operado, adecuadamente.
4. Corrija cualquier fuga, rerolando los tubos. Rerole únicamente si es absolutamente necesario, expandiendo los tubos lo menos posible.
5. Reinstale el haz, cuidadosamente, observando todas las precauciones.

6.7 Partes de repuesto y servicio

Cuando ordene partes de repuesto, requiera servicio o información, haga sus consultas al fabricante del equipo mencionando la mayor cantidad de referencias conocidas, (número de orden, dibujo, etc.).

6.8 Recomendaciones sobre el diseño mecánico

1. Ya seleccionado el tipo de equipo, elija lo más apropiado para el trabajo a desarrollar, por ejemplo, las tapas pueden ser planas o abombadas, fijas o removibles, etc. y esto influye en el diseño mecánico.

2. Seleccione los materiales a usar desde el punto de vista corrosivo, mecánico y económico. Es muy conveniente pensar siempre en la combinación de materiales.
3. Calcule los espesores del envolvente y las tapas, siguiendo las fórmulas del Código ASME sección VIII.
4. Al calcular las bridas principales, dé el diámetro mínimo permisible para los birlos y el espacio máximo entre ellos. Dé el diámetro exterior de la brida, mínimo. Estudie el ancho y espesor del empaque para disminuir el espesor de la brida.
5. Si tiene un equipo de espejos fijos, calcule el esfuerzo debido a la expansión termal diferencial, a la temperatura del metal (no la de diseño, ni la de operación). Las siguientes son algunas recomendaciones para calcular las temperaturas del metal, aproximadas.
 - a) Para vapor en la envolvente y aceite, gas o líquidos orgánicos en los tubos, suponga la temperatura del metal en ambos lados igual a la temperatura de saturación del vapor a condensador.
 - b) Para vapor en la envolvente y agua en los tubos, tome la temperatura del metal de la envolvente igual a la temperatura de saturación del vapor y la de los tubos.
 - c) Para agua de enfriamiento en los tubos, a una velocidad de 3 a 6 pies/s:

$$T_e = \text{Temp. Promedio Agua} + (\Delta T)_{\log}$$

$$T_t = \text{Temp. Promedio Agua} + ((U/1000) * (\Delta T)_{\log}$$
 - d) Para las temperaturas del metal al ensamblar, suponga 70 °F. El diseño de la junta de expansión es muy importante por lo delicado, por lo que, se recomienda consultar a los fabricantes siempre.
6. Especifique claramente el procedimiento de soldadura a usar en la fabricación.

6.9 Recomendaciones económicas

1. Elija la longitud de los tubos, máxima permisible.
2. Elija el diámetro de la envolvente, mínimo posible.
3. Trate de usar un equipo que sea "estándar" para un fabricante, seleccionándolo de sus catálogos.
4. Piense bien en el mantenimiento y la operación del equipo al seleccionar el tipo. (Ver recomendaciones)
5. Ponga del lado de los tubos el fluido que requiera el material más costoso.
6. Use "stub-ends" lo más posible, cuando se tengan materiales de construcción caros.
7. No exceda el espesor de los tubos de materiales costosos, ya que es la parte determinante en el precio de un equipo.
8. Estudie varias opciones.

CONCLUSIONES

1. Los intercambiadores de calor de tubo y coraza se utilizan cuando se requieren superficies grandes de transferencia de calor y son los equipos más importantes, desde el punto de vista económico de toda refinería y planta química.
2. Dependiendo de las características de los fluidos, sus propiedades, sus temperaturas y la presión de trabajo, se deberá estudiar el tipo de intercambiador de calor que resulte más económico.
3. El diseño mecánico de intercambiadores de calor de espejos fijos se basa en las ecuaciones establecidas por el Código ASME. Siendo el procedimiento de cálculo el siguiente: se ingresan los datos de diseño y la especificación de los materiales, luego, se calcula el mínimo calibre de tubos, el diámetro mínimo de tornillos, las bridas libres o las bridas integrales, el espaciamiento máximo de tornillos, los espejos y la presión efectiva de diseño del lado del cuerpo y de los tubos.
4. El código TEMA proporciona información para especificar los materiales, a calcular el diámetro mínimo, el número óptimo y el espaciamiento de tornillos.
5. En la práctica, tanto el armado como las pruebas están sujetas casi, en su totalidad, a lo descrito en los Códigos TEMA y ASME Sección VIII Div.1.

6. La prueba de soldadura es probablemente la más importante de todas junto con la inspección de materiales, pues, aquí radica el buen funcionamiento mecánico de la unidad.
7. Por los resultados se observa que la operación de un intercambiador de calor de flujo paralelo requiere más superficie para las mismas temperaturas finales que para una unidad que opera en contraflujo.
8. Se logran coeficientes de transferencia de calor más altos cuando el líquido se mantiene en estado de turbulencia. Para inducir turbulencia fuera de los tubos, es costumbre emplear deflectores que hacen que el líquido fluya a través de la coraza a ángulos rectos con el eje de los tubos. Eso causa considerable turbulencia aun cuando por la coraza fluya una cantidad pequeña de líquido.

RECOMENDACIONES

1. Para superficies grandes de transferencia de calor, utilizar intercambiadores de calor de tubo y coraza.
2. El diseñador deberá tratar de llegar a la "U" más grande posible, para obtener el área más pequeña posible y, como consecuencia, el equipo más económico.
3. Para el diseño mecánico de intercambiadores de calor de espejos fijos, utilizar las ecuaciones establecidas por el Código ASME, ya que éste, ofrece el material necesario para el cálculo de partes sometidas a presión.
4. Para la especificación de los materiales consultar el código TEMA.
5. Basarse en el Código ASME, Sección VIII, Div. 1 para el armado general y las pruebas realizadas.
6. Es imprescindible hacer la prueba de soldadura junto con la de inspección de materiales.
7. Es preferible que opere la unidad en contraflujo, puesto que este tipo de operación dará los requerimientos mínimos de superficie.
8. Emplee deflectores para inducir turbulencia fuera de los tubos, ya que, así, se logran coeficientes de transferencia de calor más altos.

BIBLIOGRAFÍA

1. ASME Boiler and Pressure Vessel Code. ASME. Estados Unidos de Norte América. Norma Internacional. Sección VIII, Div. I, 1988.
2. Avallone, Eugene y Theodore Baumeister III. Manual del Ingeniero Mecánico. 9ª. Edición. México. Editorial Mc Graw Hill. pp. 9.68 – 9.89.
3. Elonka, Steve. Equipos Industriales (Guía para reparación y mantenimiento). México. Editorial Mc Graw Hill. Tomo 1. pp. 5-52.
4. Elonka, Stephen & Joseph Robinson. Operación de plantas Industriales: preguntas y respuestas. México. Editorial Mc Graw Hill. Segunda Edición. Volumen II. pp. 560-564
5. Granet, Irving. Termodinámica. Tercera Edición. México. Editorial Prentice Hall. pp. 645-659.
6. Kern, Donald. Transferencia de Calor. 26 reimpresión. México: Compañía Editorial. pp. 159 – 212, 948, 949.
7. Standards of Tubular Exchangers Manufacturers Association. TEMA. Estados Unidos de Norte América. Norma Internacional. 1968.
8. Timoshenko, S. y Godier. Resistencia de Materiales. Segunda Edición. México. Editorial Iberoamérica. pp. 56-130.

ANEXOS

Tabla I. Coeficientes totales aproximados para cálculos preliminares

Servicio	Coeficiente total (Btu/hr ft ² °F)
De vapor a agua	
Calentador instantáneo	400-600
Calentador de tanque de almacenamiento	175-300
De vapor a aceite	
Combustible pesado	10-30
Combustible ligero	30-60
Destilado de petróleo ligero	50-200
De vapor a soluciones acuosas	100-600
De vapor a gases	5-50
De agua a aire comprimido	10-30
De agua a agua, enfriadores de agua enchaquetados	150-275
De agua a aceite lubricante	20-60
De agua a condensados de vapores de aceite	40-100
De agua a condensados de alcohol	45-120
De agua a condensados de amoniaco	150-250
De agua a solventes orgánicos, alcohol	50-150
De agua a gasolina	60-90
De agua a gas, aceite o destilado	35-60
De compuestos orgánicos ligeros a comp. orgánicos ligeros	40-75
De compuestos orgánicos medios a comp. orgánicos medios	20-60
De compuestos orgánicos pesados a comp. orgánicos pesados	10-40
De compuestos orgánicos pesados a comp. orgánicos ligeros	10-60
De petróleo crudo a gas	30-55

Fuente: Termodinámica de Granet.

Tabla II. Factores típicos de incrustamiento

Tipos de fluido	Resistencia de Incrustamiento (hr °F ft ² /Btu)
Agua de mar por debajo de 125 °F	0.0005
Agua de mar por encima de 125 °F	0.001
Agua de alimentación de caldera tratada por encima de 125 °F	0.001
Petróleo	0.005
Aceite enfriador	0.004
Vapores de alcohol	0.0005
Vapor, sin aceite	0.0005
Aire industrial	0.002
Líquido refrigerante	0.001

Fuente: Termodinámica de Granet.

Tabla III. Datos de tubos para e intercambiadores de calor

Tubo DE, plg	BWG	Espesor de la pared,	Di, plg	Area de flujo por tubo, plg ²	Superficie por pie lin. pies ²		Peso por pie lineal, lb, de acero
					Exterior	Interior	
½	12	0.109	0.282	0.0625	0.1309	0.0748	0.493
	14	0.083	0.334	0.0876		0.0874	0.403
	16	0.065	0.370	0.1076		0.0969	0.329
	18	0.049	0.402	0.127		0.1052	0.258
	20	0.035	0.430	0.145		0.1125	0.190
¾	10	0.134	0.482	0.182	0.1963	0.1263	0.965
	11	0.120	0.510	0.204		0.1335	0.884
	12	0.109	0.532	0.223		0.1393	0.817
	13	0.095	0.560	0.247		1.1466	0.727
	14	0.083	0.584	0.268		0.1529	0.647
	15	0.072	0.606	0.289		0.1587	0.571
	16	0.065	0.620	0.302		0.1623	0.520
	17	0.058	0.634	0.314		0.1660	0.469
	18	0.049	0.652	0.334		0.1707	0.401
1	8	0.165	.670	0.355	0.2618	0.1754	1.61
	9	0.148	0.704	0.389		0.1843	1.47
	10	0.134	0.732	0.421		0.1916	1.36
	11	0.120	0.760	0.455		0.1990	1.23
	12	0.109	0.782	0.479		0.2048	1.14
	13	0.095	0.810	0.515		0.2121	1.00
	14	0.083	0.834	0.546		0.2183	0.890
	15	0.072	0.856	0.576		0.2241	0.781
	16	0.065	0.870	0.594		0.2277	0.710
1 ¼	8	0.165	0.920	0.665	0.3271	0.2409	2.09
	9	0.148	0.954	0.714		0.2498	1.91
	10	0.134	0.982	0.757		0.2572	1.75
	11	0.120	1.01	0.800		0.2644	1.58
	12	0.109	1.03	0.836		0.2701	1.45
	13	0.095	1.06	0.884		0.2775	1.28
	14	0.083	1.08	0.923		0.2839	1.13
	15	0.072	1.11	0.960		0.2896	0.991
	16	0.065	1.12	0.985		0.2932	0.900
1 ½	8	0.165	1.17	1.075	0.3925	0.3063	2.57
	9	0.148	1.20	1.14		0.3152	2.34
	10	0.134	1.23	1.19		0.3225	2.14
	11	0.120	1.26	1.25		0.3299	1.98
	12	0.109	1.28	1.29		0.3356	1.77
	13	0.095	1.31	1.35		0.3430	1.56
	14	0.083	1.33	1.40		0.3492	1.37
	15	0.072	1.36	1.44		0.3555	1.20
	16	0.065	1.37	1.47		0.3587	1.09
	17	0.058	1.38	1.50		0.3623	0.978
18	0.049	1.40	1.54	0.3670	0.831		

Fuente: Procesos de transferencia de calor de Kern.

Tabla IV. Dimensiones de tubería de acero (IPS)

Tamaño nominal del tubo, IPS plg	DE, plg	Cédula No.	DI, plg	Area de flujo por tubo, plg ²	Superficie por pie lineal, pies ² /pie		Peso por pie lineal, lb de acero
					Exterior	Interior	
¼	0.540	40	0.364	0.104	0.141	0.095	0.43
		80	0.302	0.072		0.079	0.54
3/8	0.675	40	0.493	0.192	0.177	0.129	0.57
		80	0.423	0.141		0.111	0.74
½	0.840	40	0.622	0.304	0.220	0.163	0.85
		80	0.546	0.235		0.143	1.09
¾	1.05	40	0.824	0.534	0.275	0.216	1.13
		80	0.742	0.432		0.194	1.48
1	1.32	40	1.049	0.864	0.344	0.274	1.68
		80	0.957	0.718		0.250	2.17
1 ¼	1.66	40	1.380	1.50	0.435	0.362	2.28
		80	1.278	1.28		0.335	3.00
1 ½	1.90	40	1.610	2.04	0.498	0.422	2.72
		80	1.500	1.76		0.393	3.64
2	2.38	40	2.067	3.35	0.622	0.542	3.66
		80	1.939	2.95		0.508	5.03
2 ½	2.88	40	2.469	4.79	0.753	0.647	5.80
		80	2.323	4.23		0.609	7.67
4	4.50	40	4.026	12.7	1.178	1.055	10.8
		80	3.826	11.5		1.002	15.0
6	6.625	40	6.065	28.9	1.734	1.590	19.0
		80	5.761	26.1		1.510	28.6
8	8.625	40	7.981	50.0	2.258	2.090	28.6
		80	7.625	45.7		2.000	43.4
10	10.75	40	10.02	78.8	2.814	2.62	40.5
		60	9.75	74.6		2.55	54.8
12	12.75	30	12.09	115	3.338	3.17	43.8
14	14.0	30	13.25	138	3.665	3.47	54.6
16	16.0	30	15.25	183	4.189	4.00	62.6
18	18.0	20	17.25	234	4.712	4.52	72.7
20	20.0	20	19.25	191	5.236	5.05	78.6

Fuente: Procesos de transferencia de calor de Kern.

Tabla V. Efecto de cada variable en la optimización de un intercambiador de calor

Si Aumenta	Aumentarán	Disminuirá	Y ∴ U
N_r / N_p	α	$G, Re, J_H, h_i, \Delta P$	Disminuye
α'	α, D	$G, Re, J_H, h_i, \Delta P$	Disminuye
N_p	G, Re, J_H, h_i, α	α	Aumenta
D	$\alpha', Re, J_H, h_i, \alpha$	$G, \Delta P$	Aumenta
D_e	Re_e, J_H, h_o	ΔP_e	Aumenta
DI	α_e	$G_e, Re_e, J_{He}, h_o, \Delta P_e$	Disminuye
$P_T (C')$	α_e	$G_e, Re_e, J_{He}, h_o, \Delta P_e$	Disminuye
B	α_e	$G_e, Re_e, J_{He}, h_o, \Delta P_e$	Disminuye