MANUAL PARA EL DISEÑO MECÁNICO DE CAMBIADORES DE CALOR

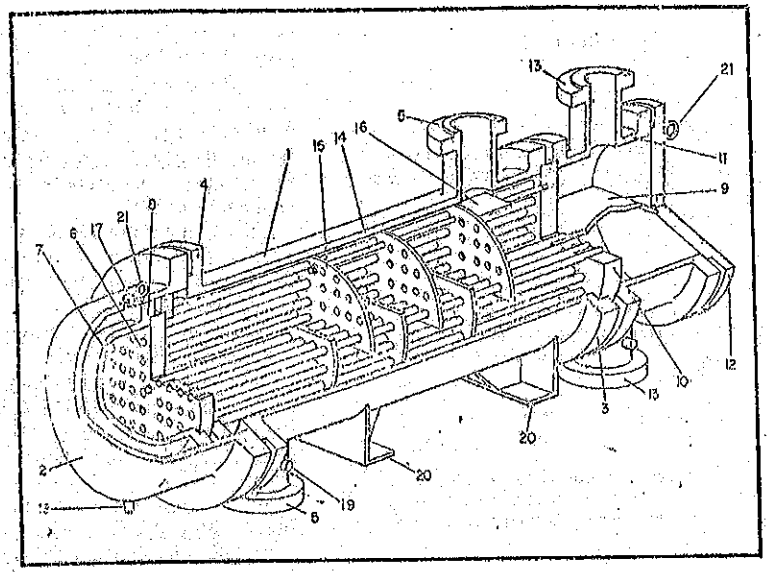


Fig. 1. Cambiador TEMA AES: 1. Envolvente; 2. Cabezal de la envolvente; 3. Brida de unión nº 3 (lado distribuidor); 4. Brida de unión nº 4 (lado cabezal envolvente); 5. Boca de la envolvente; 6. Placa tubular flotante; 7. Cabezal flotante; 8. Brida del cabezal flotante; 9. Tabique de distribuidor; 10. Placa tubular fija; 11. Distribuidor; 12. Tapa del distribuidor; 13. Boca del distribuidor; 14. Tirantes y separadores; 15. Pantallas deflectoras o soportes de tubos; 16. Pantalla de protección; 17. Manguito para purga; 18. Manguito para drenaje; 19. Manguito para instrumento; 20. Cunas soporte; 21. Cáncamo de izado.

ra menos de 20 sq ft (2 m²) ya no son viables los cambiadores de envolvente y tubos. La figura 2, preparada por Ruiz Puoyo (1975), muestra un resumen de cómo efectuar la selección del tipo de cambiador más adecuado.

I.2. TIPOS

Se pueden establecer varias clasificaciones para los cambiadores de envolvente y tubos, según los aspectos considerados. Básicamente se pueden tener en cuenta la *función* del cambiador (punto de vista de proceso) o la *forma* (punto de vista mecánico).

Desde este último enfoque, los cambiadores se pueden clasificar de nuevo desde dos puntos de vista:

A — Clasificación según el lado tubos.

B — Clasificación según el lado envolvente.

Bajo estas agrupaciones existen todavía varios aspectos distintos a considerar, ver Patterson-Kelley (1975), aunque una manera de sistematizar la clasificación es usar los tipos TEMA (N-2.2 y Fig. N-1.2), que utilizan los tres elementos básicos: *extremo estacionario* ("stationary head") donde está la conexión de entrada del fluido que circula por los tubos, *envolvente* ("shell") y *extremo posterior* ("rear end") o cabezal de la envolvente; de todos modos aquí utilizaremos la clasificación en los grupos A y B antes indicados, dando la nomenclatura TEMA correspondiente.

TEMA (N.1.1) también indica una regla para dar las dimensiones nominales de los cambiadores, expresándolas como el diámetro interior redondeado a pulgadas, seguido de la longitud recta total de los tubos expresada también en pulgadas.

Asimismo considera tres tipos de construcción, R, B & C, aunque en nuestra opinión en la mayoría de los casos, la alternativa es usar R o C; al respecto véase Rubin (1962, 1968).

TABLA I

Fluido que circula por el lado tubos	Materiales	Diámetro ext., in	Espesor, BWG		Longitud normal, ft
			Mínimo	Máximo	
1. Agua	Aleaciones de Cu	3/4	16	13	8, 16 10, 20 12, 24
2. P. químicos con c. de e. menor de 0,003 sq ft °F hr/Btu o 0,017 m² °C/W, no corrosivos	Acero C	3/4	14	12	
3. Como 2., corrosivos	Acero C	3/4	(*)		
4. P. químicos con c. de e. mayor de 0,003 sq ft °F hr/Btu o 0,017 m² °C/W, no corrosivos	Acero C	1	14	10	
5. Como 4. corrosivos	Acero C	1	(*)		
6. Como 3., muy corrosivos	Aleaciones	3/4	16	14	
7. Como 5., muy corrosivos	Aleaciones	1	14	10	

(*) Calculado. Ver Estefan (1970) Tabla 4.

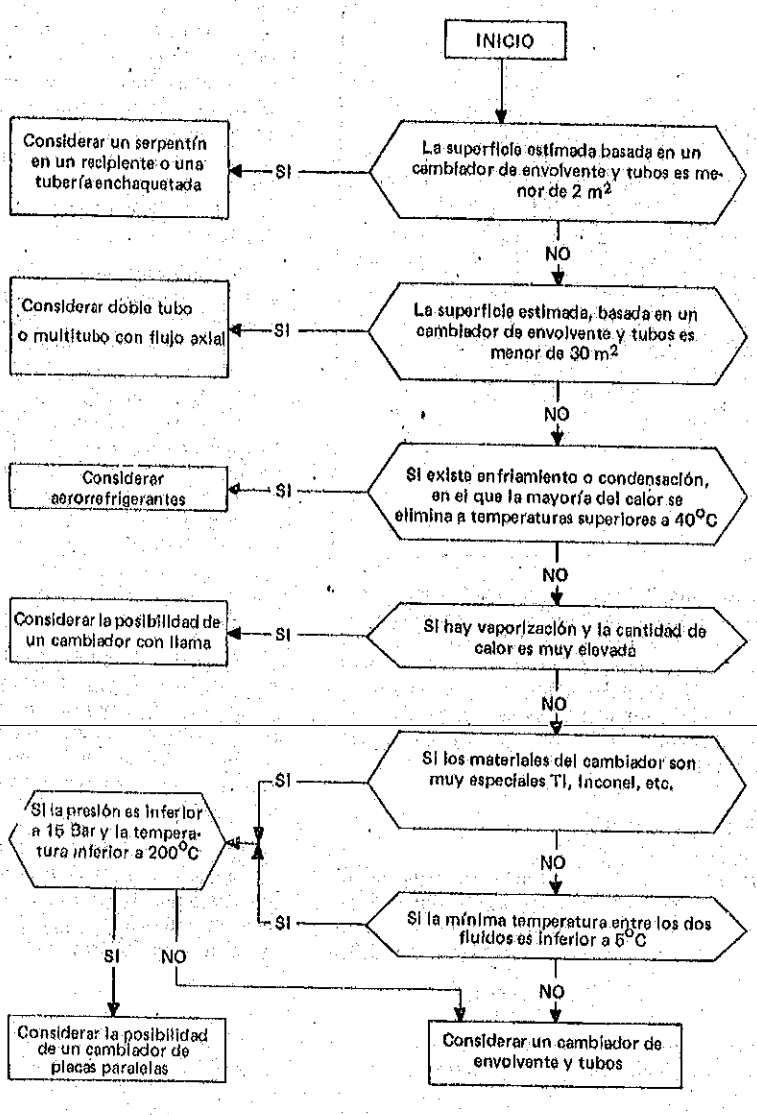


Fig. 2. Gráfico de decisión para la selección preliminar de cambiadores de calor.

A continuación enumeraremos los distintos tipos de cambiadores con sus principales características. Para una discusión detallada al respecto, ver Donahue (1965), Kern R. (1960), Rubin (1968), Sánchez García (1970), Perry (1963, 1973) y Ruiz Pueyo (1975)

I.2.1 Clasificación según el lado tubos:

A) Tipos de extremo posterior.
B) Tipos de extremo estacionario.
C) Tipos de tubos.
D) Tipos de disposición de los tubos.

Tipos de extremo posterior:

a) Cabezal flotante. TEMA P, S, T, W. El más versátil y usado.

b) Tubos en U. TEMA U. El más económico en general, pero sólo utilizable para fluidos limpios (coeficiente de ensuciamiento $\leq 0{,}002$ sq ft °F/Btu o $3{,}5 \times 10^{-4}$ m² °C/W) en los tubos; ideal para gases.

c) Placas tubulares fijas, TEMA M. El más barato si la diferencia de temperaturas entre ambos fluidos no es grande y no se requiere fuelle de expansión. Apto para fluidos limpios (c. de e. $\leq 0{,}002$ sq ft °F/Btu) por el lado envolvente y para tener solape térmico entre ambos fluidos, siempre que ambos fluidos no sean corrosivos.

Aquí cabe observar que los coeficientes de ensuciamiento utilizados, ver TEMA (T.2), adolecen del defecto de que sólo tienen en cuenta los fluidos, sin considerar la naturaleza del material y el estado superficial de los tubos, lo que no es correcto, puesto que para un mismo fluido, los tubos metálicos corrientes tienen mayor coeficiente de ensuciamiento que los revestidos de resinas fenólicas o de titanio, por ejemplo.

En este trabajo usaremos esta clasificación para los cambiadores, por lo demás la más corriente: Densmore (1959), Perry (1963, 1973).

Como tipos básicos de cabezal flotante (C.F.) existen cuatro:

a) C.F. con empaquetadura deslizante ("lantern ring"), TEMA W. La solución menos costosa de este tipo, pero sólo válido para presiones y temperaturas bajas.

b) C.F. con empaquetadura exterior, TEMA P. Poco recomendable.

c) C.F. con anillo partido, TEMA S. El cambiador más versátil para presiones hasta 450 psi (30 bars) y superficies hasta 3.000 sq ft (280 m²).

d) C.F. deslizante, TEMA T. Ventajoso para altas presiones y superficies superiores a 3.000 sq ft (280 m²) y de mantenimiento más sencillo que el C.F. de anillo partido, ahorrando además el cabezal de envolvente. Por contra tiene un "by-pass" del fluído a través del haz, perjudicando la transmisión del calor, pues la diferencia entre el diámetro interior de la envolvente (ID) y el diámetro entre dos tubos extremos del haz (OTL) es de 2 a 2,5 veces la que existe en los cambiadores de C.F. de anillo partido.

Para un solo paso (contracorriente completa) la boca de salida del lado tubos, cruza el fondo del cabezal envolvente. Según el sistema empleado en el diseño de estas bocas, los cambiadores de C.F. pueden ser:

a) Con empaquetadura (no recomendable).
b) Con junta de expansión.

Como tipos de cabezal estacionario (distribuidor) se distinguen:

a) Con tapa, TEMA A. Fácil mantenimiento.
b) Con fondo embutido, TEMA B. El más barato.
c) Combinado con placa tubular fija, TEMA C. Para altas presiones, 900 psi (60 bars) o más.

En cuanto a tipos de tubos, se tienen:

a) Tubos lisos, sin soldadura o soldados (TEMA, Tabla D-7). Los más usuales y baratos.

Los materiales y dimensiones más corrientemente utilizados para estos tubos, se presentan en la Tabla I.

En cuanto a las tolerancias de espesor de pared, existen dos clases: espesor mínimo, + 22, −0% para tubos sin soldadura ó + 18 − 0% para tubos soldados, y espesor promedio, con tolerancias ± 10% y ± 8% para tubo sin soldadura y tubo soldado, respectivamente.

La tendencia actual es usar tubos soldados (Varriot, 1977).

b) Tubos de bayoneta. Para bajas pérdidas de carga y grandes diferencias de temperatura entre los dos fluidos.

c) Tubos de aletas. Para grandes diferencias entre los coeficientes de transmisión superficial de los dos fluidos. Los tubos de aletas pueden ser de tres tipos:

a) De aletas longitudinales o "G fin". Para circulación longitudinal o poco transversal y pequeña pérdida de carga. La relación de áreas exterior-interior es del orden de 13.

b) De aletas transversales o "K fin". Para circulación transversal y los que proporcionan mayor incremento de superficie exterior, alcanzando una relación de áreas exterior-interior de hasta 20.

c) De aletas integrales o "LO fin". De diámetro exterior igual al de los tubos lisos, con una relación de áreas externa-interna del orden de 2,5. Pueden ser interesantes para una relación de coeficientes superficiales de transmisión interior-exterior mayor que tres y coeficientes de ensuciamiento lado envolvente inferiores a 0,03 sq ft hr/Btu ($5{,}26 \times 10^{-4}$ m^2 °C/W).

Para una lista completa de referencias sobre tubos de aletas ver Wierman (1975).

d) Tubos de transmisión mejorada o "EHT tubes". Son distintos de los de superficie extendida o aletas y en estos momentos se comercializan dos tipos:

a) Ranurados transversalmente o tubos en forma de cable ("roped tubes").

b) Ranurados longitudinalmente o tubos en forma de flauta ("fluted tubes"). Para condensadores.

La característica diferencial de estos tubos con los de aletas es que mejoran simultáneamente los coeficientes de transmisión superficial interior y exterior.

Para un estudio general de las ventajas de cada tipo de tubos ver Foxall & Gilber (1976) y para criterios de selección entre tubos lisos y de aletas integrales (LO fin) Carlati (1968).

Por último, respecto a su disposición, los tubos pueden colocarse en, ver TEMA (R, B y C-2, 4):

a) Paso triangular. Da la máxima superficie para una envolvente dada y el mejor coeficiente de transmisión, aunque sólo se puede usar para fluidos limpios (coeficiente de ensuciamiento $\leq 0{,}002$ sq ft °F/Btu) en el lado envolvente, pues no permiten la limpieza mecánica del haz.

b) Paso cuadrado. Da del orden del 15% menos de superficie que el triangular para una envolvente dada, pero se puede limpiar el haz mecánicamente.

Ambas disposiciones se pueden usar con las siguientes posiciones respecto a las pantallas deflectoras de tipo segmental (Fig. 3) y los tabiques del distribuidor.

1) Corte de las pantallas deflectoras y tabiques del distribuidor horizontales o verticales; paso cuadrado o triangular en línea. Da las mayores transferencias de calor y pérdida de carga para el paso triangular y las menores para el cuadrado.

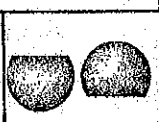
TIPO DE DEFLECTOR			APLICACION
Segmentado simple	Corte horizontal		Sin cambio de fase. Calentamiento y enfriamiento. El fluido va de arriba a abajo y se evita la estratificación.
	Corte vertical		Vaporización. Condensación. Sin cambio de fase con sólidos suspendidos.
Segmentado doble	Corte horizontal		Como el segmentado simple pero para requerimientos de baja pérdida de carga.
	Corte vertical		Como el segmentado simple, pero para requerimientos de baja pérdida de carga.
Disco y anillo			Como alternativa al doble segmentado de corte horizontal. No se emplea frecuentemente, por su elevado coste.
Completo			Vaporización. En otros procesos para dividir el flujo.
Longitudinal			Vaporización. Condensación. Asegura la buena distribución del flujo en doble fase. Dos pasos envolvente.

Fig. 3. Tipos de deflectores.

2) Corte de las pantallas deflectoras o verticales y filas de tubos y tabiques del distribuidor a 45° para paso cuadrado o 30° para paso triangular; paso cuadrado o triangular girado. Permite más tubos para cambiadores de muchos pasos, mejorando la transferencia y pérdida de carga para paso cuadrado, pero emporándola para paso triangular, pudiendo también impedir la colocación de bocas radiales en el distribuidor.

3) Corte de las pantallas deflectoras y tabiques del distribuidor horizontales y verticales y las filas de tubos a 45° (para paso cuadrado): paso diamante. Es el que da la menor superficie para una envolvente dada.

4) Corte de las pantallas deflectoras a 45° (para paso cuadrado) y filas de tubos y tabiques de distribuidor horizontales: disposición desviada. No se

utiliza. Presenta peligro de depósitos.

En general se usan pantallas deflectoras segmentales, que son las que se han considerado para las disposiciones que acabamos de describir. Otros tipos de deflectores y su aplicación se muestran en la figura 3 (Ruiz Pueyo, 1975) y una nueva disposición, muy favorable mecánicamente, la presenta Walco (1977).

Normalmente el paso es igual a 1,25 veces el diámetro exterior (nominal) de tubo, aunque para paso cuadrado se usan tubos de 3/4 in con paso de 1 in, y en hervidores con gran flujo térmico y limitaciones de pérdida de carga, se puede usar tubos de 3/4, con un paso de 1 1/8 in.

I.2.2 Clasificación según el lado envolvente

La diferencia básica entre envolventes consiste en la existencia o no, de espacio para la decantación del arrastre de líquido por los vapores, por lo que hay dos tipos:

A) Cambiadores con haz tubular ocupando toda la sección transversal del cambiador. No se deja espacio libre para el vapor.

B) Cambiadores con haz tubular ocupando sólo una parte de la sección transversal. Se deja espacio para el vapor.

Del primer tipo existen cuatro subtipos básicos:

a) Un solo paso envolvente, TEMA E. Tipo normal.

b) Dos pasos, TEMA F. Para el caso de solapamiento de temperaturas entre los dos fluidos; es más económico que dos envolventes en serie, pero la construcción es delicada y puede dar problemas de funcionamiento. No se recomienda para pérdidas de carga en el lado envolvente mayores de 0,7 bar y temperaturas superiores a 175°C.

c) Circulación dividida, TEMA J. Reduce la pérdida de carga al 13% aproximadamente, de la causada por una envolvente del mismo diámetro y un solo paso.

d) Circulación repartida, TEMA G. Para cambios de fase.

En cuanto al segundo, se pueden considerar tres tipos:

a) Haz tubular en D. Como un haz completo pero suprimiendo algunas de las filas superiores. La solución más económica, pero sólo para pequeños caudales de vapor.

b) Calderín, TEMA K. Coloca el haz excéntrico en la envolvente; es la mejor solución técnica, pero la más cara.

c) Haz en recipiente (tanque, columna, etc.). Económica, pero con peor eficiencia térmica. Para grandes volúmenes (succión de tanques) o tiempos de residencia grandes (hervidores empotrados en torres).

I.3. UTILIZACION DE LOS DISTINTOS TIPOS

A pesar de la multitud de tipos de cambiadores y sus aplicaciones, puede verse en la Tabla II, preparada de acuerdo con Donahue (1955); Robert Kern (1960); Perry (1963), p. 11-5 (1973), p. 11-3; Sánchez García (1970) y la excelente exposición sobre selección de cambiadores de Ruiz Pueyo (1975), que con tres tipos básicos de diseño se pueden cumplimentar prácticamente todas las necesidades de transmisión de calor en los procesos. Estos tres tipos son: C.F. de anillo partido (TEMA A x S), tubos en U (TEMA B x U) y placas fijas (TEMA B x M), de los cuales vamos a comentar el diseño mecánico.

La Tabla III muestra las características típicas de estos tres tipos más el AET, versión más corriente, con 4 pasos de tubos de 3/4", 18 BWG, de 16 ft y clase 150 #.

II. DISEÑO GEOMETRICO

El diseño constructivo de todo recipiente de proceso consta (IPA, 1975) de un diseño de proceso que, a partir de los balances de materia y energía, permite establecer las dimensiones principales del aparato (diámetro mínimo y longitud operativa), complementado por un diseño geométrico que fija todas las dimensiones del aparato en forma adecuada para asegurar la circulación de las fases líquidas por gravedad, la completa separación física entre fases y un tiempo de residencia adecuado (Sigalés, 1975), completándose el diseño con la selección de los materiales y el cálculo mecánico, que fija los espesores del material resistente.

Los cambiadores de calor son los únicos recipientes para industrias de proceso, en los que el orden de magnitud de los espesores del material resistente (virolas, tubos, placas) es igual al de las secciones libres para paso de fluidos, por lo que el diseño geométrico se ha de efectuar simultáneamente con el mecánico (IPA, 1975). Sólo un tipo de cambiador tiene una parte de su dimensionado puramente geométrico o de proceso: el hervidor de calderín (Kettle, TEMA XKX) para el cual la envolvente ha de permtir la decantación de los arrastres de líquido por el vapor, lo que se logra reduciendo la velocidad de circulación de la corriente a través del aparato. Asimismo en este tipo de cambiadores se requiere normalmente un tiempo de residencia ("surge time") de la fase líquida, adicional al de proceso, lo que también afecta al volumen del aparato.

Para lograr estos fines, así como para una buena circulación de los fluidos a través del aparato, las reglas recomendadas para los hervidores de calderín se recogen en la figura 4. Para la separación de fases, se considera una velocidad crítica del vapor (Sigalés, 1975) definida para estos aparatos por la expresión:

$$\text{velocidad crítica, ft/s} = 0{,}16 \left(\frac{\rho_h - \rho_l}{\rho_l}\right)^{0{,}5}$$



Don **Bartomeu Sigalés** se graduó en 1961 en la E.T.S.I., de Barcelona, obteniendo el título de Doctor en el mismo centro, en 1971. Ha tenido una amplia actividad profesional en Petrole Chimie, Petroliber y Esso Petróleos Españoles, en los campos de ingeniería de procesos, diseño mecánico de equipos y planificación financiera. Ha desempeñado también el cargo de Coordinador de Participaciones Químicas en el Banco Industrial de Cataluña.

Es, asimismo, Director Adjunto del Instituto de Petroquímica Aplicada (Universidad Politécnica de Barcelona) y profesor de la ETS de Ing. Industriales de Barcelona (Departamento de Proyectos) y del Centro de Perfeccionamiento del Ingeniero y miembro del A.I.Ch.E. Ha publicado varios trabajos en revistas españolas, inglesas y norteamericanas.

Desde Enero de 1977 es Director de la División Altas Tecnologías de Ingest, S.A. (Barcelona).

TABLA II

Número de pasos lado tubos	Envolvente	Extremo posterior	Tipo TEMA más corriente	Utilizaciones típicas	
Par	Circulación dividida	Cabezal flotante	AJS	Condensador	
	Circulación repartida		AHS	Hervidor	
	Calderín		AKS	Hervidor, Vaporizador (sin vapor de agua) Caldera	
	Dos pasos		AFS	Cambiador Enfriador Calentador (sin vapor de agua)	
Impar (uno)	Un paso		AES	Hervidor vertical Condensador vertical Cambiador	
Par	Un paso haz en D	Tubos en U	BEU	Refrigerador	
	Un paso		BFU	Fluido limpio lado tubos	Cambiador Calentador
	Dos pasos		BKU		Hervidor, Vaporizador
	Calderín		B - U		Hervidor Calentador
	Sin envolvente				
Par	Circulación dividida	Placas Tubulares fijas	BJM	Fluido limpio lado envolvente	Condensador
	Un paso		BEM		Cambiador Enfriador Calentador
Impar (uno)					Hervidor vertical Condensador vertical Cambiador
Par	Un paso haz en D				Refrigerador
	Dos pasos		BFM		Cambiador Enfriador Calentador

donde ρ_h y ρ_l son las densidades de la fase líquida y la fase vapor, respectivamente. Esta velocidad crítica permite determinar un:

$$\text{Area crítica} = \frac{\text{Caudal de vapor}}{\text{Velocidad crítica}}$$

que permite, asimismo, calcular con ayuda de la figura 4 y mediante tanteos, el diámetro de la envolvente con la condición:

Sección de paso por encima del vertedero = 0,125. Area crítica.

Los tanteos se pueden evitar, minimizando, también, el volumen, usando el método propuesto para acumuladores por Sigalés (1975).

Asimismo, con el área crítica, se puede hallar la dimensión de las bocas para vapor, con la condición:

Sección total de las bocas = 0,06. Area crítica.

En cuanto al tiempo de residencia, además de lo indicado en la figura 4, se debe tener en cuenta que si la envolvente se debe prolongar más de 10 ft a partir del vertedero, ya no es practicable, y se ha de recurrir a un hervidor empotrado en la torre.

Además del método IPA (1975) indicado, también Pall & Small (1964) han publicado un método basado en criterios análogos, aunque utilizan ade-

TABLA III.--CARACTERISTICAS DE CAMBIADORES CONSTRUCCION 150 lb. DE CUATRO PASOS, TUBOS DE 16 ft, DE 3/4" DIAMETRO EXTERIOR Y ESPESOR 18 BWG, CON PASO TRIANGULAR DE 15/16"

Tipo TEMA	BEU			AEM			AET			AES		
Diámetro nominal	Longit. total	Peso lb.	Superf. sq ft.	Longit. total	Peso lb.	Superf. sq ft.	Longit. total	Peso lb.	Superf. sq ft.	Longit. total	Peso lb.	Superf. sq ft.
8"	204"	550	50	199"	700	38	206"	800	38	206"	1.450	100
10"	205"	940	113	201"	1.060	88	207"	1.300	100	207"	2.150	176
12"	206"	1.175	226	202"	1.625	188	209"	1.625	182	207"	2.850	295
13"	207"	1.800	326	203"	1.900	289	211"	1 890	238	208"	3.150	368
15"	211"	2.200	414	205"	2.400	376	211"	2.600	364	209"	4.200	514
17"	212"	2.840	565	207"	3.250	527	214"	3.200	502	209"	5.300	684
19"	215"	3.475	740	207"	3.950	702	214"	4.000	666	211"	6.500	897
21"	215"	4.530	928	208"	4.900	878	215"	4.720	872	212"	7.300	1.123
23"	217"	5.350	1.204	210"	5.800	1.129	215"	6.000	1.091	214"	9.100	1.361
25"	217"	6.800	1.443	213"	7.250	1.380				215"	10.800	1.587
27"										218"	11.900	1.838
29"										219"	14.200	2.158
31"										222"	16.000	2.509
33"										223"	18.400	2.882
35"										224"	20.000	3.274

más la tensión superficial σ del líquido, lo que complica la obtención de la información necesaria. La fórmula de Pall & Small (1964) es:

$$\text{Carga máxima de vapor, lb/ft}^3\text{ hr} = 27{,}65 \times 10^4 \left(\frac{\sigma \rho_l^2}{\rho_h - \rho_l}\right)^{0{,}6}$$

donde todas las magnitudes están en el sistema de unidades de ingeniería norteamericano. Con esta carga de vapor, se determina el espacio libre necesario mediante:

$$\text{Volumen libre, ft}^3 = \frac{\text{Carga máxima de vapor lb/ft}^3\text{ hr}}{\text{Caudal de vapor lb/hr}}$$

con lo que el área del segmento de círculo igual a la sección de paso por encima del vertedero será (ver Fig. 4):

Volumen libre/L

En el manual del IPA (1975), se detalla un ejemplo de diseño completo.

REFERENCIAS

- Anónimo. "New TEMA Standards What's New What's Changed" Hydrocarbon Process., September 1968, pp. 227-281.
- Anónimo. "Intercambiadores de haces tubulares modificados para reducir la formación de incrustaciones", BGE-Revista-LYE de Química Industrial, Julio 1969, p. 314.
- American Petroleum Institute, "Heat Exchangers for General Refinery Services" API Standard 600, 2nd. Ed, Washington D.C. 1972.
- Bergoren, J.R. & Sindelar, W.J. "New Approach to Exchanger Train Design" Hydrocarbon Process, October 1968, pp. 138-140.
- Bergman, Donald J. "A new approach to High Temperature Exchanger Problems" Hydrocarbon Process. October 1966, pp. 158-160.
- Bevevino, A. "Tube to tubesheet welding techniques". Chem. Eng. Prog., July 1974, pp. 71-73.

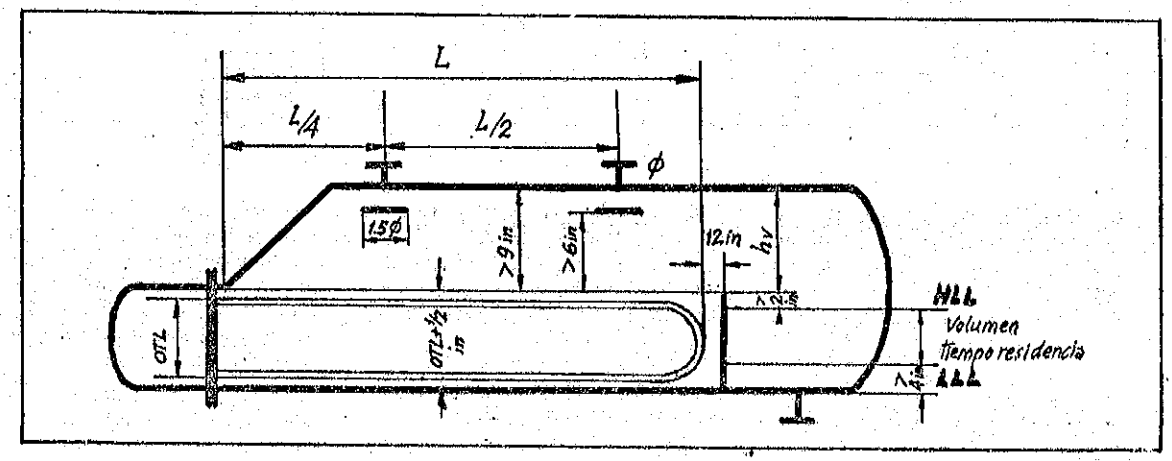


Fig. 4.

cambiadores de calor de envolvente y tubos: su diseño mecánico

parte II

Por Bartomeu SIGALES
del IPA de la Universidad Politécnica de Barcelona

III. DISEÑO MECANICO

La siguiente exposición abarcará el diseño de los cambiadores de envolvente y tubos de acuerdo con la práctica norteamericana, predominante en las industrias petroquímica y energética mundiales. Aunque la utilización del TEMA y el ASME se ve facilitada trabajando en unidades anglosajonas, se puede realizar un diseño final métrico, usando dicha normativa, simultaneando ambos sistemas en la forma mostrada en la marcha de diseño que indicaremos en los apartados III. 3 y III. 4.

Sobre materiales de construcción, ver TEMA Sección 8 (M); sobre éstos y precios, Sieder & Elliot (1960), Pudlock (1977); para tipos de cambiadores y su coste ver Densmore (1959), Makris, (1961), Mills (1964), Guthrie (1969) Chase (1970), Perry (1963, 1973), Fanaritis & Bevevino (1976). Aunque toda esta información es para los Estados Unidos, con algunos puntos reales de otro país, se puede extrapolar para éste, y en cualquier caso, permite estimar valores relativos. En el Perry (1963 Secciones 11 y 24, 1976, Secciones 6 y 11) se encuentra, además un excelente resumen de información útil y referencias.

III. 1 RECOMENDACIONES GENERALES

Antes de empezar el diseño de un cambiador tubular, conviene recordar las reglas siguientes, que garantizarán un buen servicio sin problemas:

a) Situar las bocas de acuerdo con estas directrices:

— Las corrientes que se calientan o vaporizan deben circular en forma ascendente, tanto por el lado envolvente, como el lado tubos.

— Las corrientes que se condensan deben circular en sentido descendente, tanto por el lado envolvente, como el lado tubos.

— Las corrientes que se enfrían pueden circular en el sentido más conveniente para la economía de tuberías y accesorios.

Para dos fases (condensadores, hervidores) ver Greene (1967).

b) Para cambiadores de cabeza flotante de un solo paso en el lado tubos, utilizar juntas de expansión internas, no usar empaquetaduras (de estanqueidad difícil), ni juntas de expansión externas (que pueden ser golpeadas, rompiéndose).

c) Evitar, si es posible, el uso de cambiadores de dos pasos en el lado envolvente. Cuando sea necesario, la pantalla deflectora longitudinal debe ajustarse a la virola con un cierre laberíntico, compuesto de múltiples láminas de acero inoxidable.

d) Para facilitar el desmontaje del haz tubular en los cambiadores de cabeza flotante o tubos en U, colocar tornillos de despegue en las placas tubulares fijas, a fin de romper la superficie de contacto de la junta, entre la brida de la envolvente y la placa tubular.

e) Colocar en las mismas placas tubulares fijas, suficientes agujeros roscados en su cara exterior, para permitir atornillar un mecanismo de tracción a fin de poder sacar el haz tubular de la envolvente para limpieza o para reemplazar. Estos agujeros roscados deben de estar protegidos permanentemente con tapones de material no corroible. Asimismo conviene soldar en la parte inferior de los deflectores y soportes de tubos, dos redondos continuos, para facilitar el deslizamiento del haz al efectuar su extracción.

f) En los haces tubulares de paso en disposición cuadrangular, mantener conductos de limpieza continuos a través del haz.

g) Dimensionar el distribuidor y la tapa de la cabeza flotante de modo que se obtenga una sección de paso aproximadamente un 25 por 100 mayor que la sección de paso de los tubos, pero sin exceder este valor, porque las zonas de baja velocidad son zonas de posible formación de depósitos (fouling) (Guilmour, 1965; Varriot, 1977).

h) No utilizar espárragos menores de 5/8".

i) Dotar a los soportes del extremo flotante del cambiador, con agujeros ovalados, para permitir la dilatación a la temperatura de operación.

j) Permitir una completa purga y drenaje con medios manguitos de 3000 (H.C.) de 1", situados en las aristas exteriores superior e inferior de la virola del distribuidor y en el cabezal de la envolvente.

k) Utilizar los siguientes tipos de bocas:

— De acero forjado con brida integral (de cuello largo soldado, LWN).

— Tubería de acero sin soldadura, de sch. 80 mínimo, con bridas de cuello soldado (WN).

l) Colocar en cada boca de salida un medio manguito de 3000, (H.C.), para conexión de una vaina termométrica y otro para la medida de presión; incluso para unidades que aparentemente no lo necesiten, ya que un intercambiador puede usarse a lo largo de su vida para distintos servicios.

TABLA IV

Diámetro TEMA del cambiador, in.	D.I. del cabezal de la envolvente (TEMA 1952)
8	12
10	13
12	15
13	17
15	19
17	21
19	23
21	25
23	27
25	29
27	31
29	33
31	35
33	37
35	39
37	42
39	44
42	47

m) Para servicios de alta presión y temperatura (que requieren materiales más caros), es recomendable realizar un examen completo por rayos X. La razón es que, además de que la economía de material puede pagar inspecciones costosas, con elementos más delgados se eliminan tensiones térmicas difíciles de prever y controlar; ver el código ASME, Section VIII, División 2 y Varriot (1977).

n) Utilizar pantallas deflectoras de corte vertical para los cambiadores por los que circulen por la envolvente dos fases fluidas (condensadores, evaporadores, calentadores) y pantallas de corte horizontal para los que circule una sola fase por la envolvente (transmisión de calor sensible). Para servicios especiales ver la Fig. 3.

o) Si el espacio lo permite, seguir las reglas de implantación siguientes:

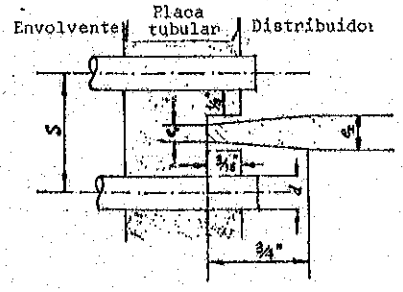


Fig. 5

Método alternativo

ID/OD	C
1,25	0,04120
1,30	0,05576
1,35	0,07032
1,40	0,08488
1,45	0,09944
1,50	0,11400
2	0,24500

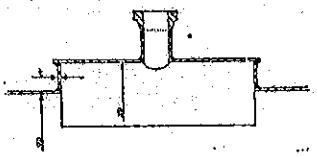
$$t = \frac{ID}{2}\sqrt{\frac{CP}{S}}$$

Método Roark

a/b	β
1,0	0,3048
1,1	0,3486
1,2	0,3834
1,3	0,4122
1,4	0,4356
1,5	0,4542
1,6	0,4680
1,7	0,4794
1,8	0,4872
1,9	0,4932
2	0,4974

$$t = b\sqrt{\frac{\beta P}{S}}$$

Método A



Método B

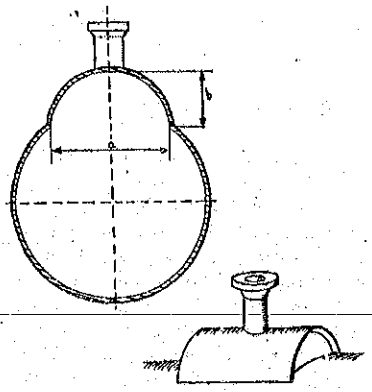


Fig. 6

— Para fluidos limpios y no corrosivos, colocar los cambiadores superpuestos.

— Para fluidos muy sucios o corrosivos, no se deben colocar superpuestos, a fin de facilitar el mantenimiento. Asimismo puede facilitarlo la colocación de cuerpos verticales.

Para análisis de alternativas para instalar cambiadores, ver Robert Kern (1960), (1977), Thomas (1965), Blackburn (1966), Berggren & Sindelar (1968).

p) Considerar las siguientes alternativas:

1. Cabeza flotante o placa tubular fija con o sin inversión de las corrientes.

2. Placa tubular fija o tubos en U, con corrientes invertidas y con paso triangular o cuadrangular.

3. Distribuidor con tapa plana o cabezal integral.

Para más consideraciones, ver Robert Kern (1960), (1977), Thomas (1965), YUBA (1966), Volkin (1967), Guilmour (1967), Rubin (1968), Lord, Minton & Slusser (1970), Varriot (1977).

Diámetro TEMA del cambiador, in	e_2, in	e_1, in	
		△□	◇ 1"
Hasta 20	3/8	1/4	1/4
De 20 a 24	3/8	3/8	5/16
Más de 24	1/2	3/8	5/16

Pag 74

III. 2 INFORMACION NECESARIA

Como hemos dicho, los métodos más usados para el diseño mecánico de cambiadores tubulares están basados en el código ASME Section VIII, Division 1 (ASME 1), suplementadas por las normas TEMA 6a. Ed. (TEMA) y toda la información necesaria para empezar el diseño de acuerdo con ellos, está recogida en la Hoja de Especificación de Datos del TEMA (Fig. G-5-1), aunque también se usan Hojas de Especificación de Datos más completas (ver ejemplo 1). Como normativa norteamericana adicional existe la del American Petroleum Institute, API Standard 660 (1972), pero su importancia es secundaria y no ha afectado prácticamente al diseño ASME-TEMA.

Las característica fundamental de dicho diseño es que, como ya se indicó, está íntimamente relacionado con el diseño geométrico, por lo que la primera condición para un diseño racional es el establecimiento de unas normas y tolerancias. TEMA de parte de esta información, pero, en cualquier caso, el diseñador debe completarla, ver, por ejemplo, Donahue (1966). Respecto a tolerancias y su importancia, ver además de TEMA (Section 2), Rubin (1968), Varriot (1977).

Para el método presentado en este trabajo, la información básica de diseño complementaria de TEMA, está compilada en las Tablas IV y V y en las figuras 5,6,7,8 y 9, agrupadas para mayor comodidad de manejo. Esta sistemática permite la realización completa del diseño mediante un programa de computador en FORTRAN IV (IPA, 1976).

III. 3 METODO DE DISEÑO PARA PRESION INTERIOR

III.3.1 Cambiador de cabezal flotante, tipo AES

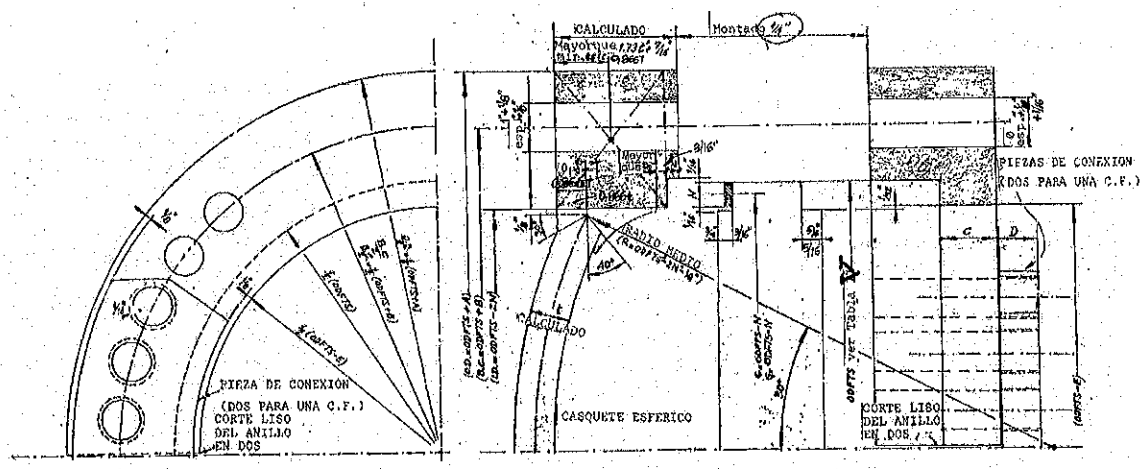
TABLA V

Diámetro TEMA del cambiador, in.	Envolvente (ID-ODFTS), in.	(ODFTS-OTL), in.
De 15 hasta 17	1/8	1-1/8
De 17 hasta 23	3/16	1-1/8
De 25 en adelante	3/8	1-3/8

Partiendo de la información recogida en la Hoja de Especificación de TEMA, los pasos recomendados para el diseño de este tipo de cambiadores son los siguientes:

A) Espesor de las virolas cilíndricas

Se calculan estos espesores para el diámetro corroído, con las fórmulas de ASME 1 (UG27 y UA-1), comparándolos con los espesores mínimos esta-



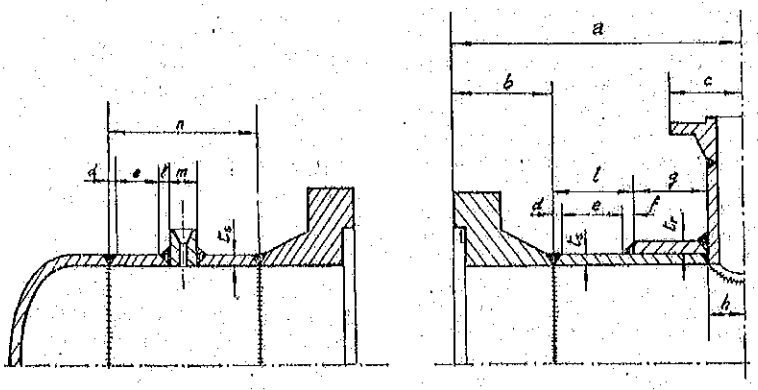
ODFTS = ϕ ext. placa tubular

Espárragos in. / Dimensión, in	3/4	7/8	1	1 1/8
A	2 3/4	3 1/8	3 1/2	3 3/4
B	1 1/8	1 1/4	1 3/8	1 1/2
C	1 1/2	1 5/8	1 3/4	1 7/8
D	3/4	7/8	1	1 1/8

E (mín) = 7/8 para cambiadores TEMA de 25 in.
= 1 1/8 para cambiadores TEMA de 27 in. o más.

ODFTS = ϕ ext. placa tubular

Fig. 7



a igual al mayor valor entre (b + c) o (b + i + g + h)

d igual a $\frac{t_s}{1,73}$

e mayor o igual que el mayor valor entre 1 in o 2 t_s.

g mayor o igual que 1,5 in.

i igual a (d + e + f) o para $t_s = t_r$ y mayor de 0,6 in, $i = 3,6\ t_s$

l igual a t_s.

n igual a 2 (d + e + l) + m o para t_s mayor de 0,5 in, $n = 7,2\ t_s + m$

Fig. 8

Después de la determinación de estos espesores, comprobar si las aberturas para las bocas en la envolvente y en el distribuidor, necesitan refuerzo según ASME 1 (Fig. UA-280). Tener en cuenta que la anchura del anillo de refuerzo tiene que ser como mínimo de 1,5 in, para permitir la soldadura y ha de ser preferentemente del mismo espesor que la virola.

Para estudios de costes se puede tener en cuenta que las chapas con especificación ASTM (ASME y TEMA) tienen en España las limitaciones típicas siguientes (en mm):

A.H.V. (lingote 500 x 500)	ENSIDESA (lingote 1.000 x 1.000)
2.100 x 8.000, espesor hasta 13 (1/2 in)	2.000 x hasta 12.000, cualquier espesor
2.100 x 6.500, espesor hasta 20	
2.100 x 4.500, espesor hasta 30	

blecidos por TEMA (R.B. y C.3. 13) ver Ej. 1. En el caso de usar tubería (cambiadores de diámetro inferior a 24 in) se considera una tolerancia en el espesor del 12,5 por 100.

Los elementos del intercambiador que se dimensionan de esta manera son: la envolvente, el distribuidor y el cabezal de la envolvente.

El diámetro interior del cabezal de la envolvente viene dado en función del diámetro nominal de la envolvente en la Tabla IV.

La tapa del cabezal de la envolvente siempre es parte integral del propio cabezal, debiéndose usar normalmente un fondo elíptico de excentricidad 2:1 ó 1,9:1, aunque a presiones inferiores a 150 psi (10 bar) se pueden usar toriesféricos 80:10. En todos los casos, su espesor se puede calcular por las fórmulas de la ASME 1 (UG32 y UA-4), pero corrientemente se usa el mismo espesor de la virola cilíndrica, por estar dotados los fondos comerciales de borde recto (ver Fig. 12 más adelante).

También en nuestro país, se debe estudiar a fondo el uso de fondos toriesféricos, dado el coste y dificultad de suministro de los fondos elípticos, embutidos en caliente y hoy por hoy, de importación.

Con el diámetro interior de la envolvente y con la ayuda de la Tabla V, se fija el diámetro exterior de la placa tubular de la cabeza flotante (ODFTS) y el límite exterior de los tubos (OTL). Las tolerancias entre el diámetro interior ID de la envolvente y el ODFTS que se muestran en la Tabla V, son muy estrictas y requieren mano de obra de primera calidad. Si se desea se puede añadir 1/8" a estos valores.

ϕ espárragos C.F.	p in.
3/4	3 1/2
7/8	3 7/8
1	4 1/8
1 1/8	4 3/8

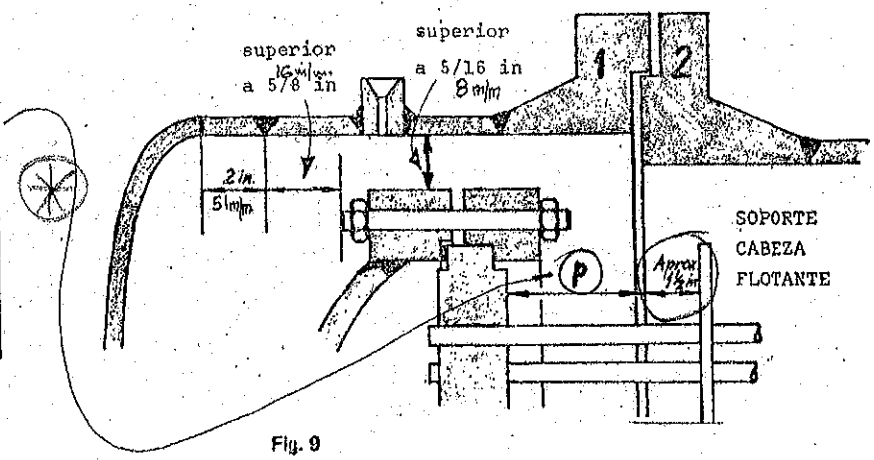


Fig. 9

186 Pag-76

B) Distribución de los tubos

Una vez conocido el QTD, se puede empezar la distribución de los tubos en la placa tubular.

Las disposiciones de pasos de los tubos preferidas, son las que se muestran en la figura 10. Estas disposiciones dan la mejor distribución de corrientes en la envolvente y el mejor contacto con los tubos, aunque no son las que permiten el mayor número de éstos para una envolvente dada. YUBA (1966) da otras alternativas que permiten situar más tubos. Sobre los inconvenientes de las alternativas que maximizan la cantidad de tubos en una envolvente dada, ver Varriot (1977).

Con esta distribución el número máximo de pasos es:

Diámetro Nominal TEMA, in	10	10-20	20-30	30-40	40-50	50-60
Número de pasos	4	6	8	10	13	14

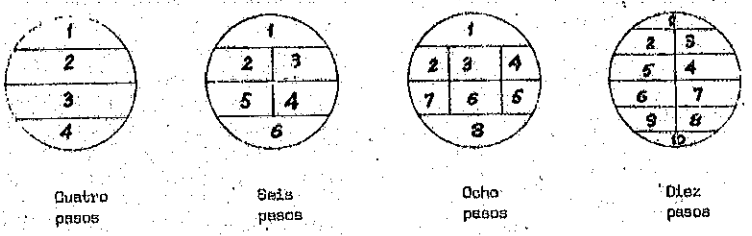


Fig. 10

Entre dos pasos la separación entre centros de tubos S viene dada por la expresión:

$$S = d + e_1 + 3/8 \text{ in}$$

donde d es el diámetro de los tubos y e_1 está indicado en la figura 5.

Primeramente se debe determinar, según la naturaleza del fluido y TEMA (R,B y C-4, 61), si es necesaria una pantalla de protección para el haz tubular. De todas formas, el uso de pantalla de protección es recomendable, aunque no sea obligatorio. Para más consideraciones sobre la entrada y salida del fluido de la envolvente, ver Varriot (1977).

Si se utiliza pantalla de protección, es necesario dar suficiente sección de paso al fluido (TEMA R,B y C-4, 62). La figura 11 muestra las secciones de paso a considerar.

Según TEMA, todas las secciones de paso (A_1, $A_{21} + A_{22}$, $A_{31} + A_{32} + A_{33} + A_{34}$) deben ser mayores o iguales que la sección de paso por la boca; aunque se debe recordar siempre que las zonas de baja velocidad son zonas de sedimentación, (Anónimo 1969; Varriot, 1977), por lo tanto debe intentarse mantener las secciones de paso en serie, prácticamente iguales.

Para el área A_1 la condición de la sección de paso puede simplificarse dando aproximadamente:

$$f \sim \frac{\text{I.D. boca}}{4}$$

Para el área A_2, la altura del segmento puede calcularse fácilmente con la ayuda de una Tabla de áreas, cuerdas y flechas de círculos (Sigalés, 1975 o la D-16 de TEMA). Unos gráficos directos, que incluyen el caso de pantallas protectoras circulares, los da Singh (1974). Las disposiciones usuales de tubos, vg. Donald Kern (1950), pág. 841-842; Perry (1973) pp. 11-13 a 11-16, dan suficiente espacio para el área A_2, con tamaños de boca razonables, en función del diámetro de la envolvente (Ver en la parte III la Fig. 24).

El área A_3 será considerada en el diseño de la disposición del haz tubular.

Conociendo f, h y el espesor de la pantalla protectora (lo usual es tomar un espesor mínimo de 3/16" o bien tres veces el diámetro interior de la boca dividida por 100 y redondeado al 1/16" más cercano), fijar el límite del perímetro de los centros de los tubos (OTCL).

Con este perímetro y el número de tubos por paso:

$$\text{N.}^{\text{o}} \text{ de tubos por paso} = \frac{\text{N.}^{\text{o}} \text{ tubos}}{\text{N.}^{\text{o}} \text{ pasos}}$$

se puede empezar a efectuar la distribución de los tubos.

El primer intento se realiza con el centro de la red de tubos concéntrica con la placa tubular. Para cambiadores

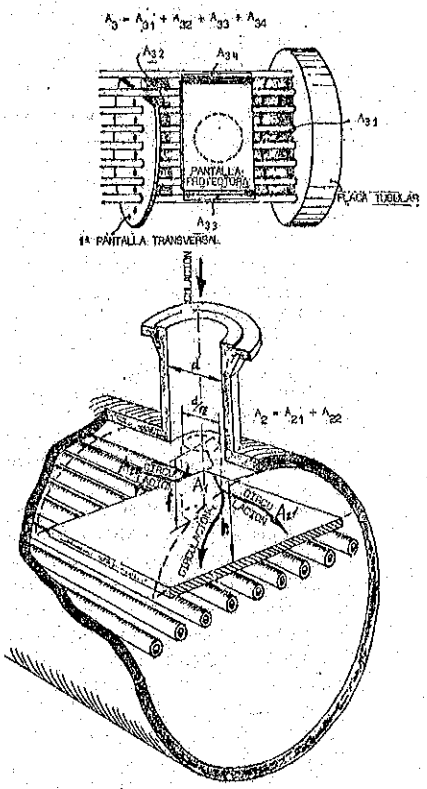


Fig. 11

de muchos pasos, es preferible preparar un boceto preliminar en papel cuadriculado. El número de tubos por paso puede ser distinto, pero debe evitarse que haya una diferencia superior al 5 por 100 entre el paso con más tubos y el que menos.

También es necesario colocar tirantes y separadores para conferir la rigidez necesaria al haz tubular. Para obtener buenos resultados, los tirantes deben cumplir las condiciones siguientes:

a) El número y tamaño: como mínimo, los recomendados por TEMA (R, B y C-4. 71). Intentar utilizar los de mayor diámetro posible.

b) Disposición: La distancia entre tirantes adyacentes no ha de ser superior a 14" y los tirantes situados en las esquinas de las pantallas y el soporte, han de estar a menos de 3" de los bordes.

c) Separadores: para tirantes de 3/8" utilizar como separadores tubo de 3/8", sch. 40 y para tirantes de 1/2", separadores de 1/2", sch. 40.

d) Intentar colocar los tirantes bloqueando en lo posible las secciones que puedan permitir el by-pass de los fluidos (Guilmour, 1965; Lord, Minton & Slusser, 1970).

Si hay sitio para más tubos y tirantes que los requeridos, quitar los tubos en las columnas o filas normales a la circulación del fluido, para evitar el acanalamiento e intentar que todos los tubos transfieran la misma cantidad de calor (Sigalés, 1963, ver también ejemplo). En estos casos también se recomienda el uso de falsos tubos (Guilmour, 1965; Lord, Minton & Slusser 1970) y flejes (Rubin, 1968).

Si no hay suficiente espacio para el número de tubos y tirantes requeridos, desplazar el centro de la malla de tubos a lo largo de los ejes de simetría. Si así tampoco se puede ganar el espacio necesario, intentarlo desplazando la malla en una dirección arbitraria. Esto puede hacerse gráficamente, aunque para los tubos periféricos hay que utilizar un método analítico. Con mallas de paso cuadrado, en muchos casos, se puede intentar obtener una distribución mejor de los tubos con una rotación del haz tubular para repartir el segmento suprimido entre más pasos (ver ejemplo 1). Toda esta labor se puede realizar mediante un programa de computador que sitúa todos los elementos transversales del cambiador, ver Bernabeu, Huertas, Illan, Distrach & Sigalés (1976).

Si después de todo esto no se consigue aún el espacio necesario para el número de tubos requerido, usar una bóveda o domo en la boca de entrada (Fig. 6). El espesor de los fondos planos del domo se puede calcular considerándolos equivalentes a una placa plana con los bordes empotrados, con ayuda del método simplificado de Roark (1962), apartado 9·2, caso 41. En la Fig. 6 se indica, además, otro método alternativo. El espesor de la bóveda cilíndrica se determina según A).

Pag-14

El siguiente paso es determinar la colocación del corte en las pantallas deflectoras. TEMA (Ref. 1 R,B y C-4. 1) expresa el corte en las pantallas deflectoras como la altura del segmento libre para el paso del fluido en porcentaje del diámetro interior de la envolvente, pero algunas correlaciones utilizadas en los diseños térmicos están basadas en la relación entre la sección de paso a través del segmento y la sección de paso total en la envolvente, apareciendo este valor en la Hoja de Especificación del intercambiador. Para encontrar la colocación del corte según TEMA (que da las dimensiones geométricas de la pantalla), se puede utilizar el método de aproximaciones sucesivas que sigue:

a) Calcular la sección de paso total neta para circulación longitudinal

$$\frac{\pi \times I.D.^2}{4} - N.^{o}\ \text{tubos} \times \frac{\pi \times d^2}{4} - N.^{o}\ \text{tirantes} \times \frac{\pi \times d^2_{sep.}}{4} -$$

– Sección transversal de la pantalla de protección.

b) Calcular la parte de esta sección correspondiente al porcentaje de paso que se indica en la Hoja de Especificación del cambiador, llamando a este valor "A".

c) Establecer el corte siguiendo los centros de los tubos, intentando obtener la sección de paso deseada y calcular la sección obtenida "A' ":

$$A' = \text{Area del segmento} - N.^{o}\ \text{de tubos en el segmento} \times \frac{\pi \times d^2}{4} - N.^{o}\ \text{de tirantes en el segmento} \times \frac{\pi \times d^2_{sep.}}{4} - \text{Sección transversal en el segmento de la pantalla de protección.}$$

Para calcular las áreas del segmento, utilizar una Tabla de áreas, cuerda, y flechas de círculos (Sigalés, 1975, o la D-16 de TEMA).

Después de varios intentos, se puede encontrar A A', generalmente $A'_i \leqslant A' \leqslant A'_S$; en rigor, se tendría que calcular la caída de presión en la envolvente con el corte real y comprobar que es aceptable, con la permisible que viene en la Hoja de Especificación del cambiador, pero para diferencias análogas entre $(A - A'_i)$ y $(A'_S - A)$ se suele tomar A'_i.

Volver a colocar ahora los tirantes del modo que el corte de la pantalla deflectora quede a menos de 3 in del tirante más próximo. Los tirantes pueden estar ligeramente por fuera del OTL, pero es preferible que no sea así.

Después, diseñar la forma del soporte de la cabeza flotante que debe de abarcar al menos un 25 por 100 de los tubos.

Finalmente, indicar la posición de dos o tres agujeros roscados, a colocar en la cara exterior de la placa tubular, que permitan sujetar una herramienta para extraer el haz.

Cuando los cortes en las pantallas deflectoras sean verticales (condensadores), tener en cuenta el hecho de que con bocas grandes (sección de paso A_2 grande), y, en consecuencia, segmentos de paso grandes, es posible que se creen "agujeros" en la sección de paso de la envolvente y, por lo tanto, que una cantidad importante de fluido "by pase" el haz (Fig. 12 y ejemplo 1).

Por esta razón, y para evitar demasiada heterogeneidad en la transmisión de calor en los diferentes tubos se recomienda (Guilmour, 1965, Lord & Minton, Slusser 1970), no utilizar pantallas con cortes mayores del 25 por 100. El uso de pantallas con corte horizontal en el caso de transmisión de calor sensible, evita este problema y el de la estratificación y sedimentación. Cuando la diferencia ID-OTL es superior a 1 1/4 in, por ejemplo en cambiadores AET, se pueden colocar pletinas de sellado, chapas longitudinales situadas entre el OTL y la envolvente, soldadas a las pantallas deflectoras. Para más comentarios acerca de "by-pass", eliminación de acanalamientos y diseños racionales de la distribución de los tubos, ver Sigalés (1963), Guilmour (1967), Rubin (1968), Anónimo (1969), Varriot (1977).

OTL = Límite exterior de los tubos.

C) Bridas de unión

Las bridas tienen como misión obtener uniones estancas desmontables. Como debido a las inevitables imperfecciones en los acabados de las superficies de los metales, no es posible en

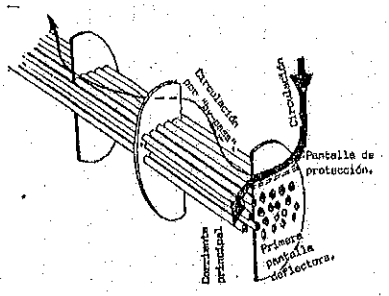


Fig. 12

recipientes sometidos a presión, obtener la estanqueidad mediante el contacto de asiento de dos superficies metálicas, para garantizar la estanqueidad adecuada se debe interponer entre ellas un material plástico que colme las pequeñas irregularidades de aquéllas. Existen dos tipos de bridas:

- Bridas con la junta de interior al círculo de los agujeros para los espárragos, o junta de anillo. Es el más corriente y versátil, en concreto el tipo de cuello (Fig. 13) (ver ASME 1 Apéndice II, parte A).
- Bridas de cara plana con contacto metálico o junta exterior al círculo de los agujeros para los espárragos o bridas con asiento en toda la cara, ver ASME 1 (Apéndice II, parte B) y Perry (1973) p. 6-100. Son más económicas que las anteriores para diámetros superiores a 24 in (600 mm) y presiones inferiores a 1011 psi (7 bar).

El esfuerzo que deben ejercer las superficies metálicas sobre la junta, para conseguir la fluencia de ésta y el sellado de la unión, esfuerzo mantenido por los espárragos de la brida, se conoce como fuerza de fluencia (yield) o de asiento (seating force).

Este esfuerzo se quantifica como una tensión, en psi, que se designa por tensión de asiento y, pudiéndose definir como la mínima tensión de compresión (esfuerzo de aplastamiento) que debe aplicarse a la superficie de la junta para conseguir un asiento correcto de la misma. Esta tensión debe aplicarse aun cuando no exista presión en el interior del recipiente pues, en principio, la tensión de asiento es independiente de la presión en el mismo. Una vez asentada la junta, al aplicar una presión interior al recipiente, el esfuerzo a que están sometidos los fondos de aquél, tiende a la separación de las caras de las bridas, y, en consecuencia, a disminuir la tensión ejercida por éstas sobre la junta. La Fig.13 muestra las fuerzas actuando sobre la junta de tipo anillo, con presión interna en el recipiente.

Se producirán fugas si la diferencia entre el esfuerzo ejercido por los espárragos y producido por la presión sobre los fondos del recipiente, no es suficiente para mantener sobre la junta una cierta tensión de compresión mínima o crítica. La relación entre la tensión sobre la junta y la presión interna del recipiente se denomina factor de junta (gasket factor) m, y en principio es sólo función del material y tipo de construcción de la junta, por lo menos en un intervalo de presiones internas muy amplio, que normalmente cubre las aplicaciones prácticas.

La Tabla UA-49.1 de ASME 1 reproduce de Taylor Forge (1938), las secciones transversales, los valores del factor de junta m y la tensión de asiento y para los tipos de juntas corrientemente utilizados. La misma Tabla de ASME 1, indica los tipos de asiento recomendados para cada clase de junta, de acuerdo con la Tabla UA-49.2 de ASME 1, que muestra además el ancho efectivo b de las juntas para los varios tipos de asiento de las bridas. Una primera estimación de la anchura de la junta N, siendo su diámetro exterior en in y d_i su diámetro interior en in, y expresando la presión P en psi, se obtiene de:

$$\frac{d_o}{d_i} = \left(\frac{y - Pm}{y - P(m+1)}\right)^{0,5}$$

La Tabla VI (Rothman, 1973) recoge una serie de criterios para la selección de materiales y tipos de juntas y las figuras 14 y 15, muestran la información necesaria para efectuar un pedido correcto de juntas y las formas normalizadas de juntas para cambiadores.

Finalmente, respecto a juntas y asientos de bridas diremos que conviene tener presentes las reglas siguientes (YUBA, 1966):

a) Deben usarse siempre juntas de un material más blando que las caras de asiento de las bridas.

b) Para temperaturas relativamente elevadas, tratar de utilizar un material, para la junta, con un coeficiente de dilatación parecido al de las bridas.

c) Es más importante el posible efecto galvánico causado por la distinta naturaleza de los materiales de la brida y la junta, que la posible corrosión del material de la junta, pues ésta se corroe solamente por el borde y es suficiente el mantenimiento rutinario para reponer la junta antes de que pueda causar problemas.

d) Evítense los acabados complejos para las caras de asiento de las bridas, pues durante el montaje pueden dañarse, siendo entonces su eficacia inferior

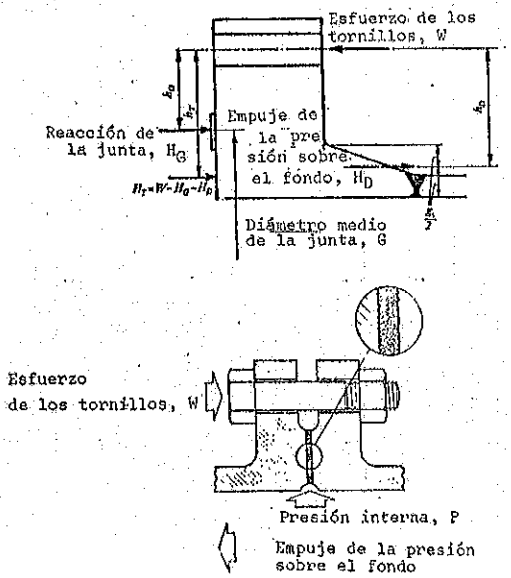


Fig. 13

TABLA VI

P (psi) x T (°F) (máx)	Material básico	Temperatura, °F		Notas	Factor de coste
		Máx.	Mín.		
15.000	Caucho natural (NR)	150	–20	No adecuado para alta presión	1,6
	Neopreno	250	–40	Resistente al sol y la intemperie	1,4
	Caucho nitrilo (NBR)	250	–60		1,5
	Caucho estireno (SBR)	250	–20		0,9
	Silicona	400	–100	Muy resistente al sol y la intemperie	14,3
	Caucho fluorado (FPM)	450	–20	Baja permeabilidad a los gases	40,0
40.000	Fibras vegetales	200	–20	Válido para bridas que requieren un pequeño momento de apriete	0,6
	Tetrafluoretileno sólido virgen (TFE)	400	–300	Fluye al variar la temperatura. No adhesivo	11,8
	TFE impregnado con cerámica, asbesto o grafito	500	–300	Resiste mayor temperatura que el TFE virgen	–
	Envolvente de TFE con tres capas de asbesto	450	–120		10,9
	Envolvente de TFE con acero corrugado entre dos capas de asbesto	450	–60	Válido para asientos irregulares o tubería de vidrio	12,2
250.000	Asbesto blanco comprimido recubierto con SBR o CR	750	–20	Generalmente recomendado	1,0 (BASE)
	Asbesto comprimido con SBR o NBR	750	–20	Válido para ácidos fuertes	3,0
	Grafoil (grafito)	3.000	–400	Excelente para ácidos fuertes a elevada temperatura	43,2
Más de 250.000	Espiral enrollado inox. tipo 304 con relleno TFE	500	–320	Válido para servicios duros, sin contaminación y criogénicos	20,8
	Espiral enrollado Monel con relleno TFE	500	–320	Usado para HF	–
	Espiral enrollado inox. tipo 304 con relleno asbesto blanco	800	–60		9,3
	Espiral enrollado inox. tipo 304 con relleno asbesto azul	1.500	–60		11,2
	Espiral enrollado inox. tipo 304L o 316L con relleno asbesto	1.200	–60	Resiste mejor la corrosión intergranular que el 304 o el 316	–
	Espiral enrollado Monel con relleno Grafoil o cerámica	1.400	–250	Resistente a la mayoría de ácidos y bases no oxidantes	–
	Espiral enrollado Inconel 600 con relleno Grafoil o cerámica	1.900	–250	Sin tendencias a la corrosión con tensiones	–
	Relleno recubierto con metal	Depende del metal		Para cambiadores de calor	–
	Anillo octogonal u oval	Depende del metal		Para hidrocarburos a altas presiones	–

Información necesaria para cumplimentar un pedido:

Diámetro exterior.
Diámetro interior.
Forma según índice de formas normalizadas.
Tipo de construcción (ASME VIII. Div. 1, Tabla UA-49.1).
Espesor.
Materiales (metal o metal y relleno).
Anchura separaciones.
Distancia del eje (℄) de la punta a la línea de centros de los separadores.
Radios.

EJEMPLOS

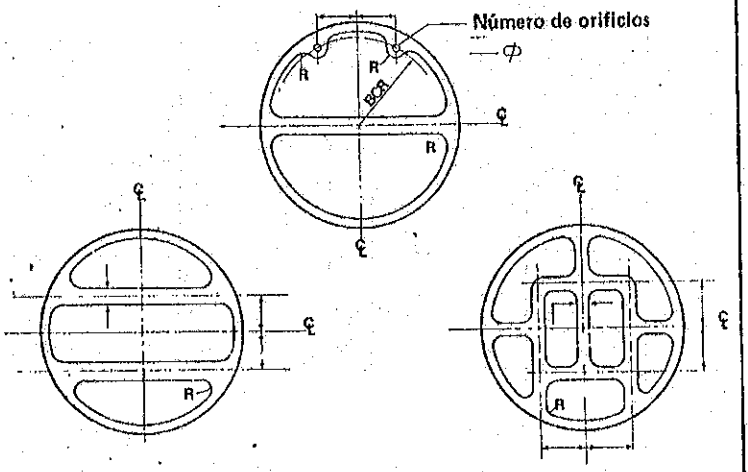


Fig. 14

JUNTAS PARA CAMBIADORES - INDICE DE FORMAS NORMALIZADAS

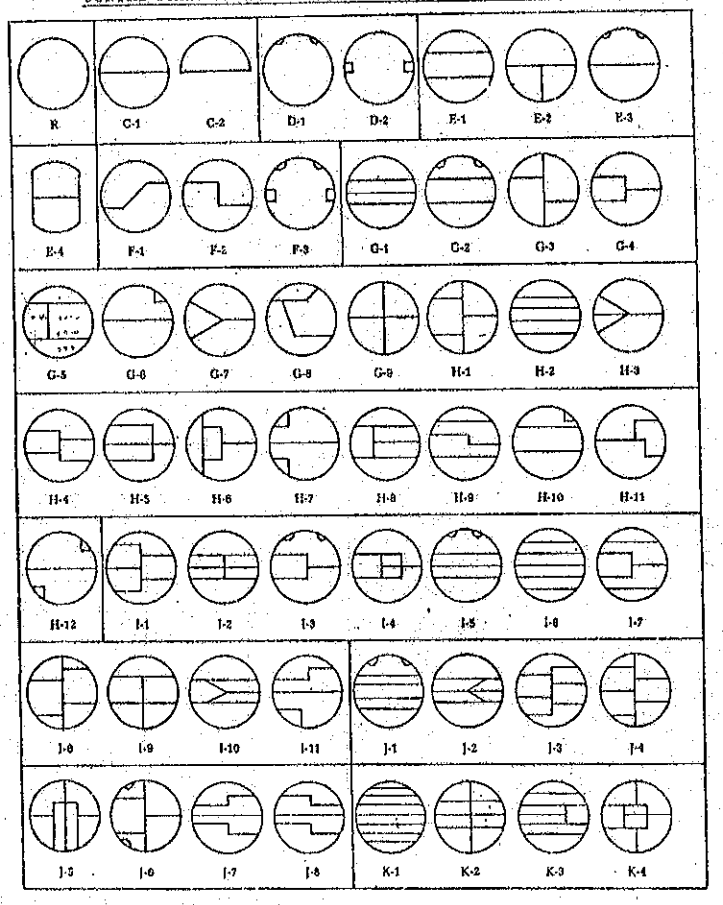


Fig. 15

DISEÑO DE BRIDAS DE CUELLO

CONDICIONES DE DISEÑO

Presión de diseño, P			psi	
Temperatura de trabajo			ºF	
Temperatura ambiente			ºF	
Material de la brida				
Material de los espárragos				
Sobreespesor de corrosión				
Tensión Admisible Espárragos	Temp. Operación	S_b	psi	
	Temp. Ambiente	S_a	psi	
Temperatura admisible brida	Temp. Operación	S_{FO}	psi	
	Temp. Ambiente	S_{FA}	psi	

Todas las dimensiones deben considerarse corroidas

CALCULO DE JUNTAS Y ESPARRAGOS

Detalles junta — ASME: N, b, y, m — Fig. UA. 49.1 / UA. 49.2

Tipo de asiento

$H_y = b\pi Gy$

$H_p = 2b\pi Gmp =$

$H = \frac{G^2\pi P}{4} =$ $\quad H_p+H =$

A_m = el mayor valor de $\frac{H_y}{S_a}$ o $\frac{H_p + H}{S_b}$

$A_B =$

$W = (A_m + A_B)\, S_a =$

$W_{m1} = H_p + H =$

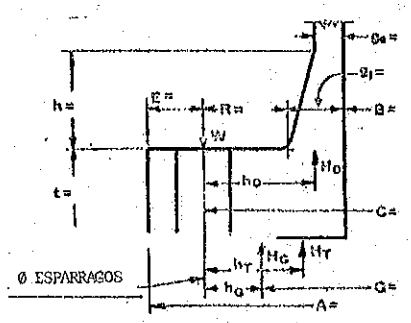
Comprobación anchura de junta $N_{min} = \frac{A_B \times f_a}{2y\pi G} =$

SOLICITACION BRIDA (OPERACION)

$H_D = \frac{\pi}{4} B^2 p =$	$h_D = R + 0.5g_1 =$	$M_D = H_D \times h_D =$
$H_G = W_{m1} - H = H_p =$	$h_G = 0.5\,(C - G) =$	$M_G = H_G \times h_G =$
$H_T = H - H_p =$	$h_T = 0.5\,(R + g1 + h_G) =$	$M_T = H_T \times h_T =$
		$M_o = M_P + M_G + M_T =$
$H_G = W =$	$h_G = 0.5\,(C - G) =$	$M_a = H_G \times h_G =$

M_{max} = el mayor valor de M_o o $M_a \times \frac{S_{FO}}{S_{FA}}$ $\quad M = \frac{M_{max}}{B} =$

Si la separación entre espárragos supera $2d + t$ aplicar el factor. C.F.= $\frac{\text{Separación espárragos}}{2d + t}$ $\quad M = \frac{Ma \times CF}{B} =$



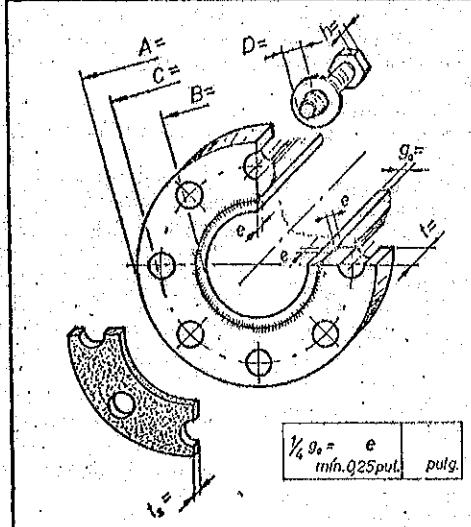
PARAMETROS DE FORMA

K = A/B =		$h_o = \sqrt{Bg_o} =$	
ASME Fig.UA. 51.1	T =	h/h_o =	
	Z =	ASME FIG. UA.51.2	F =
	Y =		V =
	U =	ASME Fig. UA. 51.6	f =
g_1/g_o =		$e = F/h_o$ =	
$d = \frac{U}{V} h_o g_o^2$ =			
t(supuesto)			
$\alpha = te + 1$			
$\beta = \frac{4}{3}te + 1$			
$\gamma = \alpha / T$			
$\delta = t^3/d$			
$\lambda = \gamma + \delta$			

Permisible	CALCULO DE TENSIONES
$1.5\,S_{FO}$	Tensión longitudinal cuello, $S_H = f\,M/\lambda g_1^2$
S_{FO}	Tensión radial brida, $S_R = \beta\,M/\lambda\,t^2$
S_{FO}	Tensión tagencial brida, $S_T = (MY/t^2) - ZS_R$ =
S_{FO}	Mayor de $0.5\,(S_H + S_R)$ o $0.5\,(S_H + S_R)$

Fig. 16

DISEÑO DE BRIDAS CON ASIENTO DE TODA LA CARA



$\frac{1}{4}\, g_0 =$ e mín. 0,25 pul. | pulg.

Material de la brida

Material de la junta

Material de los tornillos

Par de apriete a temperatura ambiente (acero)

$0{,}11\, W_{m_1} D_0 = M$ | pul. × lib. × 1,15 | cm. Kg.

Observaciones

RELACION DE DATOS A INTRODUCIR EN LOS CALCULOS (planteo)

condiciones de diseño			datos de tablas			dimensiones iniciales			dimensiones intermedias	
Presión de diseño P	p.s.i.		S_f		Tensiones máx. admisibles p.s.i.	A		pulgadas	Nº de tornillos propuestos n	
Temperatura de trabajo	°F		S_b		Subsección C normas ASME sección VIII div. 1	B			Diámetro exterior del tornillo D	pulg.
Temperatura ambiente	°F		E_f		Módulo elast. Fig. UF-27 ASME	C			Diámetro del núcleo D_0	pulg.
Sobre-espesor corrosión e_f	pulg.		E_b		sección VIII div. 1	g_0			Anchura de la tuerca h	pulg.
						t_s				

CALCULO DEL ESPESOR DE LA BRIDA

Diámetro medio de junta G		$\frac{\pi}{4} B^2 P =$	H_b	lib.	$\frac{C-B}{2} = h_b$	pulg.	$H_b h_b + H_r h_T = M_p$	pulg. × lib.
$\frac{A+(B+2g_0)}{2} = G$	pulg.						$1{,}78 \sqrt{\frac{M_p}{S_f C}} = t$	ESPESOR
$\frac{\pi}{4} G^2 P =$	H lib.	$H - H_b =$	H_r lib.		$\frac{h_b}{2} = h_T$	pulg.		pulg.

CALCULO DE LA SECCION TOTAL DE ESPARRAGOS

$B + g_0 = B_1$	pulg.	si $h_c < \frac{A-C}{2}$	$0{,}929 \sqrt{\frac{a\, t^3\, l\, r_B S_b B_1}{M_p}} = h_c$	pulg.			Fuerza de espárragos $H + \frac{M_p}{h_c} = W_{m_1}$	lib.
$\frac{A-C}{2 B_1} = a$	pulg.		θ_A	0 rad			$W_{m_1} / S_b = A_m$	pulg.²
$2t + t_s + h = l$	pulg.	si $h_c > \frac{A-C}{2}$	Tomar $\frac{A-C}{2} = h_c$ máx. $= h_c$	pulg.			Sección un esparr. $A_m / n = a_m$	pulg.²
$\frac{E_L}{E_b} = r_E$			$\frac{1}{E_f}\left[\frac{r_E S_b l}{A-C} - 0{,}29 \frac{(A-C) M_p}{B_1\, a\, t^3}\right] = \theta_A$	rad			Diámetro del núcleo $2 \sqrt{\frac{a_m}{\pi}} = D_0$	pulg.

COMPROBACION TENSIONES ADMISIBLES

$\frac{C + B_1}{2 B_1} = \beta$		$\frac{1{,}736}{B_1}\left(2\frac{h_b}{\beta} + \frac{h_c}{a} + \pi B_1 r_B\right) = J_S$		$\frac{6 M_p}{t^2 (\pi C - n D)} = S_R$	$S_R < S_f$
En fig. UA 59.3 ASME Sección VIII División 1 $f(n, D) = r_B$		$J_S - 1{,}730 \frac{h_b}{B_1 n} = J_6$		$\frac{E_f \cdot t\, \theta_B}{B_1} = S_T$	$S_T < S_f$
		$\frac{J_6 h_b}{E_b t^3} + \theta_A = \theta_B$		Si no cumple replantear con t mayor	

Fig. 17

a un acabado plano. Incluso el resalte que a veces conviene poner para encajar adecuadamente las juntas metálicas, se deteriora en el transcurso de las operaciones de mantenimiento rutinario.

e) No debe ahorrarse dinero en las juntas; es el chocolate del loro.

El diseño de las bridas (Taylor Forge, 1938) consiste en fijar a priori las dimensiones de los tres elementos básicos: la junta, los espárragos y la brida propiamente dicha, comprobándose la idoneidad del diseño por aproximaciones sucesivas, hasta obtener un diseño satisfactorio, es decir, obtener en servicio la integridad estructural con el mínimo de fugas.

Para bridas con junta de tipo anillo, la integridad estructural se obtiene en el diseño limitando las tensiones longitudinal en el cuello y radial y tagencial en la corona, calculadas a un límite admisible. La condición adicional de fugas mínimas, se cumple asegurando una presión de contacto positiva en la intercara junta-brida en todas las condiciones de servicio.

Las situaciones que se consideran son pues, dos:

- El apriete inicial antes de presurizar el recipiente, para deformar la junta, a fin de que el asiento sea el adecuado.
- La situación de operación donde la brida debe resistir las tensiones producidas por la presión y los espárragos, asegurar el apriete para que la junta mantenga la estanqueidad y no sea escupida radialmente.

La solicitación mecánica consiste en un momento resultante de (Fig. 13):

- El empuje de la presión sobre los fondos:

$$H_D = \frac{B^2\,\pi}{4} \times P$$

$$\text{con un brazo} = R + \frac{g_1}{2}$$

- La reacción de la junta:

$$H_G = \text{Esfuerzo de los espárragos} - \frac{G^2\,\pi}{4} \times P$$

$$\text{con un brazo} = \frac{C - G}{2}$$

- La fuerza necesaria para mantener el equilibrio elástico:

$$H_T = \text{Esfuerzo de los espárragos} - H_D - H_G$$

$$\text{con un brazo} = \frac{h_D + h_G}{2} + \frac{g_1}{4}$$

La carga de los espárragos se debe determinar para las dos situaciones antes citadas.

El mayor de estos esfuerzos dividido por la tensión admisible (en cada caso) por los espárragos, determinará la sección necesaria de los mismos. El número de espárragos están sometidos además a dos condiciones:

- Una separación mínima, fijada por la posibilidad de utilizar la herramienta para apretar o aflojar las tuercas, que limita el número de espárragos que es posible utilizar para un círculo de agujeros dado (TEMA Tabla D-5).
- Una separación máxima limitada por la máxima flecha permisible entre las caras de las bridas a fin de evitar fugas, distancia que fija el número mínimo de espárragos para un círculo de agujeros dado. Taylor Forge (1938) recomienda el siguiente valor máximo de la separación:

$$2d + \frac{6t}{m + 0{,}5}, \text{ in,}$$

donde el diámetro de los espárragos d y el espesor de la brida t están en in.

Para efectuar el cálculo de la brida con cuello y y junta de tipo anillo, en la figura 16 (Taylor Forge, 1938) se muestra una hoja que sistematiza los cálculos manuales. Además de Taylor Forge (1938 y sucesivas ediciones), Brownell & Young (1959) y Brickwell & Ruiz (1965), analizan y comentan el diseño de bridas.

Para diseño de bridas con asiento de toda la cara, en general se puede despreciar la tensión de asiento y en la figura 17 se muestra una hoja de cálculo de acuerdo con ASME 1 (Apéndice III, Parte B).

En la 3a. edición de TEMA (1952) aparecieron las llamadas Bridas TEMA (ver Ejemplo). En la 4ª Edición de TEMA (1959) y siguientes, estas bridas no están incluidas, pues aún para intervalos normales de presión y temperatura y para materiales no especiales o caros, ya no son económicas, aunque hasta 1960 todavía era práctica usual en los Estados Unidos utilizar esas bridas porque podían obtenerse como de serie normal en muchas casas constructoras que las incluían en sus catálogos (vg. Ladish Co. Catálogo núm. 55).

Como el diseño a mano de una buena brida es un arte, debido a la naturaleza hiperestática del problema, hoy en día las bridas siempre se calculan mediante computador. Para el cálculo y optimización con ayuda del computador ver Korelitz (1962) y Bernabeu, Huertas, Illan, Oistrach & Sigalés (1976).

Respecto a los problemas que pueden aparecer cuando las dos bridas de unión son de materiales distintos y se trabaja a altas temperaturas, ver Borgman (1966).

D) Tapa del distribuidor

La tapa del distribuidor debe calcularse mediante dos fórmulas; una dada en ASME 1 (UG-34 y UA-49) que la dimensiona como una placa plana normal trabajando a flexión y otra dada por TEMA (R.B y C-8, 21) que tiene en cuenta la acanaladura, tomándose el mayor de los dos espesores obtenidos. ✳

Como diámetro exterior de la tapa del distribuidor se usa el mismo que el de la brida de la envolvente, lado distribuidor, calculada en el apartado C) anterior.

E) Placa tubular

El espesor de la placa tubular se calcula según la flexión y la cizalladura mediante TEMA (R.B y C-7). Se suele tomar el mismo espesor para la placa tubular flotante que para la placa tubular fija, a pesar del diámetro menor de esta última. El espesor mínimo en función del diámetro de los tubos lo fija TEMA (R. B y C-7. 121). ✳

Para calcular el espesor según cizalladura, según TEMA (R.B y C-7.123) es admisible tomar $D_1 \simeq OTS - d$, lo cual es una aproximación conservadora. La Fig. R.B y C-7.123 de TEMA precisa el cálculo exacto, que requiere disponer de la distribución de los tubos en la placa (etapa B).

En el ejemplo se muestra una Hoja de Cálculo común a los tipos principales de cambiadores: de cabeza flotante, de tubos en U y de placa tubular fija, para estos últimos según la 3a. edición de TEMA (1952).

La aplicación de esta hoja de cálculo para los otros tipos de cambiadores se comentará en los apartados correspondientes a los mismos.

F) Cabezal flotante

Se debe dimensionar a continuación el cabezal flotante según una norma geométrica apropiada y ASME 1. En general, se efectúa el diseño de la cabeza flotante de corona partida con tapa esférica soldada, siguiendo el método simplificado de ASME 1 (UA-6). ✳

Unas dimensiones normalizadas típicas para este tipo de cabeza flotante y de sus partes adyacentes se muestra en la figura 7.

La secuencia de diseño es fijar primeramente las dimensiones geométricas siguiendo la figura 7 y después calcular el espesor de la brida y de la tapa. Las dimensiones obtenidas mediante la figura 7 para la corona partida, son más conservadoras que las obtenidas mediante cálculos según ASME 1 (UA-53).

Obviamente la corona del cabezal flotante ha de calcularse siempre para presión interna y la tapa para presión externa. Puede no seguirse exactamente el método de ASME 1 (UG-33), realizando el cálculo con una presión interna igual a la presión de diseño lado carcasa dividida por 0.6 (Donahue, 1956; ASME 1, UG-33), cálculo que para la configuración del cabezal flotante de la figura 7 es conservador.

Una cuestión interesante es que debido a que la brida de la cabeza flotante es una brida interna, a veces se suele tomar como carga de apriete el valor más conservador o sea:

$$Wat = Ab \times Sat.$$

pero realmente ASME 1 admite (Donahue, 1956):

$$Wat = Ab \times Sat.$$

pero realmente ASME 1 admite: (Donahue, 1956)

$$Wat = \frac{Am + Ab}{2} \times Sat.$$

En el ejemplo se ve que esta práctica usual da una diferencia notable en los espesores, por lo que como carece realmente de justificación, aconsejamos seguir estrictamente el criterio de ASME 1.

G) Presión de ensayo

Calcular la presión de ensayo según TEMA (R, B y C-1.3) y ASME 1 (UG-101). Normalmente calculando para cada valor de la presión de diseño (lados envolvente y lados tubos):

$$P_{test.} = 1{,}5 \times P \times \frac{Samb}{Soper}$$

Hay que comprobar si las placas tubulares pueden resultar dañadas en el ensayo. En ese caso se ha de escoger como presión de ensayo del lado de mayor presión (envolvente o tubo), la presión de ensayo calculada para la placa tubular. Las precauciones a tomar en el ensayo para no alterar la estanqueidad posterior del aparato, las comenta Briscoe (1976).

También hay que tomar precauciones con los aceros inoxidables austeníticos, debido a su bajo límite elástico (Sieder & Elliot, 1960).

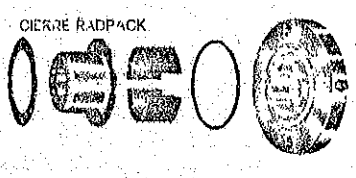
H) Altura de la boca.

El mejor método para calcular la altura de la boca es dibujar, siguiendo las reglas de la figura 8 las bocas a escala con todos los detalles (soldaduras, refuerzos, mangultos de conexión, etc.) y tomar la mínima distancia posible al eje del intercambiador, redondeando el número a la pulgada. Para todas las bocas situadas en el mismo lado tomar idéntica altura.

Si existieran bocas con codos, tómese la altura correspondiente al codo de radio más largo.

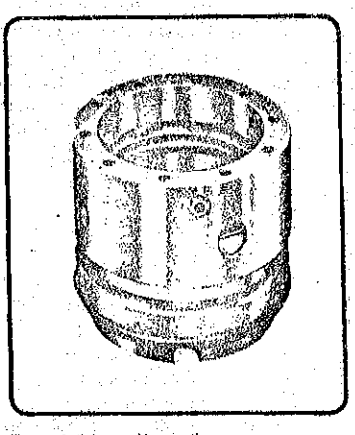
CIERRES MECANICOS

flexibox



LA SOLUCION
ENTRE LA EMPAQUETADURA
Y EL CIERRE MECANICO

LIMITES DE OPERACION
* PRESION: VACIO A 7,0 BAR (100 psi)
* TEMPERATURA: 20° C A 130° C
* VELOCIDAD: 3.600 rpm.



SERIE UNIFLEX
CIERRES MECANICOS
NORMALIZADOS
SEGUN VDMA

LIMITES DE OPERACION
* PRESION: VACIO A 150 psig. (10 Kg./cm² gge)
* TEMPERATURA: — 50° C A 400° C
* VALORES PV: HASTA 250.000 psi × fpm. (89 Kg./cm² × mps.)
* PRESION ESTATICA DE PRUEBA: 500 psig. (35 Kg./cm² gge)

Para más información escriba o llame hoy mismo a:

flexibox DE ESPAÑA, S.A.

FLEXIBOX INTERNATIONAL organisation

Calle de la Cañada, s/n.
(Semi-Esquina a Hilados)
Torrejón de Ardoz (Madrid)
Teléfonos: 675 76 54 - 675 76 58
Télex: 42.337 Efle-E

CATALUÑA
c/ Méndez Núñez, 1
Oficina-3
Telf. 20 20 82
TARRAGONA

DONDE HAY UN PROBLEMA DE FUGAS POR LOS EJES DE LAS BOMBAS HAY UNA SOLUCION FLEXIBOX

cambiadores de calor de envolvente y tubos: su diseño mecánico

Parte III

Por Bartomeu SIGALES
del IPA, de la Universidad Politécnica de Barcelona

l) Disposición del haz tubular y situación de las bocas en la envolvente

Preparar un croquis como se indica en el Ejemplo 1, de acuerdo con las siguientes reglas:

a) Determinar con la ayuda de TEMA (R, B y C-4.4) el espesor mínimo de las pantallas y los soportes de los tubos y del de la cabeza flotante. Para verificar si se necesitan soportes para los tubos ver TEMA (R, B y C-4.52, 4.53), aunque el TEMA todavía tiene en estudio el problema y no ha publicado reglas de diseño. El peligro de vibraciones puede ser especialmente importante para intercambiadores gas-gas (Davis, 1969) y se considera que los tubos pueden dañarse de dos maneras (Thorngren, 1970; Schwarz, 1976; Varriot, 1977). Figura 18:

- Por el choque del tubo con los bordes de las pantallas, debido al juego de los orificios con el tubo, que puede producir rotura por fatiga.
- Por la flecha de los tubos al flexionar debido a la vibración, si alcanza un valor tal que los tubos contiguos choquen, produciendo la rotura por abrasión y desgaste.

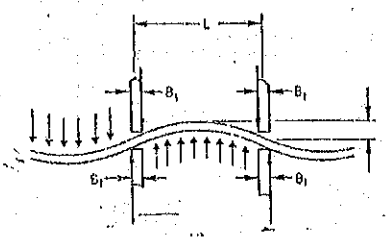


Fig. 18.

Para el efecto de fatiga en la zona guiada por la pantalla, una comprobación de que el diseño es satisfactorio es (Thorngren, 1970):

$$\frac{d_o \rho V^2 L^2}{25{,}29\, F_B\, S_m\, (d_o^2 - d_i^2)} B_t < 1$$

donde:

F_B = 1 para un juego tubo-orificio pantalla de 1/32 in.
= 1,25 para un juego tubo-orificio pantalla de 1/64 in.

S_m = tensión admisible a fatiga para 10^6 ciclos que puede obtenerse de las Figs. 5.110, 1, 2 y 3 de ASME Sec. VIII, División 2.

d_o = diámetro exterior de los tubos, in.

d_i = diámetro interior de los tubos, in.

V = la mayor de las velocidades del fluido en el lado envolvente (entre pantallas o a través del corte de las mismas), pies/s.

ρ = densidad del fluido del lado envolvente, lb/pie^3.

Para el efecto de choque entre tubos contiguos, la comprobación de un diseño satisfactorio es (Thorngren, 1970):

$$\frac{d_o \rho V^2 L^4}{40{,}46\, F_B{}^4\, (d_o^4 - d_i^4)\, JE} < 1$$

donde J es la distancia entre los tubos en el plano de la vibración y E el módulo de elasticidad (TEMA, Tabla D-10).

Aúnque el anterior es el método que recomendamos, existen otros métodos de determinar la máxima longitud no soportada, como el mostrado en la figura 19 (Lord, Minton & Slusser, 1970).

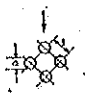
También puede efectuarse el cálculo como sugiere Schwarz (1976) y muestra Puga Prieto (1978) determinando la frecuencia natural de vibración de los tubos con el ábaco de Ganapthy (1977), por ejemplo.

b) Colocar la boca de entrada de la carcasa y la pantalla de protección de modo que se obtenga el área de paso adecuada A_{32} (Fig. 11) $\simeq A_2$. Colocar luego la primera pantalla transversal (la más cercana a la placa tubular posterior), intentando obtener una distancia entre ella y la placa tubular igual a la separación requerida, según la Hoja de Especificación, entre pantallas. Si esta pantalla está muy cerca de la pantalla de protección ($A_{32} \simeq 0$) A_{31} ha de ser superior o igual a $A_2 \simeq A_{21}$.

c) Colocar como primer intento el soporte de la cabeza flotante según la figura 9 (que da la distancia en función del diámetro de los espárragos de la tapa de la cabeza flotante).

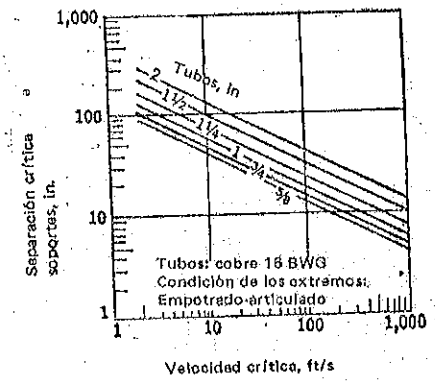
d) Dividir la distancia entre la primera pantalla y el soporte de la cabeza flotante en un número entero de partes iguales de longitud lo más parecida posible al espaciado requerido entre pantallas. Para obtener esto, desplazar la primera pantalla y también, si es necesario, ligeramente el soporte de la cabeza flotante (ver Ejemplo 1). Así la disposición preliminar del haz tubular quedará terminada. En el apartado siguiente (el plano de trabajo) habrá que volver a examinar esta disposición, por lo que en rigor más vale determinar primero la situación de la boca y después poner la primera pantalla. Para las tolerancias de las pantallas y soportes y para fijar sus diámetros, ver TEMA (R, B y C-4.3).

FACTORES DE CORRECCION

Disposición y separación tubos				
Separación tubos	Paso			
	Circulación 	Circulación 	Circulación 	Circulación 
	Triangular	Cuadrado	Cuadrado girado (45°)	Triangular girado
Corrección por velocidad, conocida la separación				
1,25	1,000	0,486	0,375	0,295
1,3	0,985	0,496	0,375	0,305
1,4	0,940	0,590	0,375	0,315
1,5	0,905	0,690	0,375	0,325
Corrección por separación, conocida la velocidad				
1,25	1,000	0,696	0,612	0,543
1,3	0,992	0,704	0,612	0,552
1,4	0,970	0,768	0,612	0,561
1,5	0,951	0,831	0,612	0,570

Corrección por material		
Material	Corrección por velocidad, conocida la separación	Corrección por separación, conocida la velocidad
Admiralty	1,023	1,011
Aluminio	1,469	1,212
Bronce de aluminio	1,125	1,061
Cobre	1,000	1,000
Cupro-nickel	1,087	1,043
Inconel	1,453	1,206
Monel	1,281	1,132
Nickel	1,376	1,172
Acero inoxidable (austenítico)	1,399	1,183
Acero inoxidable (ferrítico)	1,450	1,204
Acero (carbono)	1,438	1,199

Condiciones del extremo del tubo	Corrección por velocidad, conocida la separación	Corrección por separación, conocida la velocidad
Empotrado-articulado	1,000	1,000
Empotrado-empotrado	1,453	1,205
Articulado-articulado	0,641	0,801
En voladizo	0,230	0,480

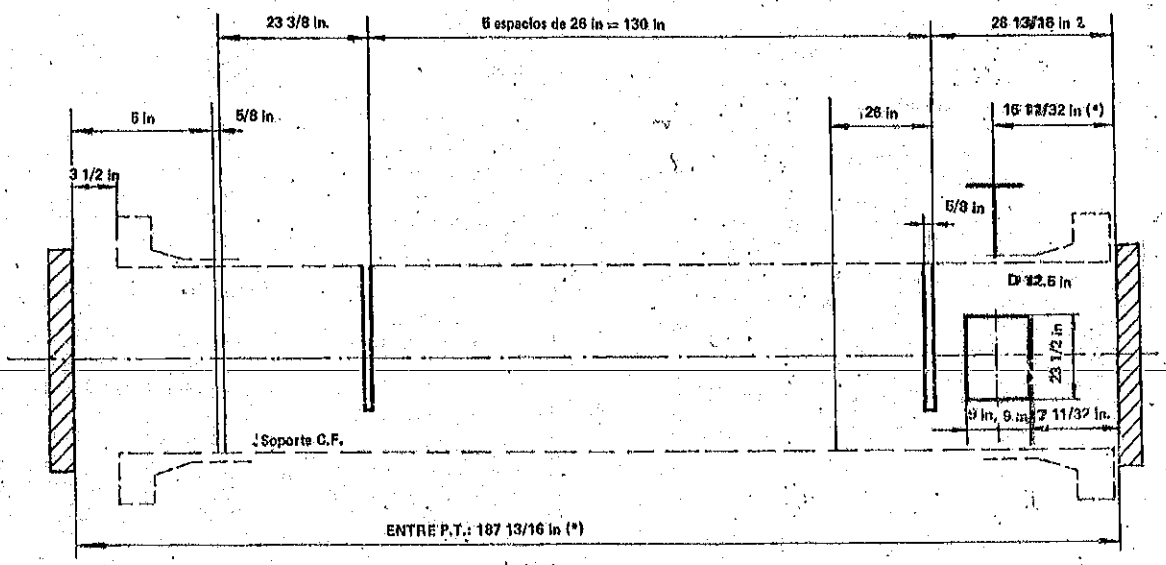


Espesor de la pared del tubo					
O.D. del tubo	18 BWG.	16 BWG.	14 BWG.	12 BWG.	10 BWG.
Corrección por velocidad, conocida la separación					
3/8"	1,025	1,000	0,973	0,935	0,903
3/4"	1,021	1,000	0,977	0,945	0,916
1"	1,016	1,000	0,982	0,958	0,935
1 1/4"	1,013	1,000	0,986	0,966	0,947
1 1/2"	1,011	1,000	0,988	0,971	0,956
2"	1,008	1,000	0,991	0,978	0,966
Corrección por separación conocida la velocidad					
3/8"	1,012	1,000	0,986	0,967	0,960
3/4"	1,010	1,000	0,988	0,972	0,957
1"	1,008	1,000	0,991	0,979	0,967
1 1/4"	1,006	1,000	0,993	0,983	0,973
1 1/2"	1,005	1,000	0,994	0,985	0,978
2"	1,004	1,000	0,995	0,989	0,983

Fig. 19.

UNIDAD: DESTILACION	TIPO: AES	CALC.: BS 29/2/64	HOJA: 14 DE: 17
	DIMENS.: 42-192	COMPROB.:	TAREA: Ejemplo 1
ITEM: E-1 CONDENSADOR DE CABEZA	TEMA: R	APROB.:	

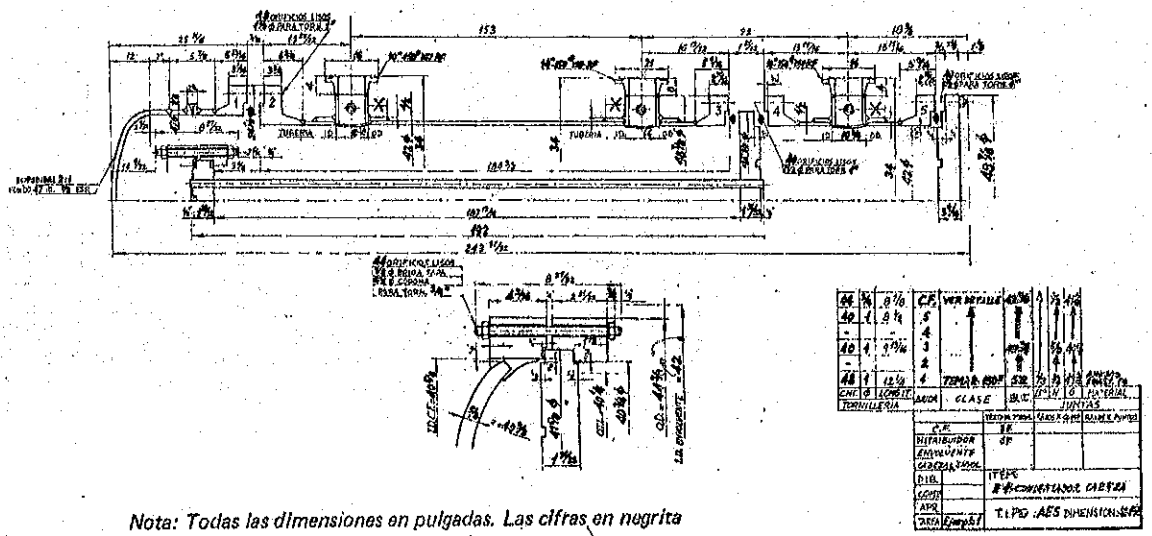
PARTE: HAZ TUBULAR (2)



P.T = Placas tubulares

(*) Del dibujo de diseño

HOJA: 15 DE: 17



Nota: Todas las dimensiones en pulgadas. Las cifras en negrita proceden de las hojas de cálculo anteriores.

J) Plano de trabajo

Se dispone ahora de todos los elementos para completar el dimensionado del cambiador, es decir, para preparar el plano de trabajo, base de los planos detallados de ingeniería y de compras.

La secuencia recomendada para hacer el plano de trabajo es la siguiente (ver ejemplo):

1.º) Dimensionar la cabeza flotante según el apartado F y la Tabla V.

2.º) Introducir en el plano todos los espesores y dimensiones obtenidos en las etapas de diseño anteriores y todas las características que vienen en la Hoja de Especificación del intercambiador (en el ejemplo estas dimensiones y características están marcadas en negrita). Si se desea dimensionar el cambiador en sistema métrico, conviene efectuar los cálculos en sistema anglosajón (ASME, TEMA) hasta esta etapa, convirtiendo en este punto las dimensiones y espesores ya obtenidos de in a mm y prosiguiendo con la utilización del sistema métrico. Para emplear las Tablas IV, V y las Figuras 5, 6, 7, 8 y 9 se pueden usar las conversiones siguientes:

in.	mm	in.	mm
1/64	0,4		
1/16	1,5	1	25
1/8	3	1 3/8	35
5/32	4	1 3/4	45
3/16	5	1 7/8	48
1/4	6	1 15/16	49
5/16	8	2 1/8	54
7/16	11	2 1/8	54
1/2	13		
5/8	16	2 3/4	70
3/4	19	4	100
		6	150

En ningún caso se debe convertir el plano de trabajo ya completado de un sistema de unidades a otro.

3.º) Completar las dimensiones que faltan de acuerdo con las reglas siguientes:

a) La distancia entre bocas ha de ser un número entero de pulgadas (o de cm).

b) Dimensionar el distribuidor y situar la boca adyacente al mismo, siguiendo las reglas indicadas en la figura 8. Recordar que la situación de la boca en la envolvente es también función de la disposición de las pantallas transversales del haz tubular y que, por lo tanto, durante este paso habrá que tener en cuenta el apartado I) y eventualmente efectuar un reajuste para conseguir una disposición satisfactoria.

c) Dimensionar el cabezal de la envolvente según las reglas dadas en las figuras 8 y 9. Pag-76

4.º) Comprobar si las secciones de paso entre los pasos en el distribuidor y la cabeza flotante son del orden de 1,25 veces mayores que la sección de paso del fluido a través de los tubos, pero no mayores. *

K) Lista de materiales

Aunque la construcción de un cambiador se ha de encargar a una casa con experiencia, es preferible que el diseñador del cambiador se prepare la Lista de Materiales, pues ésta es la mejor manera de evitar errores y malos entendidos y de acortar al máximo el plazo de entrega. Por estas razones, la Lista de Materiales es quizás, la etapa de diseño más importante para culminar el trabajo con éxito y su preparación ha de empezar inmediatamente después de que se obtenga el plano de trabajo, para iniciar los pedidos de los materiales tan pronto como sea posible.

Una hoja de pedido típica de juntas puede verse en la figura 14, y una lista de materiales representativa, se muestra en el Ejemplo.

Sobre la filosofía de la compra y de la gestión global del diseño y construcción mecánicos, ver la sección "Managerial Factors in Handling Code Work", de Chuse (1960), Rubin, Homer, Eager, Davidson & Hass (1974) y Strickland (1974).

L) Pesos

Para obtener órdenes de magnitud del peso de cambiadores completos, se pueden usar la Tabla III, ya comentada, y la Tabla VII, que da los pesos de los cambiadores TEMA de construcción global 150 # y 300 #, con tubos de 20 ft de longitud.

Con el auxilio de la Lista de Materiales es muy fácil calcular los pesos exactos. Como ayuda para este cálculo, se muestran los pesos de las bridas TEMA de los tipos 150, 300 y 450 en las figuras 20, 21 y 22. Para utilizar de una manera sistemática los pesos de los discos dados por TEMA, Tabla D-16, se puede usar un modelo de Hoja de Cálculo preparada (ver Ejemplo 1).

M) Planos

Para la realización de los planos detallados es aconsejable seguir las reglas siguientes:

a) *Dibujar siempre a escala.* El tiempo y el esfuerzo que inicialmente se ahorra utilizando planos impresos sin dimensiones, se recupera con creces con el tiempo suplementario de comprobación (más caro) y con la reducción de la probabilidad de errores.

b) Utilizar los siguientes planos detallados:

1. Plano general, dando como mínimo las cotas globales, las conexiones, los pesos y el espacio libre necesario para extraer el haz tubular (plano que se ha de intentar mantener sin modificaciones, incluso en el caso de cambios en la Hoja de Especificación del cambiador. En la figura 23a y b se indican basadas en YUBA (1966) reglas aproximadas para estimar las cotas generales sin realizar el diseño completo. Para estimar la dimensión de las bocas figura 24.

2. Plano de la disposición de los tubos en la placa (etapa B).

3. Plano de la envolvente con el distribuidor y los dos cabezales con todos sus detalles (acabado de las superficies, etc.).

4. Plano completo del haz tubular con todos sus detalles (cabezal flotante, etc.), Fig. 25.

5. Plano de las juntas.

6. Plano del anillo para la prueba de presión, Fig. 26.

7. Series de planos de normas, corrientemente:

a) Plazas de conexión para la brida desmontable (corona o anillo partido) del cabezal flotante.

b) Orientación de las costuras de las juntas.

c) Tornillos de despegue.

d) Mandrinado de tubos (Fig. 27 y TEMA R, B y C-7). Para realizar el mandrinado se considera corrientemente que el espesor de la placa tubular ha de ser como mínimo, igual al diámetro exterior del tubo aunque TEMA (R, B y C-7.121) da un valor menor. Sobre el problema de la fijación de los tubos en la placa tubular ver Impagliazzo (1968), Lochmann (1971), Newman (1971), Crisi & Smith (1974), ASME 1-Appendix A (1974) y muy especialmente Varriot (1977).

e) Soporte de la placa de características.

f) Placa de características.

g) Orejas o cáncamos de leva o izado.

h) Tapones rosca.

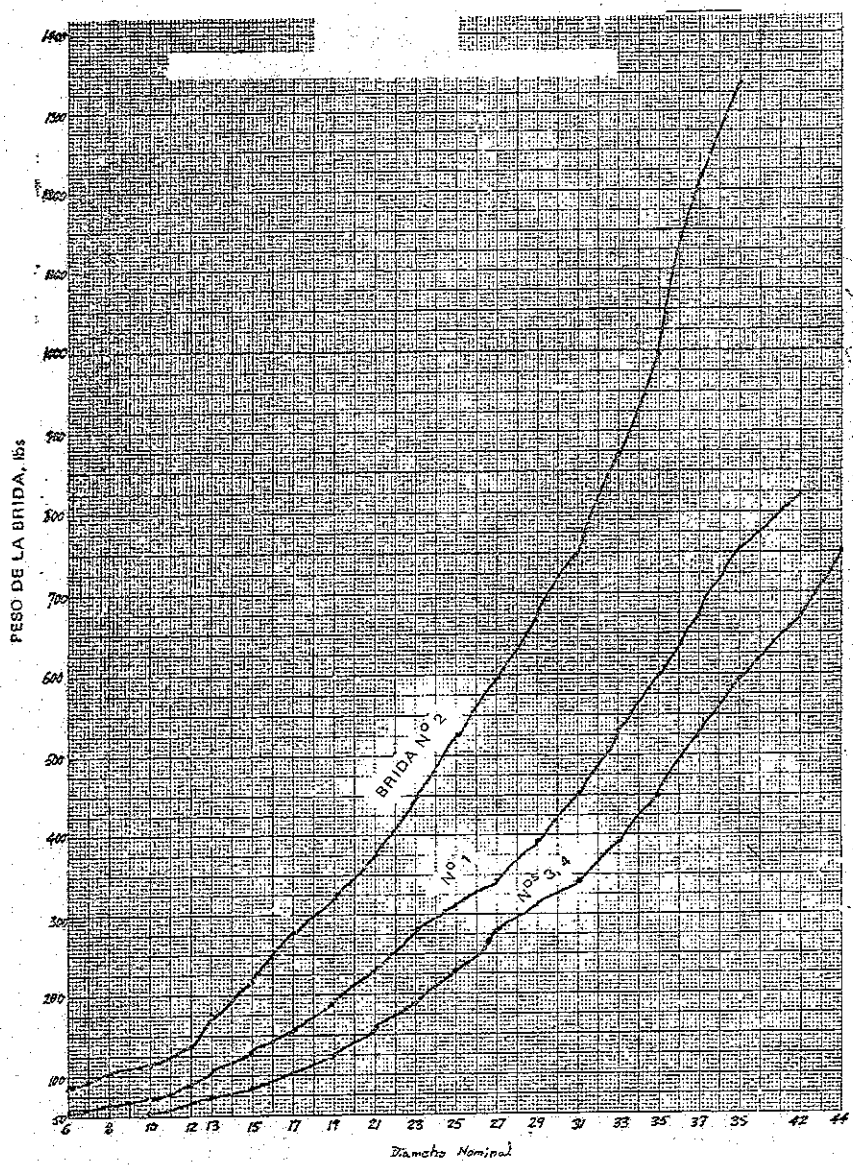


Fig. 21. Peso brida TEMA 300 #

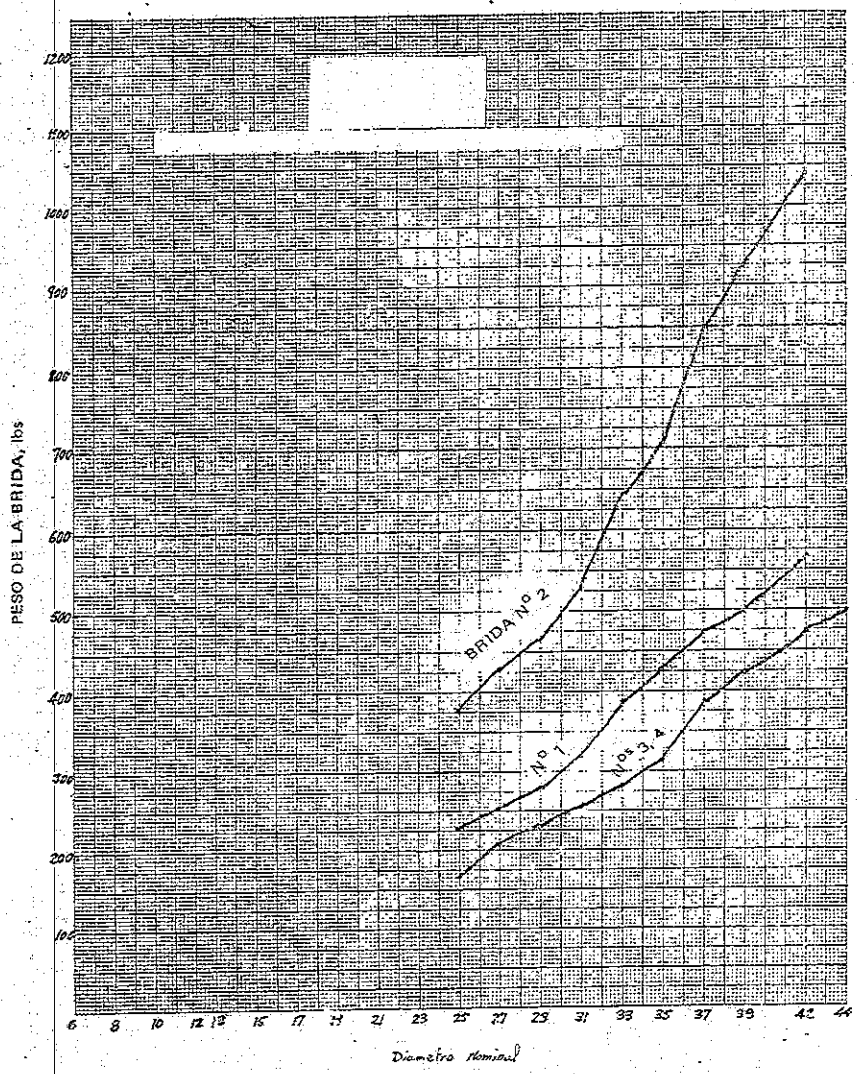


Fig. 20. Peso brida TEMA 150 #

TABLA VII.–PESO DE CAMBIADORES AES CON TUBOS DE 20 FT.

Dia. Nom.	Construcción 150 Lb.			Construcción 300 Lb.			Construcción 450 Lb.		
	Peso en kilogramos			Peso en kilogramos			Peso en kilogramos		
	Haz tubul.	Total vacío	Lleno de agua	Haz tubul.	Total vacío	Lleno de agua	Haz tubul.	Total vacío	Lleno de agua
8"	320	860	1.060	320	890	1.060	320	940	1.100
10"	480	1.170	1.430	480	1.260	1.520	480	1.310	1.570
12"	640	1.540	1.960	685	1.625	2.040	685	1.730	2.150
13"	795	1.800	2.340	790	1.890	2.400	790	2.040	2.570
16"	1.060	2.280	2.970	1.050	2.360	3.040	1.050	2.500	3.200
17"	1.380	2.870	3.720	1.420	2.990	3.830	1.420	3.350	4.200
19"	1.700	3.460	4.680	1.730	3.570	4.750	1.730	4.140	5.350
21"	2.020	3.980	5.310	2.050	4.140	5.460	2.050	5.090	6.400
23"	2.440	4.780	6.380	2.520	4.930	6.600	2.520	6.000	7.600
25"	2.760	5.150	7.000	2.840	5.980	7.800	2.940	6.950	8.800
27"	3.400	6.110	8.240	3.410	6.900	9.030	3.510	8.280	10.400
29"	3.830	6.860	9.300	3.940	8.240	10.650	4.090	9.460	11.860
31"	4.460	8.240	11.050	4.670	9.340	12.120	4.720	10.750	13.560
33"	5.210	9.300	12.490	5.350	10.600	13.750	5.560	12.850	15.800
36"	5.850	10.370	13.930	6.000	11.800	15.300	6.300	14.000	17.680
37"	6.480	11.900	15.890	6.700	13.300	17.270	7.030	16.150	20.100
39"	7.330	13.080	17.380	7.600	15.300	19.680	7.920	18.400	22.780
42"	8.720	14.780	19.670	8.870	17.350	22.200	9.290	21.000	25.850

i) Soportes tipo cuna. Para cálculo, ver Moody (1972) y para efectos en la envolvente, ver Zick (1951), aunque los resultados de éste se consideran actualmente erróneos (Ruiz, 1977).

j) Calzos de nivelación, etc.

Se adjunta un juego típico de estas normas (Figs. 27 a 39).

Para fundaciones, ver Char (1975).

c) En los planos para pedidos es mejor hacer un plano individual para cada elemento, es decir:

– Plano de la virola cilíndrica del distribuidor.

– Plano para la tapa del distribuidor.

– Plano para cada brida no normalizada (distinta de ASA o TEMA 1952).

– Plano para el cabezal de la cabeza flotante, etc.

Las tolerancias recomendadas las da TEMA (F-1 y F-2).

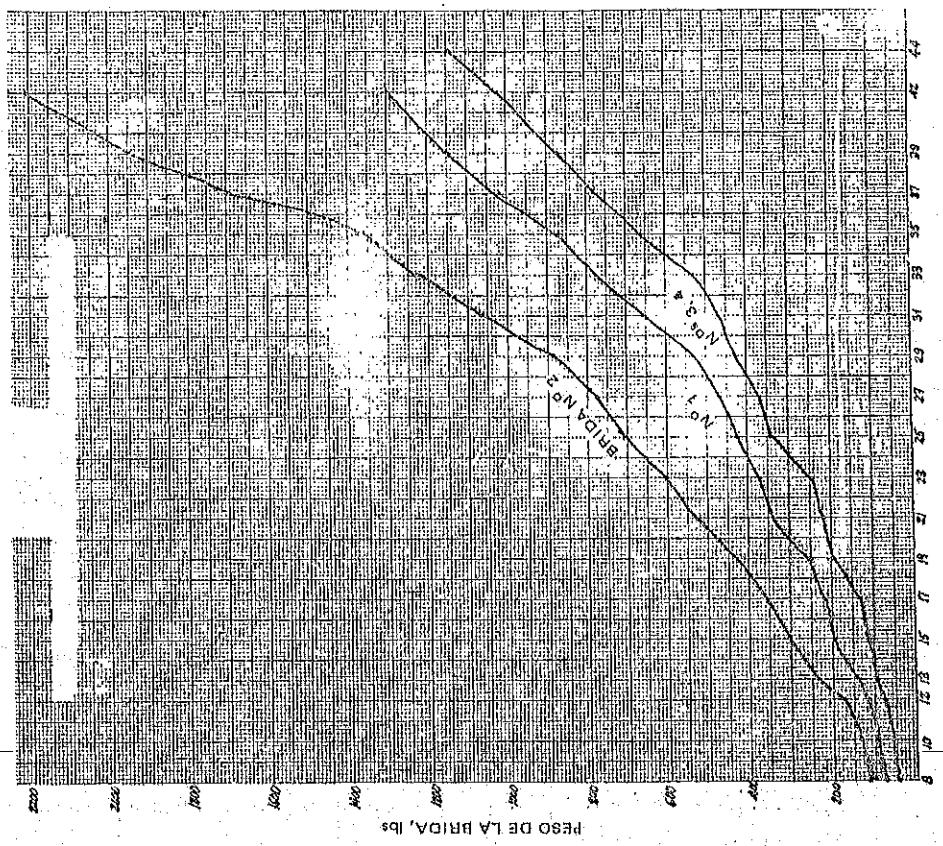
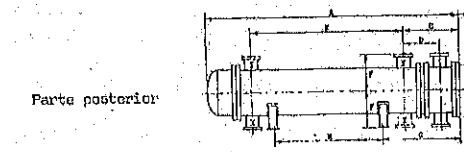
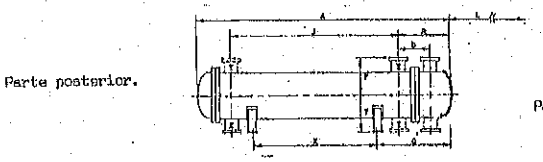


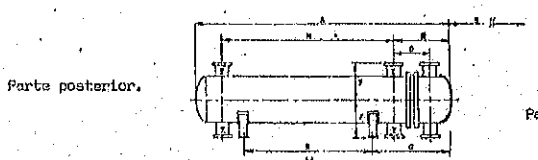
Fig. 22. Peso brida TEMA 450 #



TIPO TEMA AES ó AET.



TEMA BEM



TEMA BEU

DIMENSIONES TEMA $(D.E.) - \left(\frac{L_T}{12}\right)$

Fig. 23a.

Espacio "inutilizado" por el cambiador. Paralelepípedo imaginario de dimensiones:

Longitud = A + B (o A + L para placas fijas: AEM, BEM).

Altura = 2 x F + altura apoyo.

Anchura = 2 x F máximo (promedio 2 x F – 8").

Para placas fijas con un solo paso lado tubos, la longitud es aproximadamente A + 16 in y la distancia entre las bocas de lado tubos J + 2 D.

Para los cambiadores tipo calderín (TEMA K), D.E. es el diámetro mayor de la envolvente. Para el resto de dimensiones, ver Fig. 4.

Para envolvente con circulación dividida o repartida la distancia entre la boca del distribuidor y la central de la envolvente es D + 1/2 E (o J o L).

Cambiador de dimensiones TEMA:

$$(D.E.) - \left(\frac{L.T.}{12}\right)$$

D.E. Diámetro de la envolvente en in.

L.T. = Longitud de los tubos en in (para tubos en U añadir a L.T, D.E./2).

D.E. = ϕ envolvente en pulgadas.

			Error posible
A	=	L.T. + $\frac{D.E.}{2}$ + 26″	+ 12″, – 6″
B	=	L.T.	–
C	=	$\frac{D.E.}{2}$ + 24″	± 4″
D	=	$\frac{D.E.}{4}$ + 19″	± 4″
E	=	L.T. – $\frac{D.E.}{2}$ – 20″	± 8″
F	=	$\frac{D.E.}{2}$ + 9″	± 2″*
G	=	$\frac{A}{4}$ – 1″	± 3″
H	=	$\frac{A}{2}$ (Redondeado por defecto a un número entero de ft)	(*)
J	=	L.T. – 24″	± 8″
K	=	$\frac{A}{2}$ (Redondeado por defecto a un número entero de ft)	(*)
L	=	L.T.	–
M	=	L.T. – 24″ (Excepto si la boca está situada más allá del extremo del haz)	± 8″
N	=	$\frac{A}{2}$ (Redondeado por defecto a un número entero de ft)	(*)
R	=	$\frac{D.E.}{2}$ + 21″	

(*) Variable según el constructor.

Estas fórmulas están establecidas para bocas de 8″. Para otras dimensiones de bocas (ver Fig. 24) las correcciones son:

Dimensión A — Sumar DBD – 8″
Dimensión C — Sumar (DBD – 8″) + 1/2 (DBAE – 8″)
Dimensión D — Sumar 1/2 (DBAE – 8″) + 1/2 (DBD – 8″)
Dimensiones E, J, M — Restar 1/2 (DBAE – 8″) + 1/2 (DBPE – 8″).

donde:

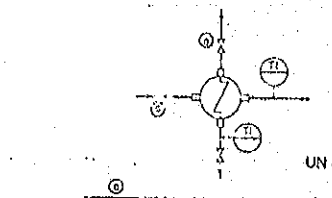
DBD es la dimensión nominal de la boca mayor del distribuidor.
DBAE es la dimensión nominal de la boca anterior de la envolvente.
DBPE es la dimensión nominal de la boca posterior de la envolvente.

Fig. 23b.

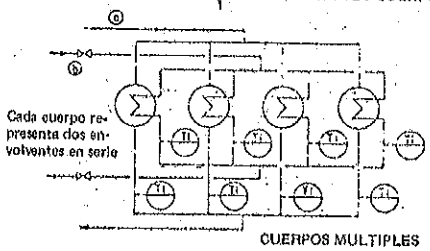
TEMA AES, tubos de
3/4" x 14 BWG (0,083 in.) x 20 ft.

TUBOS LISOS

Paso triangular 15/16"



UN SOLO CUERPO



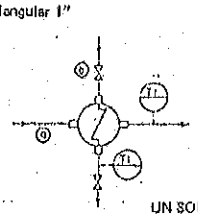
CUERPOS MULTIPLES

DIMENSIONES APROXIMADAS DE LAS BOCAS, IN

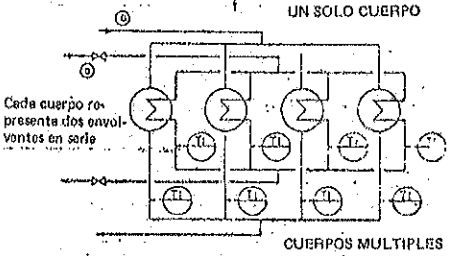
Superficie Total sq ft	Envolvente(a)	Tubos (b)	Superficie Total sq ft	Envolvente(a)	Tubos (b)
100	2	1.5	5000	12	8
250	3	2	10,000	16	10
500	4	3	25,000	24	16
1000	6	4	50,000	36	20
2500	8	6			

TUBOS ALETAS INTEGRALES (LO-FIN)

Paso triangular 1"



UN SOLO CUERPO



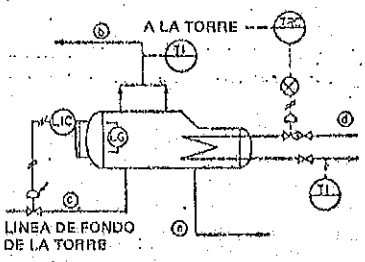
CUERPOS MULTIPLES

DIMENSIONES APROXIMADAS DE LAS BOCAS, IN

Superficie Total sq ft	Envolvente(a)	Tubos (b)	Superficie Total sq ft	Envolvente(a)	Tubos (b)
250	3	1.5	10,000	14	8
500	4	2	25,000	20	12
1000	6	3	50,000	30	16
2500	8	4	100,000	42	20
5000	10	6			

En todos los casos:
Aislamiento térmico de espesor 1 in (mínimo)
para el cambiador y tuberías.

HERVIDOR DE
CALDERIN



tubos de 3/4" x 14 BWG (0,083 in.) x 20 ft. en paso triangular de 1"

DIMENSIONES APROXIMADAS DE LAS BOCAS, IN

Superficie Total sq ft	Entrada envolvente(a)	Descarga Vapor(b)	Descarga liq. (c)	Tubos (d)
	a	b	c	d
100	3	4	1.5	1.5
250	4	6	2	2
500	6	8	3	3
1000	8	10	4	4
2500	10	14	6	6
5000	14	18	8	8

Fig. 20.

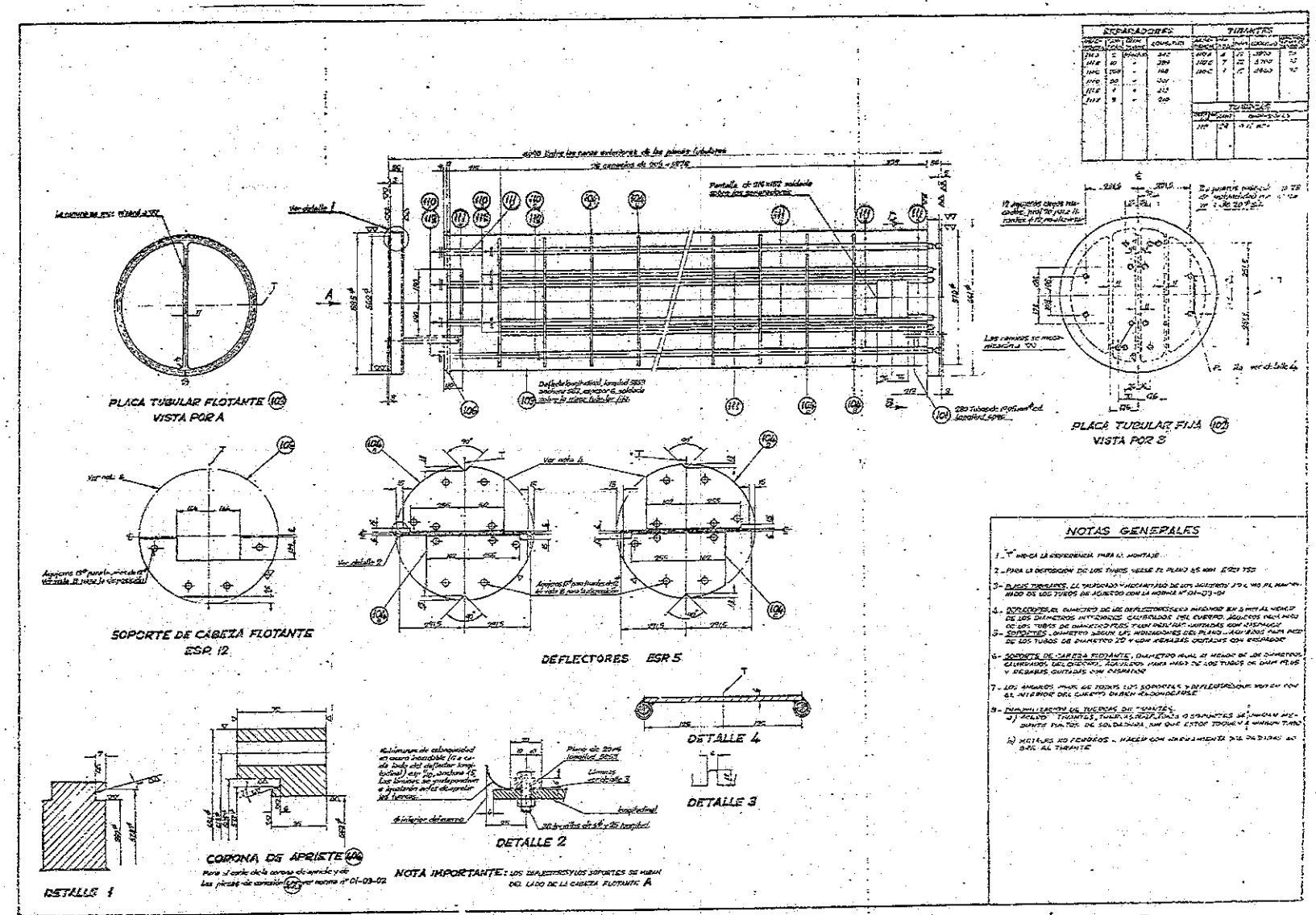
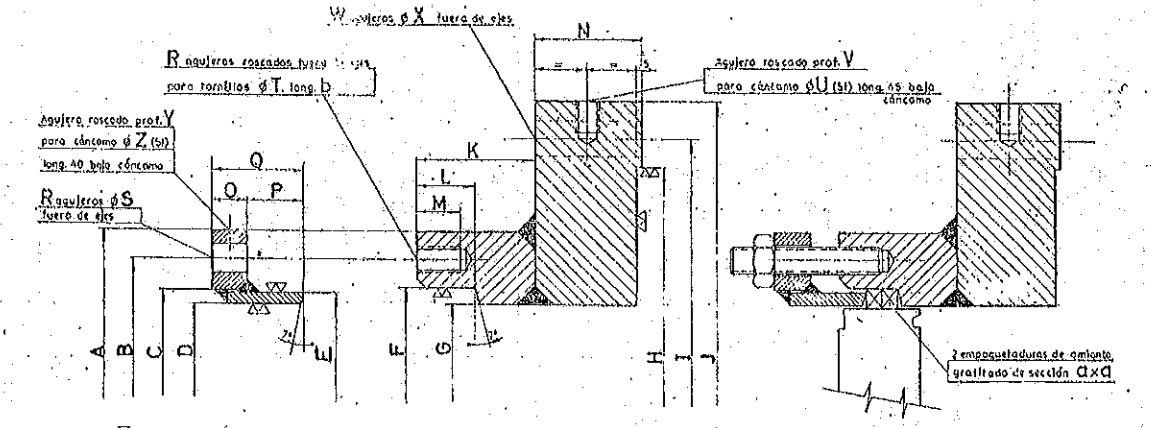
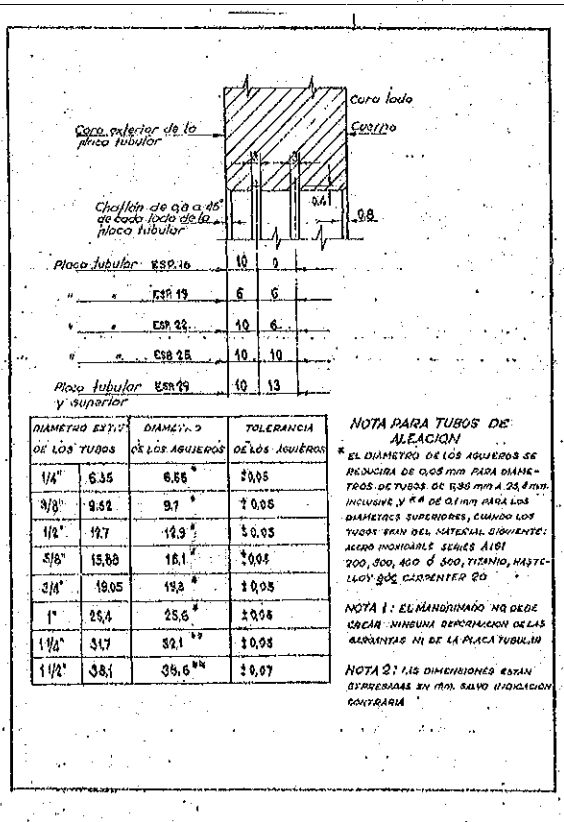


Fig. 25. Fabricación de acetaldehído. Haz tubular. Aparato diámetro nominal 23". AES ó AET



TAREA	APARATO	A	B	C	D	E	F	G	H	I	J	K	L	M	N	O	P	Q	R	S	T	U	V	W	X	Y	Z	a	b

Fig. 26. Anillo de prueba para cambiador de calor.



DIAMETRO EXTERIOR DE LOS TUBOS		DIAMETRO DE LOS AGUJEROS	TOLERANCIA DE LOS AGUJEROS
1/4"	6,35	6,55 *	± 0,05
3/8"	9,52	9,7 *	± 0,05
1/2"	12,7	12,9 *	± 0,05
5/8"	15,88	16,1 *	± 0,05
3/4"	19,05	19,3 *	± 0,05
1"	25,4	25,6 *	± 0,06
1 1/4"	31,7	32,1 **	± 0,08
1 1/2"	38,1	38,6 **	± 0,07

NOTA PARA TUBOS DE ALEACION

* EL DIAMETRO DE LOS AGUJEROS SE REDUCIRA DE 0,05 mm PARA DIAMETROS DE TUBOS DE 6,35 mm A 25,4 mm INCLUSIVE, Y DE 0,1 mm PARA LOS DIAMETROS SUPERIORES, CUANDO LOS TUBOS SEAN DEL MATERIAL SIGUIENTE: ACERO INOXIDABLE SERIES A181 200, 300, 400 Ó 500, TITANIO, HASTELLOY 60% CARPENTER 20

NOTA 1: EL MANDRINADO NO DEBE CREAR NINGUNA DEFORMACION DE LAS GARGANTAS NI DE LA PLACA TUBULAR

NOTA 2: LAS DIMENSIONES ESTAN EXPRESADAS EN mm. SALVO INDICACION CONTRARIA

Fig. 27. Tubos mandrinados.

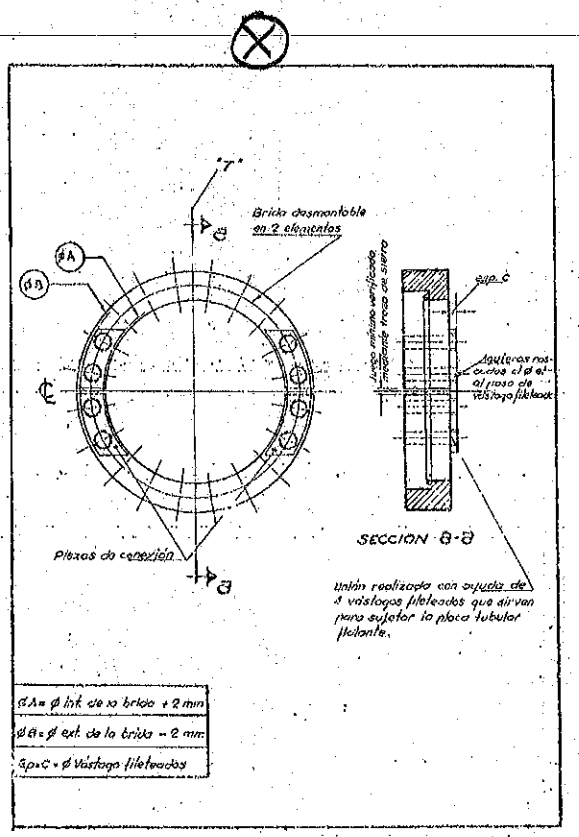


Fig. 28. Plazas de conexión de la brida desmontable de cabeza flotante.

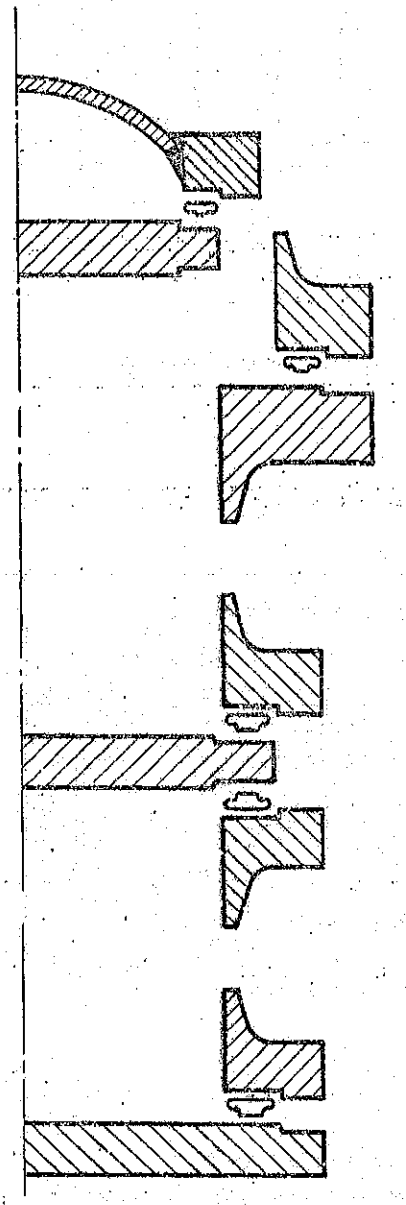
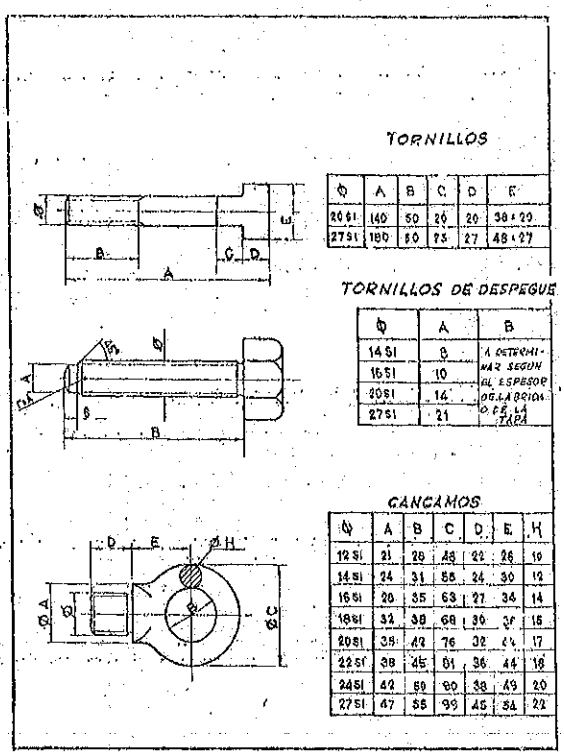


Fig. 29. Cambiadores. Orientación de las costuras de las juntas.



Φ	A	B	C	D	E
20 51	140	50	20	20	38 ÷ 20
27 51	180	80	75	27	48 ÷ 27

Φ	A	B
14 51	8	A DETERMINAR SEGUN EL ESPESOR DE LA BRIDA O DE LA TAPA
16 51	10	
20 81	14	
27 51	21	

Φ	A	B	C	D	E	H
12 51	21	28	48	22	26	10
14 51	24	31	55	24	30	12
16 51	28	35	63	27	34	14
18 51	32	38	68	30	38	15
20 81	35	42	76	32	44	17
22 51	38	45	81	36	44	18
24 51	42	50	90	38	49	20
27 51	47	55	99	45	54	22

Fig. 30. Tornillería. Tornillos de despegue. Tornillos en T-Cáncamos.

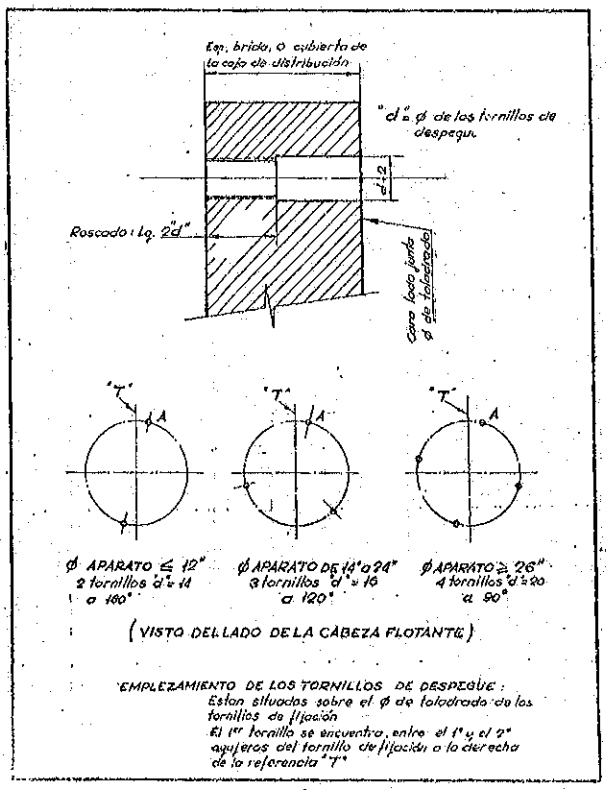
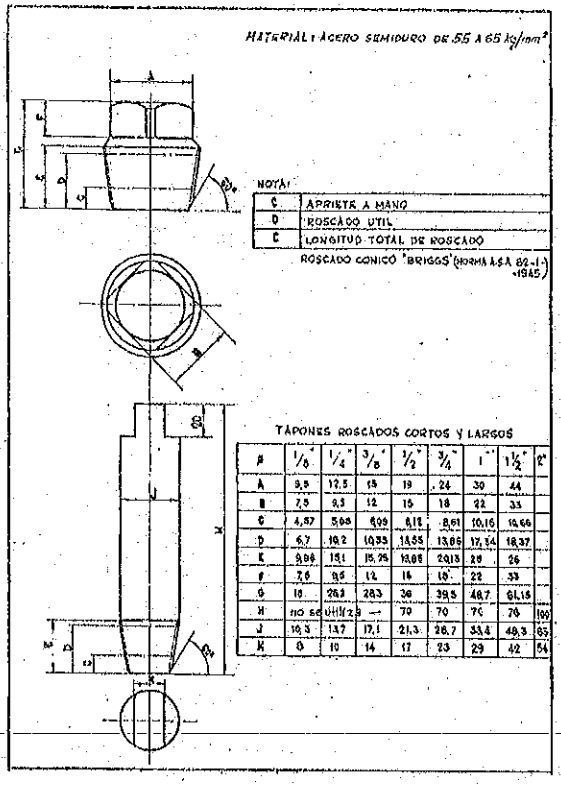


Fig. 31. Tornillos de despegue. Colocación.



#	1/8"	1/4"	3/8"	1/2"	3/4"	1"	1 1/2"	2"
A	9,5	12,5	15	19	24	30	44	
B	7,5	9,5	12	15	18	22	33	
C	4,57	5,08	6,09	8,12	8,61	10,16	10,66	
D	6,7	10,2	10,35	14,55	13,86	17,34	18,37	
E	9,84	15,1	15,25	19,86	20,13	25	26	
F	7,6	9,5	12	16	18	22	33	
G	18	26,2	28,3	36	39,5	48,7	61,15	
H	no se utiliza		—	70	70	70	70	100
J	10,3	13,7	17,1	21,3	26,7	33,4	48,3	65
K	8	10	14	17	23	29	42	54

Fig. 32. Tornillería. Tapones roscados cortos y largos.

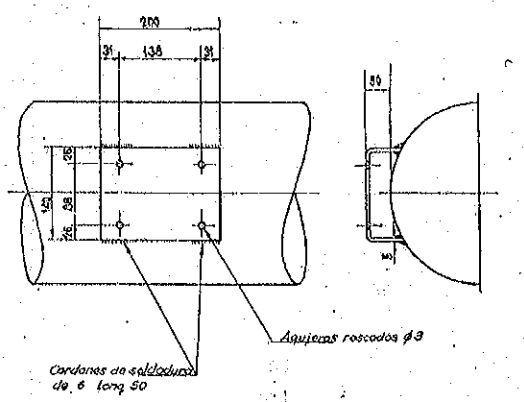


Fig. 34. Soporte de la placa de identidad.

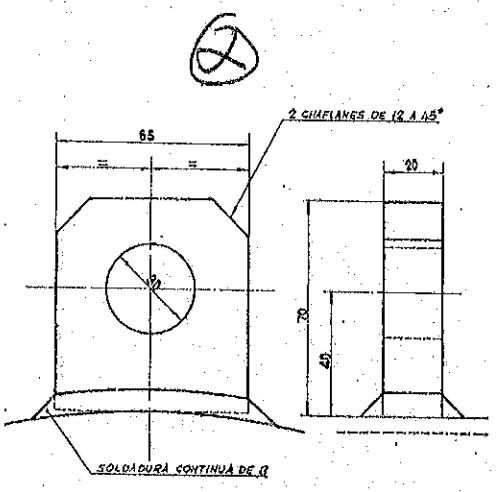


Fig. 33. Oreja de leva.

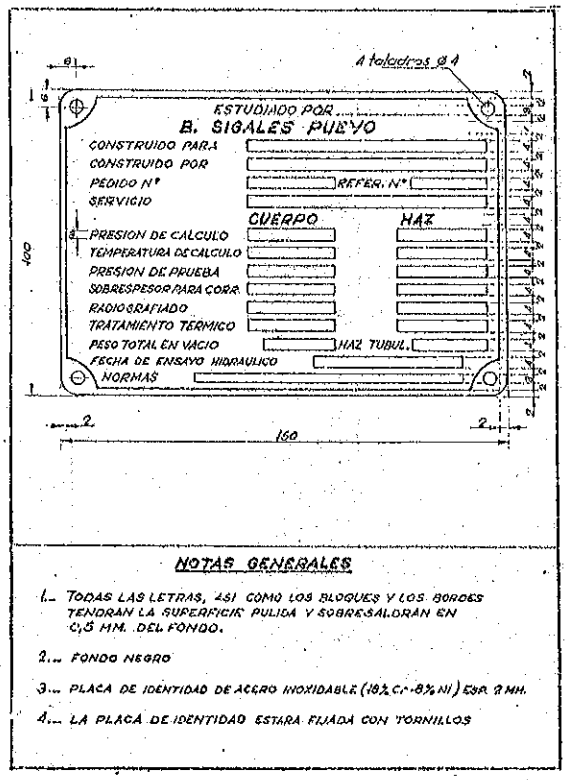
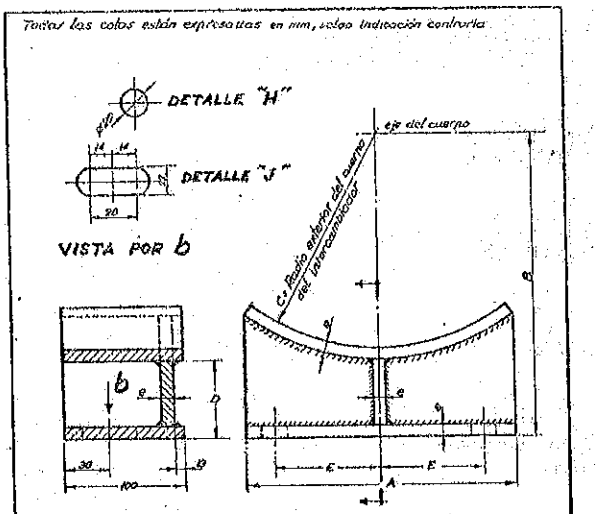
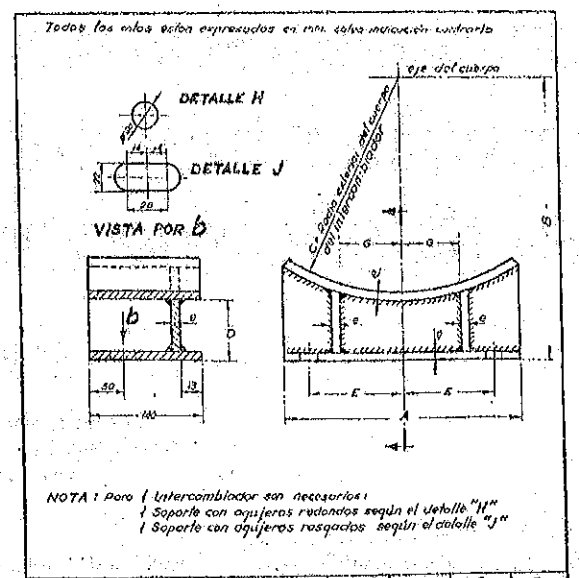


Fig. 35. Placa de identidad para el cambiador.



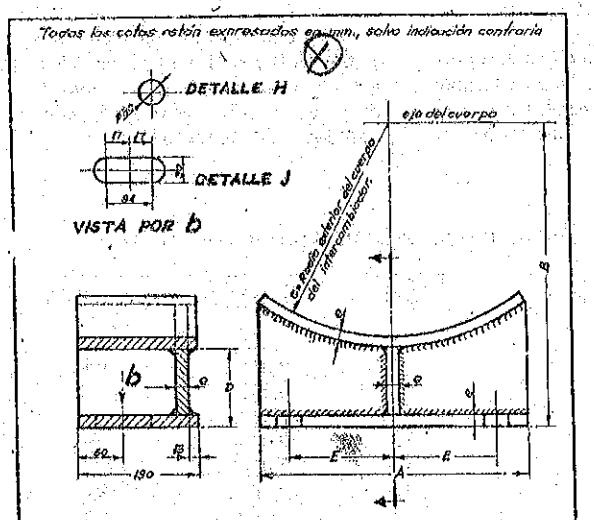
ø Nom.	ø Int. del cuerpo	A	B	C	D	E	G	
8"	219	150	180	109,5	57,5	50	13	
10"	273	200	200	136,5	50,5	73	13	
12"	324	230	230	162	55	90	13	
13"	365	255	256	177,5	64,5	90	13	
15"	406	280	280	203	64	100	13	

Fig. 36. Soportes para cambiadores, ϕ 8" a ϕ 15".



ø NOM.	ø INT. DEL CUERPO	A	B	C	D	E	G	G
29"	737	545	520	VARIABLE	FUNCION	215	13	135
31"	787	600	595	SEGUN	DE	243	16	150
33"	838	630	620	EL ESPE-	C	260	16	165
35"	889	670	650	SOR DEL		280	16	180
37"	940	710	675	CUERPO		300	20	190
39"	991	740	700			315	20	190
42"	1067	810	765			350	20	205
44	1118	860	805			375	20	215
47	1194	920	845			405	20	320

Fig. 38. Soportes para cambiadores, ϕ 29" a ϕ 47"



ø NOM.	ø INT. DEL CUERPO	A	B	C	D	E	G	
17"	432	330	330	VARIABLE	FUNCION	130	13	
19"	488	395	395	SEGUN	DE	140	13	
21", b	533	420	420	EL ESPE-	C	155	13	
23"	594	445	445	SOR DEL		165	13	
25"	635	470	470	CUERPO		180	13	
27"	686	520	495			205	13	

Fig. 37. Soportes para cambiadores, ϕ 17" a ϕ 27".

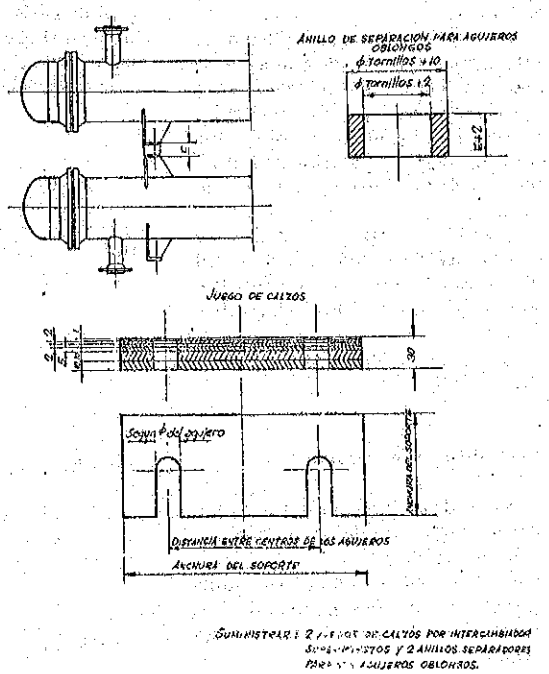


Fig. 39. Juegos de calzos para recipientes horizontales superpuestos.

cambiadores de calor de envolvente y tubos: su diseño mecánico

Parte IV

Por Bartomeu SIGALES
del IPA de la Universidad Politécnica de Barcelona

III. 3.2 Cambiadores de tubos en U

Las etapas del diseño de cambiadores de tubos en U son básicamente las mismas que para los de cabeza flotante. Se da acto seguido su secuencia con algunas observaciones particulares:

A) Espesor de las virolas cilíndricas

Se aplican las mismas consideraciones que para los cambiadores de cabeza flotante.

La única diferencia es el cálculo del OTL, que en este tipo de cambiador se determina por la condición de una distancia mínima desde el borde de los agujeros para los tubos, al borde de la pantalla o soporte. Esta distancia mínima se suele tomar de 1/8", por lo tanto:

$(OTL)^{in} = (ID)^{in} - (\text{tolerancia con la pantalla o soporte})^{in} - 1/4$

donde las tolerancias para la pantalla o soporte son las de TEMA (2, R,B y C-4.3).

Una regla menos estricta se da en Perry (1963) pág. 11-6.

B) Distribución de los tubos

Se pueden utilizar los mismos principios que para los de cabeza flotante, pero con la diferencia de que la U requiere un mínimo radio de curvatura, lo que ocasiona una pérdida de área apta para ser agujereada en la placa tubular.

El radio mínimo de curvatura no lo especifica TEMA, pero una regla práctica es tomar el O.D. del tubo multiplicado por 1.5. Algunas especificaciones requieren un mínimo de 1.5 in aunque ciertos fabricantes de tubos recomiendan valores más pequeños (Tabla VIII).

C) Bridas de unión

Mismas consideraciones que en los cambiadores de cabeza flotante.

D) Tapa del distribuidor

El tipo más común de cambiador de tubos en U es el que tiene el distribuidor con cabezal integral, pero si por razones especiales se tuviese que inspeccionar frecuentemente el distribuidor (cosa no muy lógica, pues los tubos en U se utilizan para servicios limpios en el lado tubos), se puede utilizar un distribuidor con tapa plana.

Su espesor se calcula de la misma forma que para los cambiadores de cabeza flotante.

E) Placa tubular

Su espesor se calcula también según TEMA (R,B y C-7). La Hoja de Cálculo que se muestra en el Ejemplo 1, puede usarse para placas tubulares de cambiadores de tubos en U.

TABLA VIII.–MINIMO RADIO DEL CURVADO RECOMENDADO

Tubo de aletas integral	O.D., in	PARED, in	RADIO MIN. in (2)
	5/8	0,049	1
	5/8	0,065	3/4
	3/4	0,065	1
	3/4	0,083	1
	1	0,065	1 3/4
	1	0,083	1 3/8
	1	0,109	1 3/8
Tubo liso	5/8	0,049	1 1/4
	5/8	0,065	1
	3/4	0,065	1 1/8
	3/4	0,083	1 1/8
	1	0,065	2
	1	0,083	1 1/2
	1	0,109	1 1/2
Tubo bi-metal	5/8	0,065 (1)	1
	3/4	0,083 (1)	1 1/2
	1	0,109 (1)	2

NOTAS: (1) Espesor total (2) Medido hasta el eje del tubo

F) Cabezal flotante

Obviamente este paso no existe aquí.

G) Presión de ensayo

Mismas consideraciones que para cambiadores de cabeza flotante.

H) Altura de la boca

Mismas consideraciones que para los cambiadores de cabeza flotante.

I) Disposición del haz tubular y longitud de la carcasa

Preparar un croquis siguiendo las reglas siguientes:

a) Igual que para cambiadores de cabeza flotante.

b) Idem.

c) Situar como primer intento la última pantalla o soporte de los tubos de modo que se cumpla la condición de TEMA para la flexión de los tubos en U (R.6 y C-4.53).

d) Igual que para los cambiadores de cabeza flotante.

e) Filar la longitud de la envolvente para obtener una distancia entre la última pantalla y el cabezal de la envolvente, aproximadamente igual a la separación entre pantallas, y entre el extremo de la horquilla más larga y la cara interior de la cabeza de la carcasa de aproximadamente 1.5^{in}. Para tubos de acero inoxidable austenítico, cobre, bronce o aluminio se debe comprobar si es admisible la dilatación.

J) Plano de trabajo

El plano de trabajo se prepara de manera análoga que para los cambiadores de cabeza flotante.

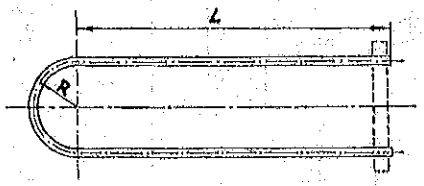
K) Lista de materiales

Mismas consideraciones que para los cambiadores de cabeza flotante.

L) Pesos

Se pueden usar las mismas Hojas de Cálculo que para los cambiadores de cabeza flotante.

UNIDAD:	TIPO:	CALC.:	HOJA: DE
ITEM:	DIMENSIONES:	COMPROB.:	TAREA:
	TEMA:	APROB.:	



LINEA Nº	CANT.	O.D.	BWG	L	R	LONG. DE UN TUBO	LONG. TOTAL

Fig. 40. Lista de horquillas.

M) Planos

Lo mismo que para los cambiadores de cabeza flotante, excepto lo relacionado con el cabezal flotante y añadiendo la lista de las horquillas, ver Fig. 40.

III.3.3) Cambiadores de placa tubular fija

Los pasos para el diseño son fundamentalmente los mismos que para los casos anteriores.

A) Espesor de las virolas cilíndricas

Las mismas consideraciones que para los casos anteriores. Las únicas salvedades son:

1°) No es posible utilizar tubería como virola sin cortarla y después soldarla, abrazando el haz tubular acabado.

2°) El OTL está gobernado por dos condiciones:

a) Igual que para los tubos en U, o sea, distancia mínima entre los agujeros para los tubos y el borde del soporte o pantalla:

$$(OTL)^{in} = (ID)^{in} - (\text{Tolerancia para la pantalla o soporte})^{in} - 1/4$$

b) Realizando la soldadura entre la carcasa y la placa tubular tal como se indica en el plano de trabajo.

$$(OTL)^{in} = (ID)^{in} - (2t)^{in}$$

normalmente $t = 1/4^{in}$. El Perry (1963) p. 11-5 recomienda que para tamaños de carcasa menores de 25^{in},

$$(OTL)^{in} = (ID)^{in} - 7/16$$

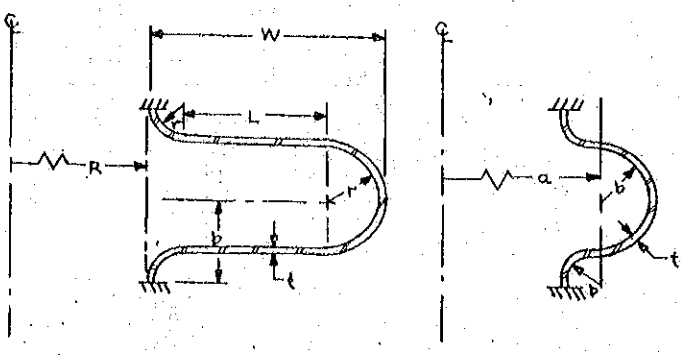
Normalmente debe usarse el OTL más pequeño obtenido mediante estos dos procedimientos.

3°) La junta de expansión para la envolvente, que normalmente se necesita cuando la diferencia de temperatura del metal entre la envolvente y los tubos excede de 50°F, se usa siempre de tipo fuelle y se encarga generalmente a un constructor acreditado, el cual diseña la junta de expansión necesaria en función de las condiciones de trabajo, aunque en la figura 41 se recogen fórmulas para la comprobación de juntas en U redondeada y semitóricas. Para detalles o comentarios acerca de las características de los diferentes tipos de fuelles de expansión, véase Perry (1963) p. 11-6, (1973) p. 11-9, y Rubin (1975). Para los fuelles de expansión la selección de materiales ha de ser particularmente cuidadosa para evitar la corrosión, tanto en operación como en toda clase de situaciones (pruebas, puesta en marcha, parada, averías).

En todos los casos los soportes del aparato se han de diseñar de forma que permitan la libre expansión longitudinal de la envolvente y no es aconsejable usar juntas de expansión para presiones superiores a los 450 psi (30 bar).

B) Disposición de los tubos

Análogas consideraciones que para los cambiadores de cabeza flotante con la salvedad de utilizar siempre una malla triangular.



NOTAS:

P = Presión de diseño (psig).
μ = Módulo de Poisson.
E = Módulo de elasticidad en frío (psi).
Δ = Deformación por fuelle, para la máxima expansión diferencial entre envolvente y tubos (considerando todas las situaciones: prueba, arranque, parada, avería de un circuito, etc.). In.).

Todas las dimensiones en in.

Tensiones

(1) Para la tensión debida a la presión, psi, usar las fórmulas siguientes:

(A) *Junta en U:* $S_p = \dfrac{W^2 P}{3 t^2}$

(B) *Junta semitórica:*

$$S_p = 0{,}955\,(1-\mu^2)^{1/6}\left(\frac{ab}{t^2}\right)^{2/3} P + \mu\,(0{,}955)\,(1-\mu^2)^{-1/3}\left(\frac{ab}{t^2}\right)^{2/3} P$$

(2) Sp no debe superar la tensión admisible según el código ANSI B31, para el material en las condiciones de operación.

(3) Para la tensión debida al desplazamiento, psi, usar las fórmulas siguientes:

(A) *Junta en U:* $S_\Delta = \dfrac{0{,}75\,Et\,\Delta}{b^{0,5}\,W^{1,5}}$

(B) *Junta semitórica:*

$$S_\Delta = \frac{0{,}225\,Et^{1/3}\,\Delta}{(1-\mu^2)^{2/3}\,(ab)^{2/3}}$$

(4) La tensión total será:

$S_{total} = S_p + S_\Delta$ psi

S total no debe superar la tensión admisible según ASME 1 para el material en las condiciones de operación.

(5) La vida calculada de la junta, N ciclos, ha de ser diez veces el número previsto de ciclos durante la vida del aparato, pero en ningún caso ha de ser menor de mil ciclos. La vida calculada se determina con las fórmulas siguientes:

(A) *Juntas de acero al C:*

$$N = \left(\frac{2{,}66 \times 10^5}{S_{total}}\right)^6$$

(B) *Juntas de Inconel:*

$$N = \left(\frac{0{,}83 \times 10^6}{S_{total}}\right)^{3,5}$$

Fig. 41.

C) Bridas de unión

Idénticas consideraciones que para los casos anteriores.

D) Tapa del distribuidor

Idénticas consideraciones que para los casos anteriores.

E) Placas tubulares

Para los cambiadores de placa tubular fija con junta de expansión, seguir el método de la 4a. Edición de TEMA (1959), análogo al usado para cambiadores de cabeza flotante o tubos en U. Para los que no tienen juntas de expansión, el método más sencillo es usar las fórmulas de la 3a. Edición de TEMA (1952). Estas fórmulas están incorporadas a las Hojas de Cálculo que se muestran; sin embargo, este método es muy poco satisfactorio (Gardner, 1948 1952, 1969, Miller, 1952) por lo que esas fórmulas fueron abandonadas en la 4a. Edición (1959) y sustituidas en la 5a. (1968) por unas mucho más complejas (R,B y C-7.15), que a su vez fueron corregidas en 1970 (Addenda). Estas fórmulas usadas directamente, son totalmente inapropiadas para el cálculo manual, por lo que el mismo se efectúa mediante computador. En el manual de IPA (1975) se detalla un programa para ello, basado en Gulley (1974). Malek (1977) en un excelente trabajo, adapta las fórmulas de TEMA (1968, 1970) al cálculo manual, mostrando dos ejemplos (que prácticamente son hojas de cálculo) y justificando detalladamente su método.

En este tipo de cambiador es frecuente utilizar la placa tubular como brida, en cuyo caso debería calcularse en forma análoga a la tapa del distribuidor. Sin embargo, esto no es necesario, aún para bajas presiones, pues el término debido al esfuerzo de los espárragos (~~[illegible]~~) ASME 1 UA-49 es pequeño frente al término debido a la presión (ver Ejemplo 1) y, en consecuencia, no puede superar al factor del término de presión C (ASME 1, Fig. UG-34) aunque ~~que siempre es~~ este es siempre bastante menor que la unidad. Además, el factor F en la fórmula para determinar el espesor de la placa tubular es casi siempre cercano a la unidad para la presión lado tubos y no afecta sustancialmente al valor de la raíz (TEMA, 4a; Edición, 1959, R & C 7.151). y no afecta sustancialmente al valor de la raíz

F) Cabezal flotante

Obviamente este paso no existe aquí.

G) Presión de ensayo

Mismas consideraciones que en los casos anteriores.

H) Altura de las bocas

Mismas consideraciones que en los casos anteriores.

I) Disposición del haz tubular

Se divide el espacio entre las placas tubulares en un número entero de par-

tes iguales, de longitud lo más cercana posible a la separación necesaria entre pantallas.

Esto debe realizarse simultáneamente con el plano de trabajo, para conseguir las secciones de paso necesarias y evitar que las pantallas coincidan con las aberturas de las bocas.

J) Plano de trabajo

Mismas consideraciones que en los casos anteriores.

K) Lista de materiales

Mismas consideraciones que en los casos anteriores.

L) Pesos

Mismas consideraciones que en los casos anteriores.

M) Planos

La única diferencia con los dos tipos precedentes es que en los cambiadores de placa tubular fija el plano de la envolvente es el mismo que el del haz tubular. Además, los planos del anillo de presión de la cabeza flotante y de las horquillas de los tubos no son necesarios.

III.4. METODOS DE DISEÑO PARA PRESION EXTERIOR

Todas las piezas se designan de igual modo que para presión interior, excepto las cáscaras, envolvente y fondos embutidos, que deben diseñarse para inestabilidad elástica y, en consecuencia, por aproximaciones sucesivas.

ASME 1 (UG-28, UG-29, UG-33) describe un método y da los gráficos empíricos (Apéndice V) necesarios para efectuar la determinación del espesor de cáscaras cilíndricas y esféricas sometidas a presión exterior. Logan (1976) presenta ábacos útiles para evitar tanteos para el diseño según ASME 1, con acero al carbono. Otros ábacos o Tablas como los de Schelman (1962) o Feng (1963, 1964) no son exactos, por haber sido modificados recientemente los gráficos básicos de ASME 1 (Apéndice V).

SUPLEMENTO DE REFERENCIAS

• Bernabeu R., Huertas M., Illán J., Olstrech A.E. Sigalés B. "Algunos programas de computador para diseño normalizado de recipientes a presión y cambiadores tubulares de pared delgada", VI Convención Nacional de la Industria Química, Madrid 1976. Ponencia 1.1 f.

• Fanaritis, John P. E Bevevino, James W. "Designing shell-and-tube heat exchangers". Chem. Eng., July 5, 1976, pp. 62-71.

• Kern, Donald Q. "Process Heat Transfer". Mc Graw Hill Book Co. N.Y., 1950.

• Kern, Robert. "How to find the optimum layout for heat exchangers". Chem. Eng., Sep. 12, 1977. pp. 169-177.

• Makris, Arthur, J. "How to Save Money With Heat Exchanger Design Variables", Petro/Chem. Engineer, December 1961, pp. 56-67.

• Pudlock, Jay R. "Corrosion-resistant shell and tube exchanger costs compared". Oil & Gas J., Sept. 5, 1977, pp. 101-102.

• Puga Prieto, José. "Vibraciones de un haz tubular inducidas por el flujo transversal". Ingeniería Química, Enero 1978, pp. 119-122.

• Rubin F.L., Homer G.H., Eager J.L. & Davidson E.M. "Fabricators talk about customer inspection". Oil & Gas J., May 20, 1974, pp. 63-68.

• Schelman, Adolf D. "Shell trinckness of ASME Vessels". Hydrocarbon Process & Pet. Rfe. Feb. 1962, p. 200.

• Small, W.M. & Young, R.K. "Exchanger design cuts tube vibration failures". Oil & Gas J. Sept. 5, 1977, pp. 77-80.

• Stickland, Jerry R. "How to specify, buy heat exchangers". Oil & Gas J., May 20, 1974, pp. 86-88.

• Volkin, R.A. "Economic Piping of Parallel Equipment". Chem. Eng., March 27, 1967, pp. 148-152.

*

cambiadores de calor de envolvente y tubos: su diseño mecánico

parte V

Por Bartomeu SIGALES
del IPA, de la Universidad
Politécnica de Barcelona

IV. EJEMPLO DE DISEÑO DE UN CAMBIADOR TEMA AES

IV.1 INTRODUCCION

Aunque en la actualidad el diseño industrial de cambiadores, tanto térmico como mecánico se efectúa normalmente con computador (IPA, 1975, Bernabéu, Huertas, Illán, Oistrach & Sigalés, 1976, etc.) en este apartado efectuaremos una aplicación numérica de la marcha de diseño mecánico expuesta en el apartado III.3.1 (Parte III). Se mostrará la realización manual de los cálculos mediante Hojas falsilla, preparadas para efectuar las operaciones con regla de cálculo, por considerar que desde el aspecto didáctico y de seguimiento de la marcha de diseño, éste es el método preferible. Estas hojas de cálculo pueden condensarse sensiblemente si se emplea una calculadora electrónica, tipo HP-21 o similar.

El ejemplo se efectúa en unidades del sistema de ingeniería americano, a fin de utilizar directamente la información de ASME 1, TEMA y las Tablas IV y V y Figs. 5, 6, 7, 8 y 9, incluyendo la que facilita el cálculo de pesos. En el apartado III.3.1.J se indicó cómo conviene efectuar el diseño para unidades métricas.

En la hoja de especificación (Hoja de Cálculo 1) se indica tan sólo la información necesaria para efectuar el diseño mecánico.

IV.2. COMENTARIOS AL EJEMPLO

IV.2.1 Hoja 5 (Diseño de la distribución de tubos en la placa)

Para el primer ensayo tomaremos las dos áreas de paso laterales (A_{21} y A_{22}, Fig. 11) iguales, a la mitad de la sección de paso de la boca (TEMA tabla D-1), es decir:

$$A_{21} = A_{22} = 0{,}5 \times 122{,}7 = 61{,}37 \text{ sq in}$$

Con la tabla D-16 de TEMA obtendremos:

$$A = \frac{61{,}35}{1.386{,}4} = 0{,}0444; \quad \frac{h}{D} = 0{,}106;$$

$$h = 0{,}106 \times 42 = 4{,}45 \text{ in} > \frac{12{,}5}{4}, \text{ vale.}$$

En consecuencia, se pierde como espacio útil para colocar tubos en segmento de altura 4,45 + 3/8 = 4.825 in, lo que nos define el OTL definitivo.

Como la disposición de tubos está muy ajustada, por el gran número de tubos y de pasos, y dado que se trata de un condensador para el que la importancia del coeficiente de transmisión de calor superficial del lado envolvente no es crítico, podremos usar un paso cuadrado girado, pues así se podrá distribuir la sección de paso A_2 entre varios pasos y alcanzar una distribución de tubos por paso más uniforme.

Con el paso cuadrado girado y el centro de la malla formado por los centros de los tubos en la placa, coincidente con el de la sección transversal de la envolvente, se obtiene la disposición tubular indicada en la Fig. E-1. Sin sobrepasar una diferencia entre el número de tubos de dos pasos del 10 por 100, es decir 6 tubos, sólo se pueden colocar 209 tubos, con dos tirantes casi fuera del OTL, pues aunque TEMA autoriza usar sólo 8 tican-

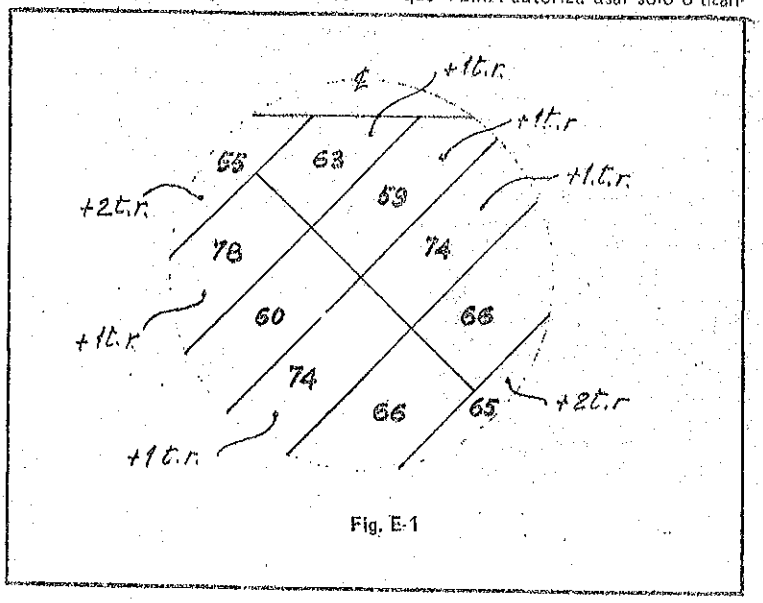


Fig. E-1

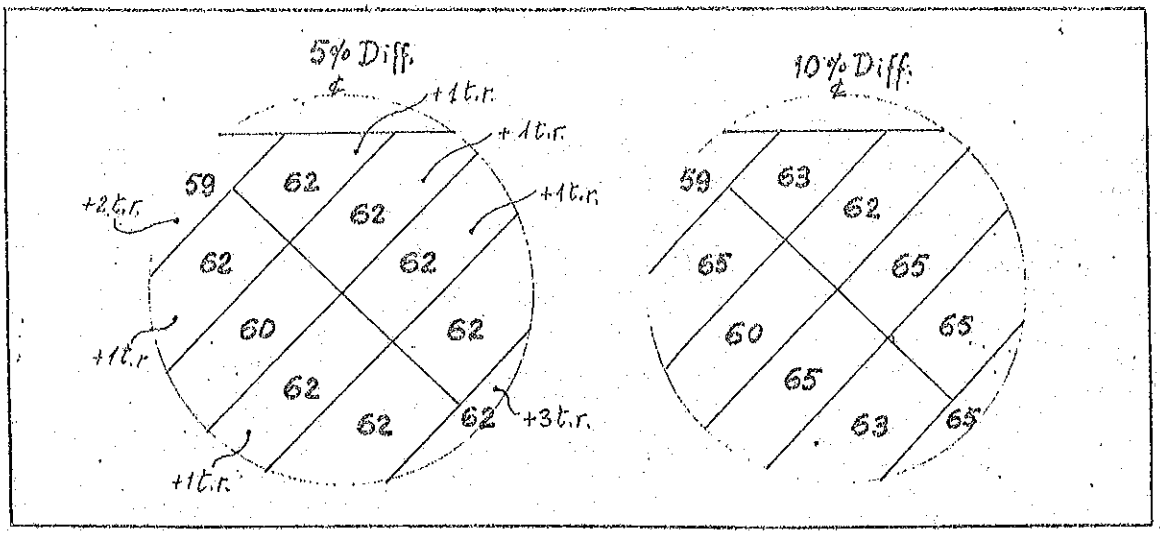


Fig. E-2

Fig. E-3

tes, para mantener a los mismos dentro del límite de distancia máxima (Apartado III.3.1,B) se deben usar 10 tirantes.

No parece posible mejorar la repartición relocalizando las separaciones entre pasos; en consecuencia, se debe tratar de mejorar la distribución desplazando el centro de la distribución tubular, respecto al de la envolvente. Fácilmente se ve que *es posible* ganar más tubos en el lado derecho de la disposición tubular (se debe establecer siempre desde qué extremo se contempla la disposición tubular, en la Fig. E-1, esto se hace desde el extremo estacionario, "rear end") y que se *han de* ganar en la parte superior de la disposición. Mediante tanteos llegamos a una solución aceptable, que nos permite colocar 615 tubos con una diferencia de tubos por paso no superior al 5 por 100 (Fig. E-2) o 631 tubos con una diferencia no superior al 10 por 100 (Fig. E-3). En la solución finalmente adoptada (Fig. E-4 y Hoja 5) se han acumulado más tubos por paso en la parte inferior del cambiador, donde el fluido de los tubos está más frío (el fluido que condensa circula por el lado envolvente). Para cambiadores con muchos pasos y para fluidos con un cambio apreciable de la viscosidad con la temperatura, se puede seguir la regla de tolerar diferencias entre el número de tubos de los pasos "calientes" y "fríos" del 10 por 100.

La posición relativa del centro de la malla de tubos respecto al de la sección recta de la envolvente, se indica en la Hoja 5. La distancia *a* se ha fijado igual a 0,25 de la separación entre pasos S (Fig. 5) o sea 7/16 in, ya que gráficamente se aprecia que esta distancia no es crítica. Por el contrario, la distancia *b* es crítica y se debe comprobar analíticamente para poder mantener el máximo de tubos en el último paso. Los tubos que limitan la elevación del centro de la sección recta del cambiador son los marcados *A* y *B* en la Fig. E-4 y las máximas elevaciones que permiten son, respectivamente:

$$b_A = [(\frac{39,25}{2})^2 - \frac{1,3125^2}{[illegible]}]^{0,5} -$$

$$- 19.375 = 0,205 \text{ in}$$

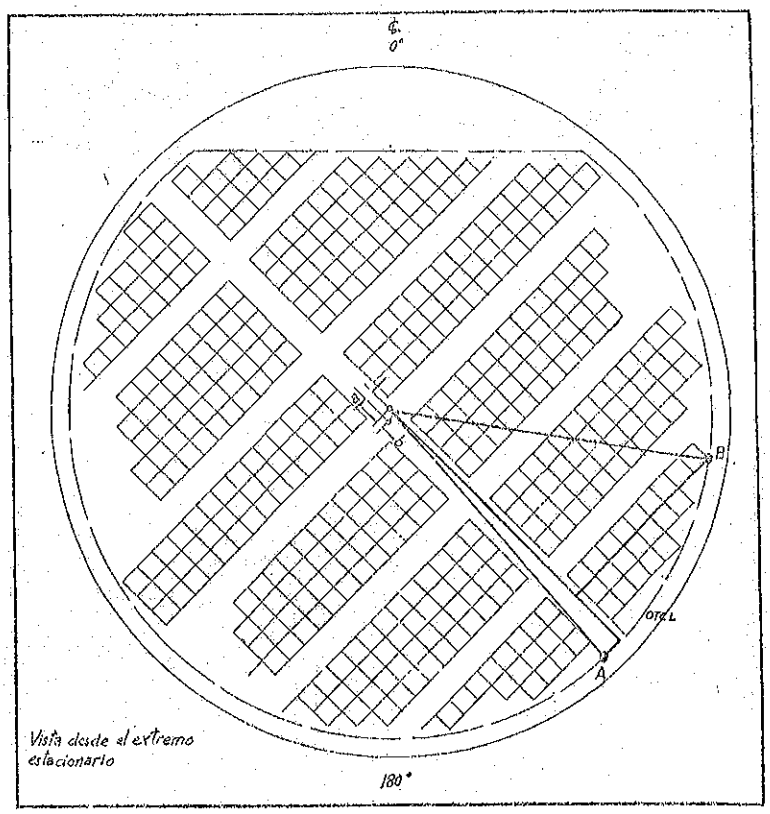


Fig. E-4

$$b_B = \left[\left(\frac{39{,}25}{2}\right)^2 - 11{,}6875^2\right]^{0{,}5} - 15{,}625 = 0{,}140 \text{ in}$$

Para mantener los tubos justo debajo de la pantalla de protección y dentro de OTCL, elevaremos la sección recta de la envolvente 3/16 in, con lo que mantenemos ambos tubos.

Obsérvese que en los pasos con más espacio libre entre la envolvente y tubos, se han suprimido los tubos con menor circulación transversal, por lo que, aunque se podrían usar falsos tubos, no creemos que sea necesario en este caso.

Los deflectores se muestran en la Hoja 8 y la comprobación (suponiendo que se ha usado una correlación para la transferencia de calor que tiene en cuenta las secciones de paso efectivas) se indica en la Hoja 4. En la Hoja 5 se ve que la pantalla izquierda presenta una "península" por encima de la pantalla de protección, con objeto de cerrar un canal de "by-pass" para el fluído del lado envolvente (ver Fig. 12). Evidentemente basta con cerrar el circuito por un lado (el izquierdo en este caso).

El soporte de la cabeza flotante se indica también en la Hoja 5.

Señalemos también que, aunque se ha criticado (Guilmour, 1965), consideramos que es buena práctica el disponer en la parte superior e inferior (pues se trata de una circulación de dos fases) una muesca triangular de 3/8 in de altura.

Finalmente, se ha de indicar que esta disposición tubular sólo es definitiva después de efectuar la disposición de deflectores (Hoja 14), pues se ha supuesto que $A_{21} = A_{22}$ (ver Fig. 11).

Como comentario, podemos indicar que esta misma disposición de tubos realizada mediante el método por computador del IPA (Bernabeu, Huertas, Illán, Olstrach & Sigalés, 1976) da la siguiente distribución:

Paso	Nº de tubos
1	63
2	63
3	63
4	63
5	63
6	62
7	62
8	62
9	62
10	62
Total	625

(máxima diferencia de tubos por paso 1,6 por 100)

Deflectores:
Flecha derecha = 10,86 in
Flecha izquierda = −10,99 in

Como puede verse, el diseño mecanizado, aparte de las ventajas en economía y tiempo, da un resultado apreciablemente mejorado.

IV.2.2 Hoja 9 (Bridas de unión)

En dicha hoja se reproduce la Tabla R-8 de la 3ª Edición de TEMA (1952) que incluye a las bridas para

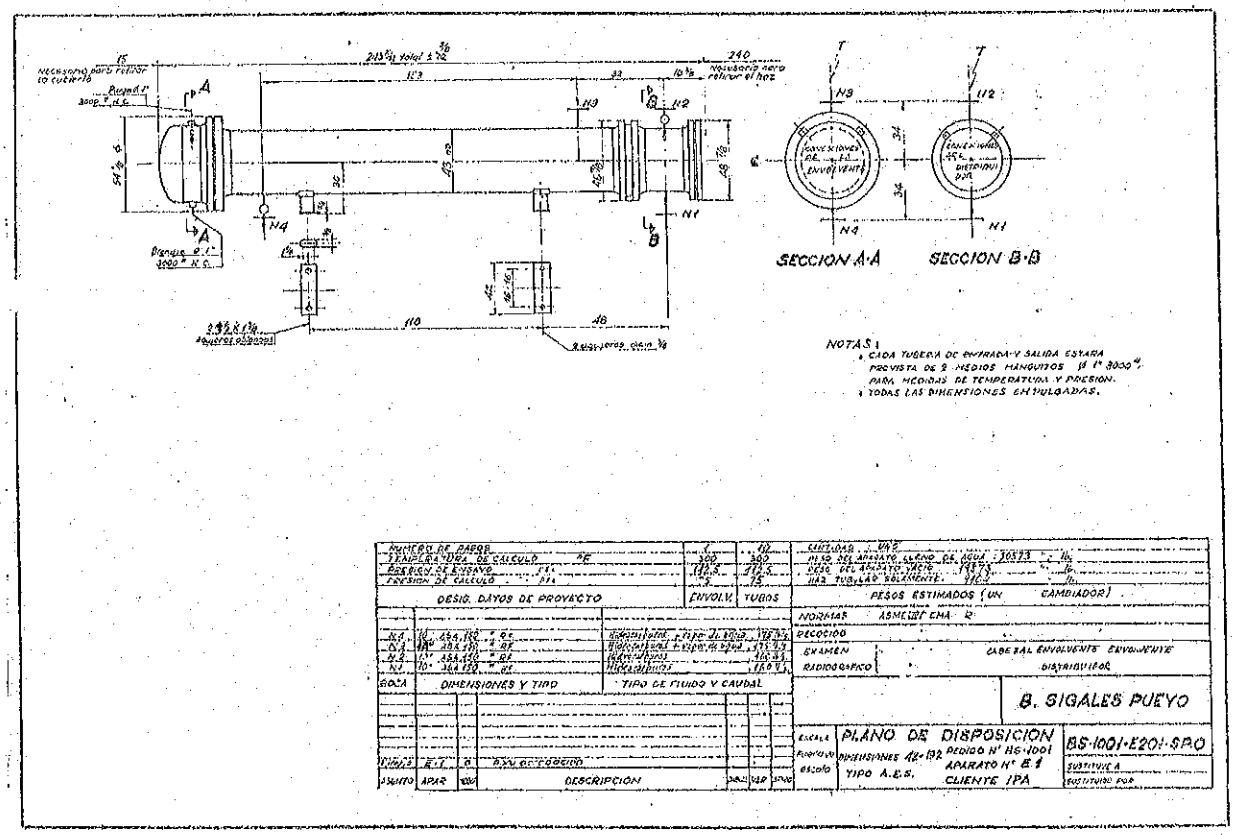


Fig. E-5

clase R de 150 lb. Las bridas correspondientes al ejemplo son:

Nº 1 "SHELL FLANGE AT COVER END, COVER, ID = 47 in".

Nº 2 "SHELL FLANGE AT COVER END, SHELL, ID = 42 in".

Nº 3, 4 y 5 "CHANNEL, SHELL AND SHELL COVER FLANGES, ID = 42 in".

Los números en el interior de un círculo en la parte superior derecha de las dimensiones, corresponden a las notas de la sección R-10.13 de la misma edición de TEMA.

IV.2.3 Hoja 15 (Dibujo de diseño)

Todas las dimensiones que son datos o calculadas en las hojas 2 a la 14, están indicadas en negrita. Las restantes están obtenidas con ayuda de la Tabla V y las Figs. 5, 6, 7, 8 y 9.

IV.2.4 Documentos finales

Como muestra de documentos finales (para circular a otros equipos del proyecto y a suministradores) en la Fig. E-5 se puede ver el plano de conjunto del aparato del ejemplo y en la E-6, una hoja de la lista de materiales correspondiente.

IV.2.5 Tolerancias de fabricación

Además de las indicadas en TEMA (Section 2 F-1 & F-2), es necesario especificar tolerancias para el haz tubular, pues TEMA no las indica. En la Fig. 42, se indican unas tolerancias típicas para pantallas, tirantes, haz, juntas y disposición tubular.

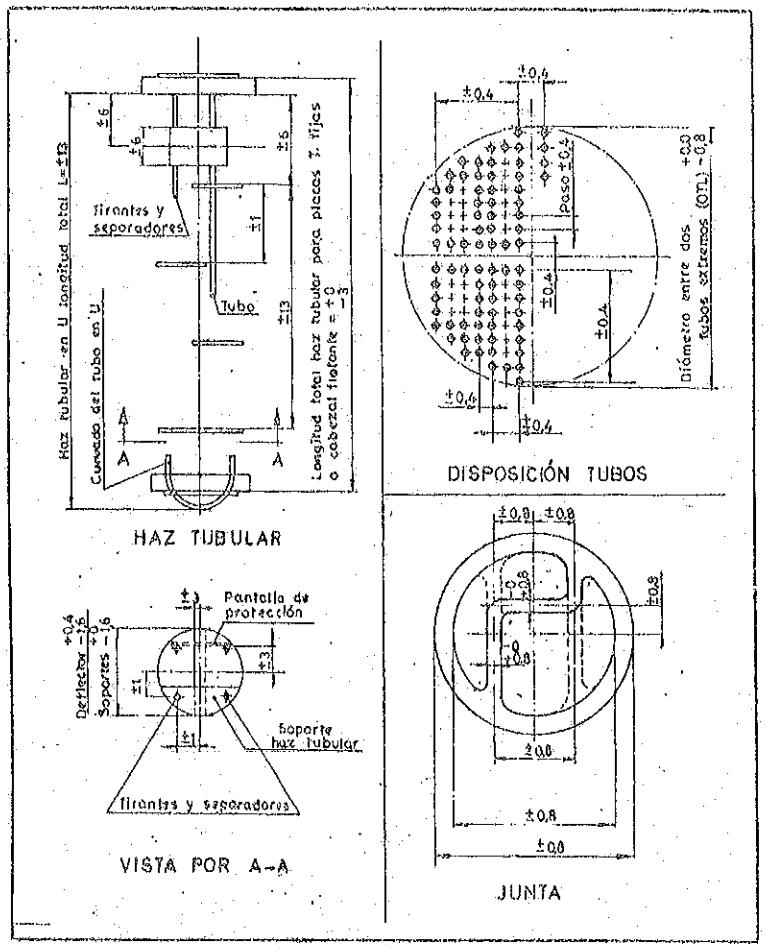


Fig. 42. Tolerancias de fabricación para el haz tubular y juntas (dimensiones en mm)

CORRECCIONES

En todo el artículo las unidades del c. de e. en sistema americano son "sq ft °F hr/Btu".

En todo el artículo suprimir "1" detrás de "ejemplo".

Parte I (Enero 1978)

p. 106. Fig. 1 en el índice 4 leer "Nº 2" en vez de "Nº 4".

p. 106. TABLA I, como c. de e. en sistema SI leer "0,0005" en vez de "0,017".

p. 107. Fig. 2, segundo bloque inferior derecho, añadir "diferencia de" entre "mínima" y "temperatura".

p. 107. 1ª columna, 8ª línea y p. 109, 2ª columna, apartado 1.3, 6ª línea, añadir "Fanaritis & Bevevino (1976)".

p. 107. 2ª columna, apartado c) 4ª línea detrás de "expansión" añadir. "Normalmente se puede prescindir de dicho fuelle si las temperaturas de los fluidos se hallan comprendidas entre la ambiente y 120°C (250°F)".

p. 108. 1ª columna, 39 línea, leer "0,003" en vez de "0,03".

p. 108. 3ª columna, 1ª línea detrás de defléctoras, añadir "horizontales".

p. 108. 3ª columna, 15ª línea, leer "o" en vez de "y".

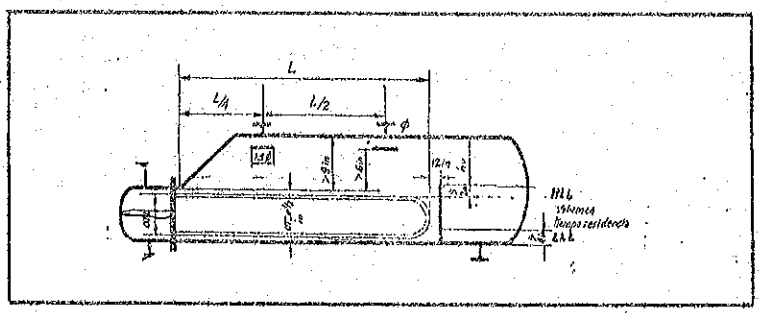


Fig. 4.

E-1, CONDENSADOR DE CABEZA TAREA Ejemplo ITEM N° E-1 Revisión 29-2-64 Hoja: 4 De: 6

Línea N°	Parte N°	Cantidad necesaria	PIEZA	MATERIAL Y ESPECIFICACION	DIMENSIONES	Dibujo N°
			Distribuidor			
65	601	1	Virola	ASTM-A285 Gr C	CHAPA, ancho 135.1" long. 16 3/4" esp. 1/2"	
66	502	1	Tabique separación	ASTM-A285 Gr C	42" x 1/2 x 100" (Total)	
67	503	1	Brida Unión N° 4	ASTM-A181 Gr I	VER PLANO	E-1-42-003
68	504	1	Brida Unión N° 5	ASTM-A181 Gr I	VER PLANO	E-2-42-003
69	505a	2	Brida Boca	ASTM A181 Gr I	Sección para 10" ASA-150 lb. W.N.-R.F. ~~Sch~~ Sección para Sch - 80 ID.	
70	505b		Brida Boca			
71	506a	2	Tubería Boca	ASTM-A106 Gr B	DN 10" x Sch 80 x Long. 9"	
72	506b		Tubería Boca			
73	507a		Refuerzo Boca		Añillo	
74	507b		Refuerzo Boca			
75	508	4	Manguitos	ASTM-A105 Gr II	Medio manguito de 1"-3000 #	
76	509	2	Orejas de leva	Acero laminado comercial	Ver Plano	BS-100
77						
78						
79						
80						
81						
82	601	1	Tapa Distribuidor	ASTM-A285 Gr C	DISCO dia. 48 7/8" x esp. 3 9/16"	
83	602	1	Cáncamo Izado	Acero forjado comercial	7/8" dia. x long. 2" (BAJO EL OJO)	
84						
85						
86						
87						
88						

Fig. E-6. Muestra parcial de lista de materiales

p. 109. 1ª columna, 10ª línea, detrás de "presenta" añadir "Small & Young (1977) y".

p. 111. TABLA III. Para los tipos BEU y AEM la 1ª línea de valores corresponde a un diámetro nominal de 6" y la última a 23".

p. 113. Agradecimiento. Leer "Fig. 17" en vez de "Fig. 12".

Sustituir la fig. 4, por la que se adjunta.

Parte II (Febrero 1978)

p. 73. 2ª columna, apartado c), última línea, añadir ("ver Fig. 25 más adelante)".

p. 73. 3ª columna, apartado j) 3ª línea y apartado l) 2ª línea, añadir "lb" después de "3000".

p. 73. 3ª columna, apartado j), 5ª línea, suprimir "la virola del distribuidor y en".

p. 73. 3ª columna, apartado l) 2ª línea, detrás de "(HC)" añadir "de 1".

p. 75. Fig. 7, detrás de "ODFTS" leer "Tabla V" en vez de "Tabla II".

p. 76. 2ª columna, última línea, leer "Fig. 8 y 9" en vez de "Fig. 12 más adelante".

p. 78. 3ª columna, 2ª línea entre "A" y "A" añadir "casi igual".

p. 79. 2ª columna, 4ª línea desde abajo entre "siendo" y "su diámetro" añadir "d_o".

p. 84. 2ª columna, 8ª línea, leer "(múltiplo de 4) está sometido" en vez de "están sometidos".

p. 85. 2ª columna, suprimir las líneas 3ª, 4ª y 5ª.

Parte III (Marzo 1978)

p. 157. 2ª columna, 1ª fórmula, B_t va en el denominador.

p. 157. 3ª columna, 12ª línea, leer "fija" en vez de "posterior".

p. 159. 1ª columna, 22ª línea, añadir "sin redondear" después de "cálculos".

p. 159. 1ª columna en la tabla de conversión añadir:

1/32	0,8
3/8	10
7/8	22
1 1/8	29
1 1/4	32
1 1/2	38

p. 159. 2ª columna, 11ª línea desde abajo, añadir "450 ≈"

p. 159. 3ª columna, 25ª línea, añadir al final, "ver".

p. 162. Fig. 23a. Texto 6ª línea desde abajo, leer "M" en vez de "L".

p. 164. Fig. 24. La línea de fondo de la torre es la (a).

p. 165. Fig. 26. Pie, añadir "AES o AET".

	ESPECIFICACION CAMBIADOR DE CALOR DE ENVOLVENTE Y TUBOS	DOCUMENTO Nº	hoja 1/12

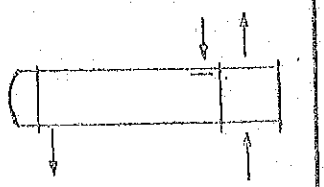
PROYECTO CURSO IPA UNIDAD DESTILACION TAREA Ejemplo
IDENTIFICACION E-1 SERVICIO Condensador cabeza
PROVEEDOR CANTIDAD 1
TIPO TEMA AES DIMENSIONES 42-192 NORMATIVA ASME Sec. VIII Div. 1 TEMA

DATOS DE OPERACION DE LA UNIDAD		ENVOLVENTE ENTRADA	ENVOLVENTE SALIDA	TUBOS ENTRADA	TUBOS SALIDA
FLUIDO		H.C. + agua	H.C. + agua	H.C.	H.C.
CAUDAL TOTAL	Kg/s				
LIQUIDO	Kg/s				
VAPOR	Kg/s				
VAPOR DE AGUA	Kg/s				
INCONDENSABLES	Kg/s				
TEMPERATURA	ºC				
DENSIDAD	Kg/m3				
VISCOSIDAD	Deca poises				
CALOR ESPECIFICO	kJ/Kg ºC				
CONDUCTIVIDAD TERMICA	kW/m ºC				
CALOR LATENTE	kJ/Kg				
PRESION	bar				
VELOCIDAD	m/s				
MASA MOLECULAR	Kg/K mol				
Nº DE PASOS					
PERDIDA DE CARGA	bar	PERM.	CALC.	PERM.	CALC.
COEF. DE ENSUCIAMIENTO	W/m2 ºC				

CALOR TOTAL CAMBIADO kW D.L.M.T. CORREGIDO ºC
COEF. TOTAL DE TRANSF. CALOR SUPERF. EXTER. EN SERVICIO/LIMPIO / W/m2 ºC

CONSTRUCCION DE UN CUERPO	ENVOLVENTE	TUBOS
PRESION DE DISEÑO psig	25	25
PRESION DE PRUEBA bar		
TEMPERATURA DISEÑO ºF	300	300
CORROSION ADMISIBLE in	1/8	1/8
ϕ INT./LONGITUD/ESPESOR in/ft/BWG	42/-/-	1/16/12
CONEX. ENTRADA ϕ / BRIDA in/#	14/150 RF	10/150 RF
CONEX. SALIDA ϕ / BRIDA in/#	10/150 RF	10/150 RF
CONEX. PURGA ϕ / BRIDA in/#	1/3000	1/3000
CONEX. DRENAJE ϕ / BRIDA in/#	1/3000	1/3000
CONEX. SEGURIDAD ϕ / BRIDA		

ESQUEMA CAMBIADOR



CABEZ. ENVOLV.: ☒ INTEGRAL ☐ CON TAPA
UNION TUBOS-PLACA: ☒ MANDR. ☐ SOLDADOS
Nº TUBOS 625 PASO 1 1/4 in. DISPOSIC. △ ☐ ◈
DEFLECT. TRANSV.: SEPARACION 26 in TIPO segmental
CORTE vertical %20
DEFLECT. LONGIT. SELLO TIPO
SOPORTES TUBOS si
PANTALLA si CANT. 1 TIPO
JUNTAS EXPANSION
POSICION: ☐ VERTICAL ☒ HORIZONTAL
SUPERF. EXTERIOR/CUERPO m2
SUPERF. EXTERIOR/UNIDAD m2

MATERIALES
ENVOLVENTE acero C
CABEZAL ENVOLVENTE
TUBOS
DISTRIBUIDOR
TAPA DISTRIBUIDOR
PLACA TUBULAR FIJA/FLOTANTE
JUNTAS EXPANSION
JUNTAS
ENVOLVENTE asbesto revestido
DISTRIBUIDOR
CABEZAL FLOTANTE

TRATAMIENTO TERMICO RADIOGRAFIADO
PESOS: HAZ TUBULAR Kg TOTAL CAMBIADOR Kg LLENO DE AGUA Kg
OBSERVACIONES

UNIDAD: DESTILACION	TIPO: AES	CALC.: BS 29/2/64	HOJA: 2 DE: 17
ITEM: E-1 CONDENSADOR DE CABEZA	DIMENSIONES: 42-192	COMPROB.	TAREA: Ejemplo
	TEMA: 8	APROB.:	
PARTE: ENVOLVENTE CUERPO	PRESION DISEÑO P = 75 psi	I.D.= 42 in	RAYOS X
	TEMPERATURA DISEÑO = 300ºF	O.D.= -	
ENVOLVENTE DISTRIBUIDOR	MATERIAL: SA-285 Gr C	SOBREESPESOR DE CORROSION= 0,125 in	E = ,70
	S 300 gr = 13750	ESPESOR MINIMO = 0,500 in	

* Espesor

. CHAPA:

$$t = \frac{P \times \overline{I.D.}}{2 \times (E \times S - ,6 \times P)} + C$$

$$\frac{P \times (\overline{I.D.} + 2C)}{2 \times (E \times S - ,6 \times P)} = \frac{76 \times 21,125}{9600} = ,166 \text{ in}$$

$$+ C = ,125$$

$$0.291 \text{ in}$$

$S \times E =$ 9625 psi

$,6 \times P =$ 45

$S \times E - ,6 \times P =$ 9580 psi

USAR $t =$ 0,50 in

. TUBERIA:

$$t = \frac{1}{,875} \times \left[\frac{P \times \overline{O.D.}}{2 \times (S + ,4 \times P)} + C \right]$$

$$\frac{P \times \overline{O.D.}}{2 \times (S + ,4 \times P)} = \quad = \quad$$

$S =$

$,4 \times P =$

$S - ,4 \times P =$

$+ C =$

$,875$

USAR Tubería DN ____ " Sch ____ t = ____

* Tratamiento térmico posterior a la soldadura (ver ASME UCS - 56)

(D ≥ 20 in.) $\frac{D + 50}{120} = \frac{92}{100} = 0,76$ in > t = 0,50 in

Tratamiento térmico posterior a la soldadura necesario:

NO

* Refuerzo bocas.

Envolvente: t= 0,50 in ~ 2 x 0,291 NO

Distribuidor: t = 0,50 in ~ 2 x 0.291 NO

UNIDAD DESTILACION	TIPO: AES	CALC.: OS 29/2/64	HOJA: 3 DE: 17
ITEM: E-1 CONDENSADOR DE CABEZA	DIMENSIONES: 42-192	COMPROB.:	TAREA: Ejemplo
	TEMA: 8	APROB.:	
PARTE: CABEZAL ENVOLVENTE	PRESION DISEÑO P = 75 psi	I.D.= 47 in (Tabla IV)	RAYOS X:
	TEMPERATURA DISEÑO = 300°F	O.D.=	
	MATERIAL: A 285 Gr C	SOBREESPESOR DE CORROSION=	E = .70
	S 300 °F = 13750 psi	ESPESOR MINIMO = .500 in	

* Espesor

. CHAPA:

$$t = \frac{P \times \overline{I.D.}}{2 \times (E \times S - 6 \times P)} + C$$

$$\frac{P \times (\overline{I.D.} + 2C)}{2 \times (E \times S - .6 \times P)} = \frac{75 \times 23,625}{9580} = \frac{.186}{.125}$$

$$+ C = \frac{\quad}{0,311}$$

$S \times E =$ 9625 psi

$.6 \times P =$ 45

$S \times E - .6 \times P =$ 9580 psi

USAR $t =$ 0,50 in

. TUBERIA:

$$t = \frac{1}{.875} \times \left[\frac{P \times \overline{O.D.}}{2 \times (S + .4 \times P)} + C\right]$$

$$\frac{P \times \overline{O.D.}}{2 \times (S + .4 \times P)} = \quad = \quad$$

$S =$ _____

$.4 \times P =$ _____

$S - .4 \times P =$ _____

$+ C =$ _____

_____ = _____

.875

USAR Tubería DN _____ " Sch _____ t = _____

* Tratamiento térmico posterior a la soldadura (ver ASME UCS - 56)

(D ⩾ 20 in.) $\frac{D + 50}{120} =$ _____ = _____ t = _____

Tratamiento térmico posterior a la soldadura necesario:

NO

(Continuará)

Como tapa cuerpo usar un fondo elíptico 2:1 de 0.50 in de espesor y 2 in de borde recto.

cambiadores de calor de envolvente y tubos: su diseño mecánico

y parte VI

Por Bartomeu SIGALES
del IPA, de la Universidad
Politécnica de Barcelona

UNIDAD: DESTILACION	TIPO: AES	CALC.: BS 29/2/64	HOJA: 4
	DIMENSIONES: 42-192	COMPROB.:	DE: 17
ITEM: E-1 CONDENSADOR DE CABEZA	TEMA: R	APROB.:	TAREA: Ejemplo

DISPOSICION DE LOS TUBOS

D.I. Envolvente: 42 in., Sección recta envolvente $\frac{\pi \times 42^2}{4} =$ = 1.385,4 sq in.

ODFTS. (Tabla V): 42-3/8 = 41 5/8 in.
OTL.: 41 5/8 – 1 3/8 = 40 1/4 in.
OTCL.: 40 1/4 – 1 = 39 1/4 in.
Nº Tubos: 625, Diámetro ext. d = 1 in., Paso p = 1 1/4 in Nº de pasos: 10.

Tubos por paso: $\frac{625}{10} = 62{,}5$

Anchura de la partición entre pasos (Fig. 5): 3/8 in.
Separación entre centros de tubos en la división entre pasos: S = 1 + 3/8 + 3/8 = 1 3/4 in.
Tirantes Número Mínimo (TEMA R, B & C, 4.71): 8, usar 11.
Diámetro Mínimo (TEMA R, B & C.4.71): 1/2 in., separadores: tubería 1/2 in Sch 46.
Pantalla Protectora. Espesor: 7/16, tomar 3/8 in.
Boca de entrada envolvente: 14 in, D.I.: 12.5 in., Sección de paso: 122,7 in².

CORTE DE LAS PANTALLAS (Ver hoja: 5)

Sección recta de paso de la envolvente:

$$1\,385{,}4 - 625 \times \underbrace{\frac{\pi \times 1^2}{4}}_{(3)} - 11 \times \frac{\pi \times 84^2}{4} - \frac{3}{8} \times 23{,}5 =$$

(1) (2) (d) (5) (6) 7

= 780 sq in.

Deflector izquierdo:

$h = 21 - 6\ 13/16$ in $\frac{h}{D} = \frac{14{,}1875}{42} = .337''$ A = 2326 sq in.

(TEMA Tabla D-16)

Abertura de las pantallas:

$$2326 \times 1385.4 - \frac{(2{,}5 + .75)}{2} \times 6 = 312{,}25 \text{ sq in.}$$

Sección transversal de los tubos en el corte deflectores: 200 x .785 = 157
Sección transversal de los separadores en el corte deflectores: 3 x .554 = 1.7.

Sección de paso $\frac{158{,}7}{153.55}$ sq in.

Corte de la pantalla = $\frac{153.55}{780} \times 100 = 19.6\% \simeq 20\%$

Deflector derecho: h = 21 – 9 1/6 = 11 15/16 in $\frac{h}{D} =$

$$= \frac{11.9375}{42} = .285''\ A = .1945$$

Apertura de la pantalla = .1945 x 1385.4 = 270 sq in.
Sección recta de la pantalla sección en la sección de paso del deflector: 2.25 x 3/8 = 1.
Sección recta de tubos en la sección de paso del deflector: 132 x .785 = 104.
Sección recta de separadores en la sección de paso del deflector: 3 x .554 = 1.7

$\frac{106{,}7}{163{,}3}$ sq in.

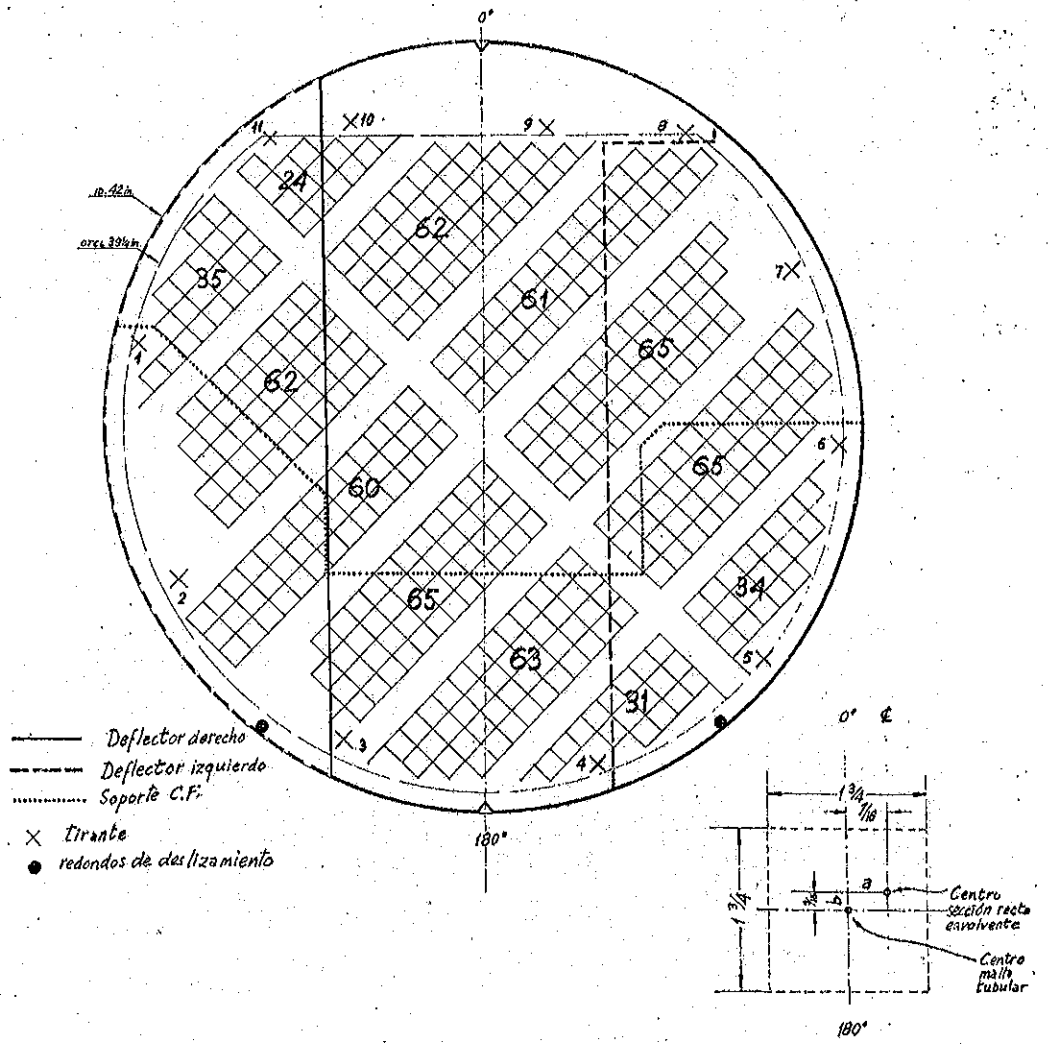
Corte de la pantalla = $\frac{163.3}{780} \times 100 = 20.9\% \simeq 20\%$

(1) Secc. Recta envolvente (3) Seccion del Tubo colectador (5)(6) Secc. pantalla protectora.

UNIDAD: DESTILACION	TIPO: AES	CALC.: BS 29/2/64	HOJA: 5 DE: 17
ITEM: E-1 CONDENSADOR DE CABEZA	DIMENS.: 42-192	COMPROB.:	TAREA: Ejemplo
	TEMA: R	APROB.:	

PARTE: SECCION TRANSVERSAL

Vista desde el extremo estacionario
625 tubos
ESCALA 1:5



UNIDAD: DESTILACION	TIPO: AES	CALC.: BS 29/2/64	HOJA: 6 DE: 17
ITEM: E-1 CONDENSADOR DE CABEZA	DIMENS.: 42192	COMPROB.:	TAREA: Ejemplo
	TEMA: 12	APROB.:	

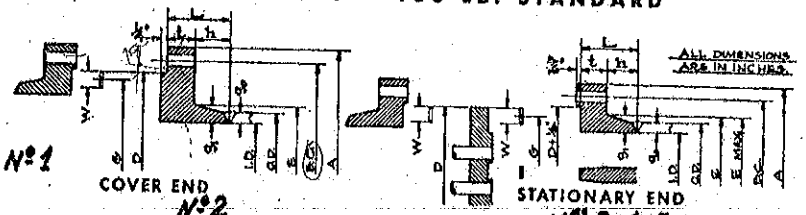
PARTE: BRIDAS DE UNION.

Por tratarse de baja presión usaremos las bridas TEMA 1952 y por ser clase R las de 150 #, Tabla R-8, secciones R-10.13 y R-10.2 TEMA 1952 (3rd Ed).

SECTION 4
Mechanical Standards TEMA Class "R" Heat Exchangers

TABLE R-8

HUB FLANGES — 150 LB. STANDARD



SHELL ① I.D.	O.D.	CHANNEL, SHELL AND SHELL COVER FLANGES A	D	G	W	B.C.	No. & Size of Bolts	③ t	h	② L	g_0	g_1	E	④ E Max.
8	8-5/8	13-1/4	10-3/8	10	3/8	11-5/8	12—3/4	1-1/8	1-1/2	2-5/8	.141	.516	9-3/8	9-3/8
10	10-3/4	15-3/8	12-1/2	12-1/8	3/8	13-3/4	16—3/4	1-3/16	1-1/2	2-11/16	.143	.518	11-1/2	11-1/2
12	12-3/4	17-3/8	14-1/2	14-1/8	3/8	15-3/4	16—3/4	1-1/4	1-1/2	2-3/4	.140	.521	13-1/2	13-1/2
13	14	18-5/8	15-3/4	15-3/8	3/8	17	16—3/4	1-5/16	1-1/2	2-13/16	.140	.523	14-3/4	14-3/4
15	16	20-5/8	17-3/4	17-3/8	3/8	19	20—3/4	1-3/8	1-5/8	3	.150	.525	16-3/4	16-3/4
17	18	22-5/8	19-3/4	19-3/8	3/8	21	20—3/4	1-1/2	1-5/8	3-1/8	.153	.528	18-3/4	18-3/4
19	20	24-7/8	22	21-5/8	3/8	23-1/4	24—3/4	1-9/16	1-3/4	3-5/16	.155	.530	20-3/4	21
21	22	26-7/8	24	23-5/8	3/8	25-1/4	24—3/4	1-5/8	1-3/4	3-3/8	.157	.532	22-3/4	23
23	24	28-7/8	26	25-5/8	3/8	27-1/4	28—3/4	1-3/4	1-7/8	3-5/8	.159	.534	24-3/4	25
25		30-3/8	27-1/2	27-1/8	3/8	28-3/4	29—3/4	1-7/8	1-7/8	3-3/4	3/16	1/2		25-1/2
27		33-1/8	29-7/8	29-3/8	1/2	31-1/4	28—7/8	1-15/16	1-7/8	3-13/16	1/4	5/8		28-3/4
29		35-1/8	31-7/8	31-3/8	1/2	33-1/4	28—7/8	2	2	4	1/4	5/8		30-3/4
31		37-1/8	33-7/8	33-3/8	1/2	35-1/4	32—2 7/8	2-1/8	2-1/8	4-1/4	1/4	5/8		32-3/4
33		39-1/8	35-7/8	35-3/8	1/2	37-1/4	32—2 7/8	2-1/4	2-1/8	4-3/8	1/4	5/8		34-3/4
35		41-1/8	37-7/8	37-3/8	1/2	39-1/4	36—7/8	2-3/8	2-1/4	4-5/8	1/4	6/8		36-3/4
37		43-7/8	40-1/4	39-5/8	5/8	41-3/4	36—1	2-1/2	2-3/8	4-7/8	5/16	3/4		39
39		45-7/8	42-1/4	41-5/8	5/8	43-3/4	36—1	2-5/8	2-1/2	5-1/8	5/16	3/4		41
42		48-7/8	45-1/4	44-5/8	5/8	46-3/4	40—1	2-3/4	2-5/8	5-3/8	5/16	3/4		44
44		50-7/8	47-1/4	46-5/8	5/8	48-3/4	40—1	2-13/16	2-5/8	5-7/16	5/16	3/4		46
47		54-1/8	50-1/2	49-3/4	3/4	52	48—1	2-7/8	2-3/4	5-5/8	3/8	7/8		49-1/4

SHELL ① I.D.	O.D.	SHELL FLANGE AT COVER END A	D	G	W	B.C.	No. & Size of Bolts	③ t	h	② L	g_0	g_1	E	COVER FLANGE SIZE
8	8-5/8	17-3/8	14-1/2	14-1/8	3/8	13-3/4	16—3/4	1-7/16	1-1/2	2-19/16	.141	.516	9-3/8	12
10	10-3/4	19-5/8	15-3/4	15-3/8	3/8	17	16—3/4	1-1/2	1-1/2	3	.143	.518	11-1/2	13
12	12-3/4	20-5/8	17-3/4	17-3/8	3/8	19	20—3/4	1-9/16	1-1/2	3-1/16	.146	.521	13-1/2	15
13	14	22-5/8	19-3/4	19-3/8	3/8	21	20—3/4	1-11/16	1-1/2	3-3/16	.148	.523	14-3/4	17
15	16	24-7/8	22	21-5/8	3/8	23-1/4	24—3/4	1-13/16	1-5/8	3-7/16	.150	.525	16-3/4	19
17	18	26-7/8	24	23-5/8	3/8	25-1/4	24—3/4	1-15/16	1-5/8	3-9/16	.153	.528	18-3/4	21
19	20	28-7/8	26	25-5/8	3/4	27-1/4	28—3/4	2-1/16	1-3/4	3 13/16	.155	.530	20-3/4	23
21	22	30-3/8	27-1/2	27-1/8	3/8	28-3/4	28—3/4	2-1/4	1-3/4	4	.157	.532	22-3/4	25
23	24	33-1/8	29-7/8	29-3/8	1/2	31-1/4	28—7/8	2-7/16	1-7/8	4 6/16	.159	.534	24-3/4	27
25		35-1/8	31-7/8	31-3/8	1/2	33-1/4	28—7/8	2-5/8	1-7/8	4-1/2	3/16	1/2		29
27		37-1/8	33-7/8	33-3/8	1/2	35-1/4	32—2/8	2-11/16	1-7/8	4-9/16	1/4	5/8		31
29		39-1/8	35-7/8	35-3/8	1/2	37-1/4	32—2/8	2-3/4	2	4-3/4	1/4	5/8		33
31		41-1/8	37-7/8	37-3/8	1/2	39-1/4	36—7/8	3	2-1/8	5-1/8	1/4	5/8		35
33		43-7/8	40-1/4	39-5/8	5/8	41-3/4	36—1	3-1/4	2-1/8	5-3/8	1/4	5/8		37
35		45-7/8	42-1/4	41-5/8	5/8	43-3/4	36—1	3-3/8	2-1/4	5-5/8	1/4	5/8		39
37		48-7/8	45-1/4	44-5/8	5/8	46-3/4	40—1	3-1/2	2-3/8	5-7/8	5/16	3/4		42
39		50-7/8	47-1/4	46-5/8	5/8	48-3/4	40—1	3-5/8	2-1/2	6-1/8	5/16	3/4		44
42		54-1/8	50-1/2	49-3/4	3/4	52	48—1	3-3/4	2-5/8	6-3/8	5/16	3/4		47

UNIDAD: DESTILACION	TIPO: AES	CALC.: GS	29/2/64	HOJA: 7 DE 17
	DIMENSIONES: 42-192	COMPROB.:		
ITEM: E-1 CONDENSADOR DE CABEZA	TEMA: R	APROB.:		TAREA: Ejemplo
PARTE: TAPA DISTRIBUIDOR	DETALLES JUNTA: ASBESTO REVESTIDA		DE LAS TABLAS ASME UA-49.1 & 49.2	N = 5/8 (Brida 5)
				b = $\sqrt{5/8}$ = .28
PRESION DISEÑO P = 75 psi	TIPO DE ASIENTO: CONFINADO			y = 7600
TEMPERATURA DISEÑO = 300ºF				m = 3.75
TEMPERATURA ATMOSF. = 80ºF	VER BRIDA nº5	B.C. : 46.750 in		
MATERIAL TAPA: A 212 Gr A		G : 44.625 in ✓ ~~[illegible]~~		
MODULO ELAST. TAPA E = 25×10^6 (TABLA TEMA D-10)		B.C. − G = 2.125	h_G = .5 (B.C. − G) = 1.063	
MATERIAL ESPARRAGOS: A-193-B7		A_B act: 40x651 = 22.04	Espárragos de d_B = 1 in	
SOBREESPESOR CORROSION = .125 in		Hy = b x π x G x y = .28 x π x 44.625 x 7600 = 300000		
PROFUNDIDAD RANURA SEPARACION PASOS = .188 in		Hp = 2 x b x π x G x m x P = .56 x π x 44.625 x 3.75 x 75 = 22100		
TENSION ADMISIBLE ESPARRAGOS.	300 ºF Sop = 20000 psi	H = .25 x G^2 x π x P = .25 x $\overline{44.625}^2$ x π x 75 = 117900		
	80 ºF Sat = 20000 psi	Wop = Hp + H = 140000		
TENSION ADMISIBLE TAPA.	300 ºF S_{FO} = 16250 psi	A_B min = el mayor entre Hy/Sat o Wop/sop = 300000/20000 = 15 sq in		
	80 ºF S_{FA} = 16250 psi	Wat = .6 (A_B min + $A_B$act) x Sat = .6(22+15) x 20000 = 370000 lb		

* A S M E apretado inicial $\left(T_1 = \sqrt{\frac{.3 \times P \times G^2}{S_{FA}} + \frac{1.78 \times Wat \times h_G}{S_{FA} \times G}}\right)$

$$\frac{.3 \times P \times G^2}{S_{FA}} = \frac{3 \times 75 \times 44.625^2}{16250} = 4.9$$

$$\frac{1.78 \times Wat \times h_G}{S_{FA} \times G} = \frac{1.78 \times 370000 \times 1.063}{16250 \times 44.625} = .97$$

5.87

$$T_1 = \sqrt{5.87} = 2.42 \text{ in}$$

* A S M E condiciones de trabajo $\left(T_2 = \sqrt{\frac{.3 \times P \times G^2}{S_{FO}} + \frac{1.78 \times Wop \times h_G}{S_{FO} \cdot G}}\right)$

$$\frac{.3 \times P \times G^2}{S_{FO}} = \_\_\_\_\_$$

$$\frac{1.78 \times Wat \times h_G}{S_{FO} \times G} = \_\_\_\_\_ \quad \_\_\_\_\_$$

T_2 =

* T E M A (Solamente para cambiadores de varios pasos lado tubos) $\left(T3 = \sqrt[3]{\frac{25}{E \times 10^{-6}} \times \left[5.7 \times P \times \left(\frac{G}{100}\right)^4 + 2 \times \frac{h_G \times A_{Bact}}{\sqrt{d_B}} \times \frac{G}{100}\right]}\right)$

$$5.7 \times P \times \left(\frac{G}{100}\right)^4 = 5.7 \times 75 \times \overline{.44625}^4 = 17.1$$

$$\frac{2 \times h_G \times A_{Bact}}{\sqrt{d_B}} \times \frac{G}{100} = \frac{2 \times 1.063 \times 22.04 \times .44625}{\sqrt{1}} = 21.0$$

$$\left(\frac{25}{E \times 10^{-6}}\right) = \frac{25}{25} = 1 \times 38.1 = 38.1$$

$$T_3 = \sqrt[3]{38.1} = 3.365 \text{ in}$$

* Espesor total

El mayor entre T_1, T_2 ó T_3 = 3.365

\+ el mayor entre c o g = .188

t = 3.553 in

USAR t = 3 9/16 in

UNIDAD: DESTILACION		TIPO: AES	CAL.: 29/2/64	HOJA: 8 DE: 12
ITEM: E-1 CONDENSADOR DE CABEZA		DIMENSIONES: 42-192	COMPROB.:	
		TEMA: R	APROB.:	TAREA: Ejemplo
PARTE	PRESION LADO ENVOLVENTE: 75 psi	SOBREESP. CORR. ENVOLV. = C_S = 0.125 in		DIAMETRO MEDIO DE LA JUNTA G = 44.625 in
PLACA TUBULAR	PRESION LADO TUBOS: 75 psi	" " TUBO = C_T = 0.125 in		PROF. RANURA SEPARACION ENTRE PASOS G = 0.188 in
	TEMPERATURA DISEÑO: 300º F	ID. DE LA ENVOLVENTE: 42 in		PASO: p=
	MATERIAL: A 285 Gr C	DE DE LA ENVOLVENTE: 43 in		OTL: 40.26 in
	S 300 ºF = 13750 psi	ESPESOR DE LA ENVOLV.: t_s = 0.500 in		DIAM. d TUBOS: BWG

OTL - d = 39.25 in

* 1 FLEXION

$$\frac{G^* \times F}{200} \times \sqrt{\frac{P}{S/10^4}} = \frac{44.625}{200} \times \sqrt{\frac{54.5}{1.375}} = 1.650 \text{ in}$$

$+ C_s$ = 0.125

$+ C_t$ el mayor entre C_t o g = 0.188

T_1 = 1.963 in

TIPO DE LA P.T.POST. \ TIPO DE LA P.T. ESTACIONARIA	← mayor presión — CON UNION	mayor presión — SIN UNION
CABEZAL FLOTANTE →	F= 1 G* = G P = la mayor presión	F Figura R 8 C 7 -141 TEMA G* = I.D. P = la mayor presión
U	F= 1,25 G* = G P = la mayor presión	F Figura R 8 C 7 -141 TEMA G* = I.D. P = la mayor presión
P.T. FIJA CON JUNTA DE EXPANSION.	F = 1 G* = G P = la mayor presión	F Figura R 8 C 7 - 141 TEMA G* = I.D. P = la mayor presión
P.T. FIJA SIN JUNTA DE EXPANSION. (TEMA 1952)	P=presión del lado tubos $F = \sqrt{\frac{2+K}{2+3K}}$ = $\sqrt{\quad}$ = ____ P=presión lado envolv. $F = \sqrt{\frac{K}{2+3K}}$ = $\sqrt{\quad}$ = ____ G* = G	P=presión del lado tubos $F = \sqrt{\frac{2+K}{2+3K}}$ = $\sqrt{\quad}$ = ____ P=presión lado envolv. $F = \sqrt{\frac{2+K}{2+3K}}$ = $\sqrt{\quad}$ = ____ G* = I.D.

$K = \frac{E_s \times t_s \times (O.D. - t_s)}{E_t \times n \times t_t \times (d - t_t)}$ = ____ = ____

E_s = módulo de elasticidad de la envolvente = ____

E_t = módulo de elasticidad de los tubos = ____ } TABLA D-10 DE TEMA

t_t = espesor de los tubos = ____

n = número de tubos = ____

* 2 ESFUERZO CORTANTE (Con b_t TEMA $\simeq$ (OTL-d))

$$\frac{0.31 \times (OTL-d)}{(1-d/p)} \times \frac{P}{S} = \frac{.31 \times 39.25 \times 75}{0.2 \times 13750} = 0.330 \text{ in}$$

$d/p = \frac{0.8}{1} \quad 1 - d/p = 0.2$

$g - C_T$ = 0.063

$+ C_s$ = 0.125

C ó g = 0.188

0.580 in

* ESPESOR TOTAL

USAR t = 1 31/32 in

UNIDAD: DESTILACION	TIPO: AES	CALC. GS 29/2/64 .	HOJA: 9 . DE : 17
	DIMENSIONES: 42-192	COMPROB.	
ITEM: E-1 CONDENSADOR DE CABEZA	TEMA: R	APROB.	TAREA: Ejemplo
PARTE: BRIDA DE CABEZA FLOTANTE	DETALLES JUNTA: ASBESTO REVEST.	TABLAS ASME DE DE LA UA-48.1 49.2	N: .800 in
	TIPO DE ASIENTO CONFINADO		b: .250 in
			y: 7600
			m: 3.75

PRESION DISEÑO P : 75 psi	VER DIBUJO DE DISEÑO.	B.C.: 42.750 in	O.D.: 44.375 in
TEMPERATURA DISEÑO: 300º F		G : 41.125 in	I.D.: 40.625
TEMP.ATMOSFERICA: 60ºF		B.C.-G = 1.625 in	OD + ID = 85 in ; OD - ID = 3.75 in
MATERIAL BRIDA: A-181 Gr I		5(BC-G) = .8125	Rc = R-CT = 40.625 - .125 = 40.5 in
MATERIAL ESPARRAGOS: A-193-B7	Hy = b x π x G x y = .25 x π x 41.125 x 7600 = 246000 lb		
SOBREESPESOR CORROSION CUERPO Cs = .125 in	Hp = 2 x b x π x G x m x P = 6 x π x 41.125 x 3.75 x 75 = 18200		
SOBREESPESOR CORROSION TUBOS CT = .125 in	H = .25 x G^2 x π x P = .25 x 41.125^2 x π x 75 = 10000		
TENSION ADMISIBLE ESPARRAGOS: 300 ºF Sop = 20000 psi	Wop = Hp + H = 118200		
TENSION ADMISIBLE ESPARRAGOS: 80 ºF Sat = 20000 psi	Ab min = el mayor entre Hy/Sat o Wop/Sop : 246000/20000 = 12.3 sq in		
TENSION ADMISIBLE TAPA: 300 ºF SFo = 15000 psi	Espárragos de 3/4" 12.3/.302 = 41 USAR: 44 ABact 44x302 = 13.6		
TENSION ADMISIBLE TAPA: 80 ºF SFA = 15000 psi	Wat = .5 (Ab min + ABact) x Sat = 13.6x20000 = 272000 lb (*)		

* Apretado inicial $T_1 = F_1 \times \left[1 + \sqrt{1 + \frac{J_1}{F_1^2}}\right]$

$$J_1 = \frac{Wat \times h_G}{S_{FA} \times \overline{ID}} \times \frac{\overline{OD} + \overline{ID}}{\overline{OD} - \overline{ID}} = \frac{272000 \times 8125 \times 85}{15000 \times 40.625 \times 3.75} = 8.24$$

$$F_1 = \frac{P \times \overline{ID} \times Rc \times \sqrt{1 + (LD/2\ Rc)^2}}{4 \times S_{FA} \times (\overline{OD} - \overline{ID})} = \frac{75 \times 40.625 \times 40.5 \times \sqrt{1 + \left(\frac{40.625}{81}\right)^2}}{4 \times 15000 \times 3.75} = \frac{.55 \times .865}{} = .475$$

$F_1^2 = .226$ $\qquad T_1 = .475 \times \left[1 + \sqrt{1 + \frac{8.24}{.226}}\right] = .475 \times \left[1 + \sqrt{46.4}\right] = .475 \times 7.8 = 3.7$ in

* En operación $\left(T_2 = F_2 \times \left[1 + \sqrt{1 + \frac{J_2}{F_2^2}}\right]\right)$

$$J_2 = \frac{Wop \times h_G}{S_{FO} \times \overline{ID}} \times \frac{\overline{OD} + \overline{ID}}{\overline{OD} - \overline{ID}} = \_\_\_\_\_$$

$$F_2 = \frac{P \times \overline{ID} \times Rc \times 1 + (\overline{ID}/2\ Rc)^2}{4 \times S_{FO} \times (\overline{OD} - \overline{ID})} = \_\_\_\_\_ = \_\_\_\_\_$$

$F_2^2 =$ $\qquad T_2 =$

* Espesor total

T (el mayor entre T_1 ó T_2)	=	3.700 in
+ 3/16	=	.188
+ C_T	=	.125
+ C_S	=	.125
		4.138 in

USAR t = 4 3/16 in

(*) Nota: Con el valor de ASME $\left(\frac{A_B min + A_B\ act.}{2}\right) \times Sat = \left(\frac{12.3 + 13.6}{2}\right) \times 20000 = 259000$

obtenemos $T_1 = 3.3$ y t = 3 3/4 .

UNIDAD: DESTILACION	TIPO: AES	CALC.: BS 29/2/64	HOJA: 10 DE: 17
	DIMENSIONES: 42-192	COMPROB.:	
ITEM: E-1 CONDENSADOR DE CABEZA	TEMA: R	APROB.:	TAREA: Ejemplo

PARTE: TAPA DEL CABEZAL FLOTANTE		
	Presión diseño envolv./.6 = 125 psi	Sobreesp. Corr. Envolv. C_S = .125 in
	Presión diseño tubos = 75 psi	Sobreesp. Corr. Tubos = C_T = .125 in
	Temp. de diseño = 300°F	Radio de la Tapa R = 40.625 in
	Material: A 285 Gr C	S 300°F = 13.750 psi

Usar P = el mayor valor entre:

$$\frac{\text{Presión de diseño de lado envolvente}}{.6}$$

o presión de diseño lado tubos.

$$\frac{5 \times P \times (R \times C_T)}{6 \times S} = \frac{5 \times 125 \times (40.625 \times .125)}{6 \times 13.750} =$$

$$= \frac{5 \times 125 \times 40.75}{6 \times 13.750} = .310 \text{ in}$$

$$+ C_S = .125$$

$$+ C_T = .125$$

$$0.560$$

USAR t = 5/8 in.

CORRECCIONES

Parte IV (Abril 1978)

p. 181. 1ª Columna, apartado III.3.2 A) y

p. 182. 1ª Columna, apartado I), c) y e) leer "pantalla deflectora", en vez de pantalla.

p. 182. 2ª y 3ª Columnas, apartado III.3.3. A), leer siempre "pantallas deflectoras", en vez de "pantallas".

p. 181. Tabla VIII, columna PARED, in, leer "0,049", en vez de "0,059".

p. 183. 3ª Columna, línea 30 leer "(ASME 1 UA-49)", en vez de "(TEMA, R, B y C-8.22)".

p. 183. 3ª Columna, línea 35, leer "aunque éste es siempre", en vez de "que siempre es".

p. 183. 3ª Columna, líneas 14 y 13 desde abajo, cambiar líneas por "(TEMA, 4a; Edición, 1959, R & C 7.151) y no afecta sustancialmente al valor de la raíz."

p. 184. 1ª Columna, 4ª línea desde abajo, leer "1962, 1964", en vez de "1964, 1964".

p. 184. 2ª Columna, 1ª referencia, leer "Oistrach A. &", en vez de "Oistrech A.E.".

p. 182. 1ª Columna, apartado I), c) y e) leer "pantalla deflectora", en vez de pantalla.

Parte V

p. 180. 3ª Columna, 4ª línea, la expresión numérica debe ser:

$$b_A = [(\frac{39.25}{2})^2 - 1.3125^2]^{0.5}$$

p. 181. Fig. 2-6. Encima de Agujeros oblongos leer: "2 x x 1 1/2" x 3/8".

En la tabulación de bocas la N3 ha de ser de 14".

p. 183. Fig. E-6. N° 69 leer "10" ASA-150/bWNRF. Sección para Sch 80 ID."

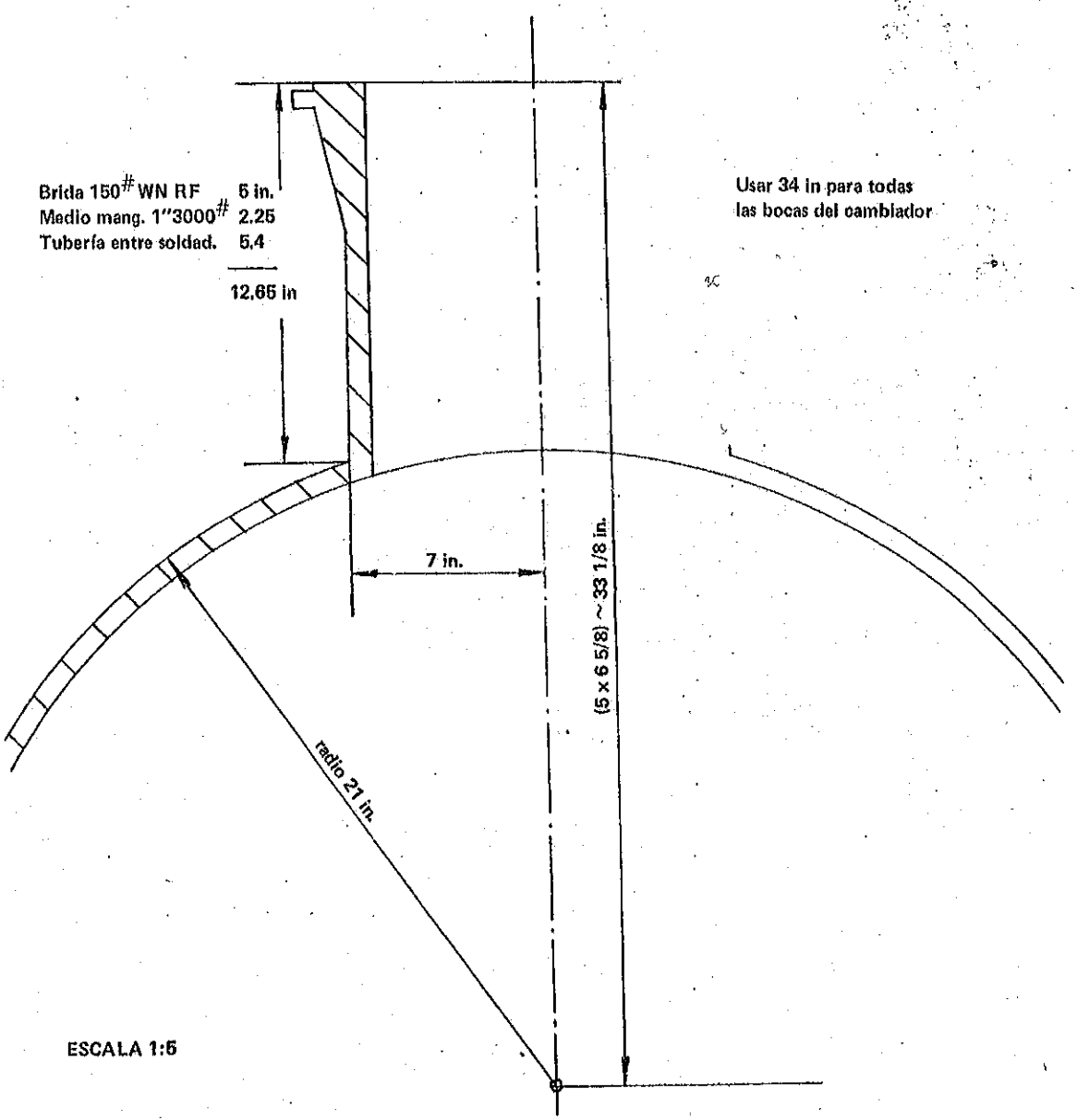
UNIDAD: DESTILACION	TIPO: AES	CALC.: BS 29/2/64	HOJA: 11 DE: 17
	DIMENS.: 42-192	COMPROB.:	
ITEM: E-1 CONDENSADOR DE CABEZA	TEMA: R	APROB.:	TAREA: Ejemplo

PARTE: PRESION DE PRUEBA:

Presión de prueba lado envolvente = 1.5 x 75 = 112.5 psi
Presión de prueba lado tubos = 1.5 x 75 = 112.5 psi
Presión de ensayo de la P.T. = 1.5 x 75 = 112.5 psi

UNIDAD: DESTILACION	TIPO: AES	CALC.: BS 29/2/64	HOJA: 12 DE: 17
ITEM: E-1 CONDENSADOR DE CABEZA	DIMENS.: 42-192	COMPROB.:	TAREA: Ejemplo
	TEMA: R	APROB.:	

PARTE: ALTURA BOCAS



UNIDAD: DESTILACION	TIPO: AES	CALC.: BS 29/2/64	HOJA: 13 DE: 17
	DIMENSIONES: 42-192	COMPROB.:	TAREA: Ejemplo
ITEM: E-1 CONDENSADOR DE CABEZA	TEMA: R	APROB.:	

PARTE: HAZ TUBULAR

a) *Determinación de la distancia 1er deflector-placa tubular*

$A_3 = 122.7$ sq in

$-(A_{33} + A_{34}) =$

$= (25\ 1/2 - 23\ 1/2) \times 18 = 36$

$A_{31} + A_{32} = 86.7$ sq in

Dado que hay 13 tubos (Hoja 5) debajo de la pantalla, el área $A_{31} + A_{32}$ por in de haz será: $1 \times (25\ 1/2 - 13) =$ = 12.5 sq in, en consecuencia la distancia entre la pantalla y el 1er deflector será: $1/2\ \frac{86.7}{12.5} = 3.45$ in y la distancia 1ª pantalla-placa tubular:

$$3.45 + 16\ \frac{11}{12} \simeq 28\ \frac{13}{16}\ \text{in.}$$

b) Comprobación de que no existe peligro de vibración del haz tubular. (Parte III apartado I, fórmulas de Thorngren.). El caudal de lado envolvente es de 4 cuft/s y su densidad relativa media 0.7.

- Fatiga: $\dfrac{1 \times 0.7 \times 62.4 \times (\frac{144 \times 4}{153.55})^2 \times 26^2}{25.29 \times 1 \times 144 \times 1.3 \times 10^4 \times (1^2 - \overline{0.87^2}) \times 0.625} = 0.06 < 1$

- Choque: $\dfrac{1 \times 0.7 \times 62.4 \times (\frac{144 \times 4}{153.55})^2 \times 24^4}{40.46 \times 1^4 \times (1^4 - \overline{0.87^4}) \times 0.25 \times \sqrt{2} \times 144 \times 28.5 \times 10^6} = 0.01 < 1$

diseño satisfactorio.

NOTA: Recuérdese que los números de Thorngren son adimensionales y las dimensiones de los factores numéricos 25.29 y 40.46, $\frac{\text{ft} \times \text{lb}}{\text{lbf} \times \text{s}^2}$.

UNIDAD: DESTILACION	TIPO: AES	CALC.: BS 29/2/64	HOJA: 16 DE: 17
ITEM: E-1 CONDENSADOR DE CABEZA	DIMENSIONES: 42-192	COMPROB.:	
	TEMA: 4ª	APROB.:	TAREA: Ejemplo

PARTES:

P E S O S: (usando la Tabla D-15 de TEMA)

HAZ

628 tubos de 1" BWG 12, 16 ft = 625 × 16 × 1,248 = 2450 lb

1 chapa ϕ 45¼" ESP. 1¾" = 460,66

1 chapa ϕ 41⅛" ESP. 1⅜" = + 385,91

846,16 × 1,966 = 1650

= 2 × 625 = 1250 aguj. ϕ 1" ESP. 1⅜" = = 1250 × ,22 × 1,966 = 537

= 1113

6 deflectores 20% corte ϕ 43" ESP. 5/8" = 6 × ,2 × 392,40 × ,625 = 295

6 × (626 + 11) aguj. ϕ 1" ESP. 5/8" = ,12 × 636 × ,22 × ,625 = 105

= 190

11 tirantes ϕ ½" ; 160 ft total = 12 × 160 × 0,56 × ____ = 107

11 tuberías ND ¼" SCH 40 ; 160 ft total × 160 × 851 × ____ = 136

1 soporte ,3 hoja ϕ 42" ESP. 5/8" = ,3 × 392,48 × ,625 = 73

1 pantalla = 30

20 tuercas ½" = 6

= 6

9104 lb

CABEZAL FLOTANTE

Altura media fondo = ,144 × 40,375 = 5,8"

CIL. ϕ 40¾" LONG. 5,8" = 362,21

- CIL. ϕ 39¾" = 344,97

= 22,24 × 5,8 = 129 lb

Brida corona CIL. ϕ 44¾" LONG. 6" = 438,16

- CIL. ϕ 40¾" = -367,21

70,94 × 6 = 430

44 tuercas 3/4" = 10

44 espárragos 3/4" × 6¾ LONG. = 47

44 × 12 × 0,875 = 47

= 57

616 lb

DISTRIBUIDOR

Un CIL. ϕ 43" LONG. 16⅜" = 411,41

- Un CIL. ϕ 42" = -392,48

18,93 × 16,780 = 316 lb.

Tapa, Una chapa ϕ 48¾" ESP. 3⅜" = 531,80 × 3,6626 = 1900

8" + 8" Tuber. D.N. 10" SCH. 80 = 16/12 × 64,3 = 90

Codo D.N. ____" RA. ____ SCH. ____ = _____ × _____ = -

2 Brida D.N. 10" 150# W N = 2 × 84 = 168

Una brida nº 4 TEMA 150# (Fig. 21) = 428

Una brida nº 5 TEMA 150# (Fig. 21) = 428

4 Manguitos D.N. 1" 3000# = 1

40 Tuercas 1" 10
40 Espárragos 1" × 6¾ LONG. = 78

40 × 22 × 8,6 = 78

= 86

3456 lb.

UNIDAD: DESTILACION	TIPO: AEG	CALC.: BS 29/2/64	HOJA: 17 DE: 17
	DIMENSIONES: 42-192	COMPROB.:	
ITEM.: E-1 CONDENSADOR DE CABEZA	TEMA: R	APROB.:	TAREA: Ejemplo

PARTE:

PESOS (2): ENVOLVENTE

Un CIL. ϕ 43" LONG. 172 5/16" = 411.41

- Un CIL. ϕ 42" = 392.48

18.93 × 172.1875 = 3260 lb

___" + 8" Tuber. D.N. 14" SCH. 80 = 9/12 × 105.1 = 71

9 Codo D.N. 10" RA. ___ SCH. 80 = 9/12 × 64.3 = 48

1 + 1 Brida D.N. 14" + 10" 150 # W N = 114 + 54 = 168

Una Brida nº 2 TEMA 150 # (Fig. 21) 1040

Una Brida nº 3 TEMA 150 # (Fig. 21) 475

4 Manguitos D.N. 1" 3000 # 1

2 Curvas Ver Norma BS 1001-01-03 (Fig. 30) 600

5663 lb

CABEZAL DE ENVOLVENTE

Un CIL. ϕ 48" LONG. 5 7/8" = 812.66

- Un CIL. ϕ 47" = 491.50

21.16 × 5.875 = 126. lb

1.388 x Chapa ϕ 42 1/2" ESP. 1/2" = 1.388 × 401.69 × .5 = 201

___ Tub. D.N. ___" SCH. ___ = ___ × ___ = ___

___ Codo D.N. ___" RA. ___ SCH. ___ = ___ × ___ = ___

___ Brida D.N. ___" ___ = ___ × ___ = ___

Una Brida nº 1 TEMA 150 # (Fig. 21) = 565

2 Manguitos D.N. 1" 3000 # = 1

48 Tuercas 1" = 12

48 Tornillos 1" x 12 LONG = 130

48 x .22 x 12.25 = 130 142

1034 lb

AGUA DE LLENADO

Capacidad del recipiente $\frac{\pi \times (I.D.)^2}{4}$ sq. in. × L. in = 1385.4 × 240 = 332000 cu. in

Vol. del Haz y C.F. : 9104

+ 616

9720

- 34400

297600 cu. in × .036 lb/cu. in = 10700

PESO DEL AGUA DE LLENADO 10700 lb

HAZ T. = 9104
C.F. = 616
DISTRIBUIDOR = 3456
ENVOLVENTE = 5663
CABEZAL ENVOL. = 1034

PESO DEL CAMBIADOR VACIO = 19873 lb

PESO DEL CAMBIADOR LLENO DE AGUA = 30573 lb

LUMMUS standard heat exchangers

Present day production demands dictate the need for reliable heat transfer equipment which will give unfailing and uninterrupted service. In the petroleum and chemical process industries high standards of performance are essential since economies are achieved by continuous operation.

In order to meet the requirements for high quality heat transfer equipment, The Lummus Company operates its own manufacturing facilities at Honesdale, Pennsylvania. Extensive use is made of the latest automatic welding equipment thus insuring uniform and sound welds. Welders are experienced in work with all types of carbon and alloy steel and nonferrous metals, and are qualified to perform their work in accordance with the provisions of recognized national and industrial codes. With the present era of higher design pressures and temperatures, precision in the machining of the various components of a heat exchanger becomes an important consideration. To keep abreast of these developments, The Lummus Company continues to invest in the most modern machines, thus assuring a product which meets the rigid standards demanded by the process and power generation industries.

Lummus facilities include apparatus for x-ray, gamma ray, magnetic particle, and ultrasonic inspection of metals and welded seams, and furnaces are available for stress relieving and heat treatment operations.

Quality control of the finished heat exchanger is assured by a thorough examination of each component part, under the supervision of The Lummus Company's own inspection department.

Close coordination is maintained between The Lummus Company Process Division and the Manufacturing Division resulting in an economic and practical correlation between process and mechanical requirements. This is a unique service which few companies can match.

The Heat Exchanger Division through arrangements already in existence with The Lummus Company's foreign offices, makes heat exchangers available for use throughout the world.

Since 1938, at the time the Honesdale plant was founded, Lummus has established a reputation for its ability to design, engineer and fabricate high quality heat transfer equipment as a result of the experience gained in furnishing heat exchangers designed especially for each customer's requirements. Lummus has also recognized the need for having available a line of exchangers which can be readily furnished from standardized designs. These units incorporate all the features inherent in a specially built unit but at the same time offer favorable cost benefits through the use of standardized parts. The following pages spotlight the outstanding features of Lummus Standard Heat Exchangers.

One of the factors which contributes to the high cost of process heat exchangers is the tendency to "tailor design" each unit to meet the mechanical and thermal requirements. In order to reduce this cost, and at the same time maintain high quality construction, Lummus has developed a line of Standard Heat Exchangers.

Standardization provides the following advantages:

1. Parts may be interchanged between different exchangers of the same pressure classification and style.

Copyright 1956; The Lummus Company—Printed in U.S.A.

2. Stocking of various components results in mass production of parts.

3. The time required for design and drafting is reduced through reuse of standard drawings.

4. You can proceed with plant layout studies of your piping and foundations from the detailed dimensions of the various exchangers given in (Tables IV, V & VI). Knowing what the unit looks like at the start eliminates time lost waiting for drawings after an order is placed.

5. Maintenance is made easier and faster since your operators do not have to be educated in the handling of several different types of exchangers.

6. Stocking of spare parts and test rings can be kept to a minimum.

CONSTRUCTION

Lummus standard heat exchangers are of the straight tube split ring floating head design. This type of floating head results in the maximum number of tubes for a given shell diameter. It also makes it possible to reduce the space between the outer tubes and the inside of the shell, thus preventing excess fluid by-passing around the bundle.

Details of the construction are illustrated in Fig. I.

MAINTENANCE

Tube bundles may be readily removed from the shell after dismantling the channel, shell cover, and floating head cover. With the two piece channel construction, the inside of the tubes may be inspected or cleaned by removing the channel cover without the necessity of breaking the piping connections on the channel.

SPECIAL DESIGNS

This bulletin highlights in the sections that follow, the details of Lummus Standard Heat Exchangers. The Lummus Company not only designs and manufactures these units but is prepared to offer exchangers built to your particular requirements. Our facilities are capable of handling pressures from vacuum to several thousand pounds per square inch, with the use of practically any metal which may be required. Whatever your heat transfer needs are, our engineering and sales staff is ready to offer their services to you. Consult our list of authorized representatives and district offices indicated on the back page.

Design Specifications for Lummus Standard Heat Exchangers

CODE

Lummus Standard Heat Exchangers are designed, constructed and tested in strict accord-

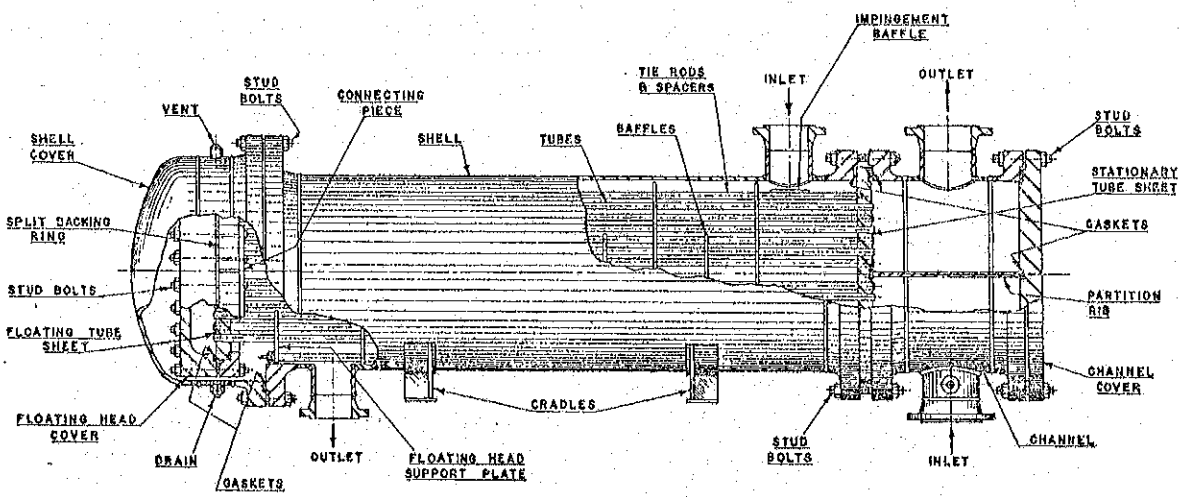


FIG. I—*Sectional Elevation of Lummus Standard Heat Exchanger*

ance with the TEMA Class "R" Standards and the API-ASME Code for Unfired Pressure Vessels.

PRESSURE CLASSIFICATIONS

Design pressures of 150, 300 and 450 PSI are standard on both the shell and tube sides. Exchangers may be furnished with the same design pressure on each circuit or any combination of the above pressures.

Upon application designs can be made for 600 PSI or higher pressure classifications using the same general type of construction.

METAL TEMPERATURE LIMITATIONS

The metal temperature limitations of the metals used in the standard exchanger are:

Carbon Steel Plate—minus 20°F to 650°F
Naval Rolled Brass or Admiralty parts—150°F

STANDARD CORROSION ALLOWANCES

All carbon steel pressure parts, except tubes, have approximately ⅛" added to the calculated thickness for corrosion allowance. Internal parts in contact with fluids on both sides have a corrosion allowance added on each side. On parts which are grooved for gaskets, such as tube sheets and channel covers, the depth of the pass partition groove is considered as available for corrosion allowance.

No corrosion allowance is provided on non-ferrous parts, bolting or floating head backing rings.

CONSTRUCTION

A. STANDARD SHELL SIZES — These include the following nominal shell diameters in inches:

8	16	24	32	40
10	18	26	34	43
12	20	28	36	
14	22	30	38	

Shell sizes 8 through 24 with the exception of 22, are constructed of seamless steel pipe. Sizes 22 along with 26 and above are fabricated from rolled and welded steel plate.

B. SHELL COVER — Covers are fabricated of carbon steel. A TEMA high hubbed forged steel flange is welded to a 2-1 ratio elliptical head. In cases where extra depth is required in the cover, a cylindrical barrel section is welded between the flange and dished head.

C. CHANNEL — Channels are constructed of carbon steel. Two TEMA high hubbed forged steel flanges with a barrel section welded between them form the body. The nozzles and pass partitions are welded in place inside the barrel. The pass partitions are not less than ⅜" thick at the gasket surfaces.

D. CHANNEL COVER — Rolled carbon steel plate is used for channel covers. Covers are grooved for pass partitions.

E. FLOATING HEAD COVERS — A steel split backing ring type closure is employed to fasten the floating head to the floating tube sheet. The floating heads on units up to and including 24" shells are machined from solid plate. Units over 24" have the floating heads fabricated from a dished only head, welded to the inside diameter of a steel ring flange. Partition ribs in the floating head are not less than ⅜" thick at the gasket surface.

F. MAIN GIRTH FLANGES — All girth flanges on the shell, channel and shell cover are forged steel, designed in accordance with TEMA Standards. These flanges are of the high hubbed type prepared for butt welding. All flanged joints, except nozzles are faced for a confined gasket joint. Thru-bolts are used on all gasketed joints.

G. TUBE BUNDLES —

1. **Passes** — Shell Side: One pass is standard construction. Tube Side: Two, four and six pass arrangements are available in standard units.

2. **Tubes** — Two tube sizes are standard — ¾" O.D. and 1" O.D. For fluids which foul the outside of the tubes excessively, square pitch is recommended. With this arrangement the tubes are laid out so that the tube lanes form continuous lines throughout the bundle to assure easy cleaning. A ¼" cleaning lane is provided. Where clean and non-fouling fluids are encountered, triangular pitch is generally employed.

Dimensional and Material Standards are as follows:

Tube Size O.D.	Thickness Admiralty	Thickness Carbon Steel	Tube Pitch	Tube Length
¾"	16 BWG	14 BWG	15/16" Triangular	16'
¾"	16 BWG	14 BWG	1" Square	16'
1"	14 BWG	12 BWG	1¼" Square	16'

3. **Tube Sheets** – Both fixed and floating tube sheets are grooved to receive the pass partitions in the channel and floating head thus retaining the gasket and providing a confined joint. Tube holes are reamed to size with each hole containing two grooves each 1/64" deep and ⅛" wide, approximately ¼" apart. Tubes are roller expanded into the tube sheets to within ⅛" of the back of the tube sheets. Grooving of the tube holes provides double protection against leaks, since besides the holding power due to the rolling, the tube metal which flows in the grooves sets up an additional resistance, thus preventing slip. Rolling the tubes to within ⅛" of the back face of the tube sheet also eliminates pockets between the tube and tube hole. This prevents fluids from entering and causing localized corrosion which would tend to cause a leaky joint.

4. **Cross Baffles and Support Plates** – Cross baffles are cut vertically and arranged to provide for side to side flow throughout the bundle. This arrangement makes it possible to use the Lummus Standard Exchanger for all types of services such as condensing, gas or liquid cooling or heating, and evaporation. By cutting the baffles horizontally producing up and over flow, the application of the Standard Exchanger would, in general, be limited to gas or liquid cooling or heating.

Tube holes in baffles are drilled 1/32" over nominal tube O.D. and tube holes in support plates are reamed 1/64" over nominal tube O.D. Baffles and support plates are of carbon steel, held in place and spaced by means of steel tie rods and pipe spacers. Cross baffles are not spaced closer than approximately ⅓ of the shell I.D. or 2", whichever is greater.

5. **Impingement Baffles** – At shell side nozzle inlets, the tube bundle is fitted with a steel impingement baffle directly under the nozzle to protect the tube bundle against erosion. Sufficient dome area is allowed between the baffle and shell in order to keep entrance pressure losses at a minimum. Where relatively large dome areas are required at the shell nozzle inlets, sealing strips are attached the length of the bundle in the dome area to prevent excessive by-passing around the tubes as the fluid travels through the bundle.

H. GASKETS – Gaskets are double metal jacketed with an asbestos filler. Soft iron cladding is used at joints in contact with oil. Soft copper cladding is furnished at joints in water service or where naval rolled brass tube sheets are used.

I. BOLTING – Stud bolts of alloy steel, threaded full length, and with two nuts each are used in all bolted joints. Stud bolts ⅞" and smaller are threaded with National Coarse Thread series and stud bolts 1" and larger have 8 threads per inch.

J. SUPPORTS – Each exchanger is provided with two supporting saddles welded to the shell. Saddles are drilled for anchor bolts.

K. SHELL AND CHANNEL NOZZLES – Nozzles are fabricated by welding forged carbon steel welding neck flanges to heavy wall pipe except where nozzle reinforcement is required. In the latter case, forged steel welding necks are used. Nozzle flange faces are drilled to ASA specifications for the applicable pressure classification using raised faces. Standard nozzles locations are based on placing the nozzles on the vertical centerlines as shown in Tables IV, V and VI.

L. PIPE TAP CONNECTIONS – One ¾" and one 1", 6,000 PSI Standard coupling is installed in each nozzle 3" or larger for pressure gage and thermometer connections. Vents and drains for the shell side are provided in the shell cover. The channel side may be vented or drained through connections on the nozzles. All couplings are plugged with steel bull plugs about 3" long.

M. HYDROSTATIC TEST PRESSURE – Completed exchangers are hydrostatically tested, on both the shell and tube sides, to a minimum of 1½ times the design pressure as indicated on the name plate. This test is applied at room temperature.

N. STRESS RELIEVE AND X-RAY.—All channels and welded floating heads are stress relieved after completion of all welding. Other parts are only stress relieved if required by the API-ASME Code. The main welds are spot x-rayed and complete x-raying is performed when required by the provisions of the API-ASME Code.

O. GENERAL.—The Lummus Standard Exchangers are fabricated to the tolerances given in the TEMA Standards. Before shipment, each unit is thoroughly cleaned on both the shell and tube sides. The outside surfaces are cleaned and given a shop coat of gray paint. All openings are closed with suitable protectors.

P. GUARANTEES.—The performance of each unit is guaranteed when operated under the conditions specified and is further warranted against defects of design, material and workmanship for a period of one (1) year from date of putting equipment into service, but in any case not longer than eighteen (18) months from date of shipment. The Lummus Company shall replace defective parts or correct any such defects as may develop within this period F.O.B. The Lummus Company works without any cost to the purchaser. Final acceptance will be made after the equipment has satisfactorily passed the purchaser's trials. The Lummus Company shall not be liable for replacement of material, which shall have been rendered defective by corrosion, erosion or improper operation on the purchaser's part; nor will they be held responsible for any failure of performance due to fouling. The obligation of the Lummus Co. under this guarantee is limited to replacement of the defective parts as herein specified.

Q. TEST RINGS.—To aid in detecting leaky tube joints, test rings can be furnished for use in conjunction with Lummus Standard Heat Exchangers. With the shell cover removed, the test ring is bolted to the rear shell flange and by means of a packing gland, a tight seal is made between the floating tube sheet and the shell circuit. Water under pressure is applied to the shell side and with the channel cover removed, the tube ends at both tube sheets are exposed, thus making it possible to detect leaks readily.

PHYSICAL AND MATERIAL SPECIFICATIONS

The Lummus Standard Exchangers are furnished to the overall dimensions and general arrangement given in Tables IV, V, and VI. Two classes of units are considered standard. One classification covers steel construction throughout and the other all steel construction except the tube bundle which has arsenical admiralty tubes with naval rolled brass tube sheets. Materials are funished to the following ASTM Specifications.

PIPE:
Seamless Carbon Steel, ASTM A106 Gr. B or ASTM A-53 Gr. B

STEEL FORGINGS:
ASTM A181 or A105 as required by service

STEEL PLATE FOR PRESSURE PARTS:
Up to 7/8" inclusive — ASTM A-285 Gr. C Firebox
1" to 4½" " ASTM A212 Gr. A Firebox
4⅝" to 6" " ASTM A201 Gr. B Firebox

STEEL PLATE FOR NON-PRESSURE PARTS:
ASTM A-7

TUBES:
Steel—ASTM A-83, type A minimum wall
Arsenical Admiralty ASTM B-111 type B

NAVAL BRASS TUBE SHEETS:
ASTM B-171

BOLTING:
Studs—ASTM A193 Gr. B-7
Hex nuts—hot forged oil quenched—ASTM A194 Class 2H

TIE RODS & SPACERS:
Commercial Quality Steel Rod and Pipe

LUMMUS STANDARD EXCHANGER SURFACE AREAS

TABLE I — ¾" O.D. Tubes — 16' Tube Length — 1" Square Pitch

MAX. DESIGN PRESS. SHELL OR TUBES

UNIT SIZE	2 - PASS			4 - PASS			6 - PASS		
	NO. TUBES	SURFACE—SQ. FT. WITH STEEL TUBE SHEETS	SURFACE—SQ. FT. WITH BRASS TUBE SHEETS	NO. TUBES	SURFACE—SQ. FT. WITH STEEL TUBE SHEETS	SURFACE—SQ. FT. WITH BRASS TUBE SHEETS	NO. TUBES	SURFACE—SQ. FT. WITH STEEL TUBE SHEETS	SURFACE—SQ. FT. WITH BRASS TUBE SHEETS
150 psi									
8"	25	77	77	19	59	59	19	59	59
10"	48	149	149	39	121	121	39	121	121
12"	73	226	226	67	208	208	65	201	201
14"	93	288	288	86	266	266	78	241	241
16"	131	405	406	126	389	389	116	358	358
18"	177	546	546	166	512	512	158	487	487
20"	220	679	679	212	654	654	205	633	633
22"	264	814	814	249	768	768	240	740	739
24"	328	1010	1009	311	957	956	294	905	904
26"	379	1168	1164	358	1102	1100	348	1071	1068
28"	457	1408	1402	436	1340	1338	422	1298	1294
30"	531	1630	1627	510	1565	1562	494	1515	1512
32"	616	1890	1866	592	1815	1812	584	1790	1786
34"	713	2185	2180	684	2095	2090	670	2050	2045
36"	810	2480	2470	780	2390	2380	762	2335	2320
38"	892	2725	2720	858	2620	2615	843	2575	2565
40"	1004	3060	3055	972	2960	2955	957	2915	2910
43"	1173	3575	3565	1137	3460	3450	1129	3440	3425
300 psi									
8"	25	77	77	19	58	58	19	58	58
10"	48	148	148	39	120	120	39	120	120
12"	73	225	225	67	207	207	65	200	200
14"	93	287	286	86	265	265	78	240	240
16"	131	404	403	126	388	387	116	358	357
18"	177	544	543	166	510	509	158	485	484
20"	220	675	674	212	650	649	205	629	628
22"	264	810	807	249	764	762	240	736	734
24"	328	1006	1000	311	954	949	294	900	896
26"	379	1160	1155	358	1095	1090	348	1062	1060
28"	457	1395	1391	436	1330	1326	422	1288	1282
30"	531	1620	1610	510	1555	1547	494	1505	1498
32"	616	1880	1868	592	1805	1795	584	1778	1768
34"	713	2165	2155	684	2075	2065	670	2035	2025
36"	810	2455	2445	780	2365	2355	762	2310	2300
38"	892	2700	2685	858	2600	2585	843	2550	2540
40"	1004	3035	3020	972	2940	2825	957	2890	2880
43"	1173	3540	3520	1137	3430	3410	1129	3400	3380
450 psi									
8"	25	77	77	19	58	58	19	58	58
10"	48	148	148	39	120	120	39	120	120
12"	73	225	224	67	206	206	65	200	200
14"	93	286	285	86	264	263	78	240	239
16"	121	371	371	110	337	337	110	337	337
18"	165	506	505	160	491	489	156	478	477
20"	210	644	640	200	613	610	199	610	606
22"	256	781	779	239	730	727	231	705	704
24"	322	981	976	301	918	914	293	894	890
26"	379	1153	1148	358	1089	1083	348	1060	1053
28"	457	1390	1382	436	1325	1318	422	1282	1276
30"	531	1616	1600	510	1545	1537	494	1495	1478
32"	616	1865	1855	592	1790	1780	584	1766	1755
34"	713	2150	2140	684	2060	2050	670	2020	2010
36"	810	2440	2425	780	2350	2335	762	2295	2280
38"	892	2680	2660	858	2580	2560	843	2530	2515
40"	1004	3015	2990	972	2920	2895	957	2875	2855
43"	1173	3510	3480	1137	3400	3370	1129	3370	3345

Surface indicated is effective surface based on tube length between back faces of the tube sheets.

LUMMUS STANDARD EXCHANGER SURFACE AREAS

TABLE II — 1" O.D. Tubes — 16' Tube Length — 1¼" Square Pitch

UNIT SIZE	2-PASS			4-PASS			6-PASS		
	NO. TUBES	SURFACE—SQ. FT. WITH STEEL TUBE SHEETS	SURFACE—SQ. FT. WITH BRASS TUBE SHEETS	NO. TUBES	SURFACE—SQ. FT. WITH STEEL TUBE SHEETS	SURFACE—SQ. FT. WITH BRASS TUBE SHEETS	NO. TUBES	SURFACE—SQ. FT. WITH STEEL TUBE SHEETS	SURFACE—SQ. FT. WITH BRASS TUBE SHEETS
8"	16	66	66	16	66	66	14	57	57
10"	31	128	128	25	103	103	23	95	95
12"	46	190	190	39	161	161	35	144	144
14"	56	231	231	51	210	210	48	198	198
16"	78	322	322	73	301	301	68	280	280
18"	106	437	437	100	413	413	96	396	396
20"	135	556	556	128	528	527	118	486	486
22"	164	676	675	150	618	618	143	589	589
24"	195	802	801	193	794	793	182	749	748
26"	234	964	960	221	910	906	213	876	874
28"	272	1118	1115	263	1080	1078	253	1040	1038
30"	328	1348	1344	310	1273	1270	304	1249	1246
32"	388	1590	1587	362	1484	1481	362	1484	1481
34"	449	1840	1833	426	1745	1740	417	1708	1704
36"	498	2040	2030	483	1978	1970	473	1938	1930
38"	563	2300	2295	538	2200	2195	528	2160	2155
40"	629	2560	2555	606	2470	2465	592	2415	2410
43"	739	3010	3000	719	2930	2920	698	2845	2835
8"	16	66	66	16	66	66	14	57	57
10"	31	128	128	25	103	103	23	95	95
12"	46	190	189	39	161	160	35	144	144
14"	56	231	230	51	210	210	48	198	198
16"	78	321	321	73	301	300	68	280	279
18"	106	435	435	100	411	410	96	394	394
20"	135	554	553	128	525	524	118	484	484
22"	164	672	670	150	615	613	143	586	584
24"	195	798	795	193	790	787	182	745	742
26"	234	966	954	221	904	900	213	870	868
28"	272	1110	1108	263	1072	1070	253	1032	1030
30"	328	1338	1332	310	1264	1259	304	1239	1234
32"	388	1580	1570	362	1475	1465	362	1475	1465
34"	449	1822	1815	426	1730	1722	417	1692	1688
36"	498	2020	2010	483	1960	1950	473	1920	1910
38"	563	2280	2265	538	2175	2165	528	2135	2125
40"	629	2540	2525	606	2450	2435	592	2395	2380
43"	739	2980	2960	719	2900	2880	698	2820	2795
8"	16	66	66	16	66	66	14	57	57
10"	31	128	127	25	103	103	23	95	95
12"	46	189	189	39	160	160	35	144	144
14"	56	230	230	51	210	209	48	197	197
16"	74	303	303	69	283	283	65	266	266
18"	106	434	434	95	389	388	91	373	372
20"	127	520	518	122	499	497	115	471	469
22"	155	632	631	146	595	594	141	575	574
24"	191	779	775	180	734	730	178	725	722
26"	234	952	946	221	900	894	213	866	861
28"	272	1105	1100	263	1069	1062	253	1028	1022
30"	328	1328	1321	310	1255	1249	304	1230	1225
32"	388	1570	1560	362	1465	1455	362	1465	1455
34"	449	1810	1800	426	1720	1709	417	1682	1672
36"	498	2005	1990	483	1945	1930	473	1905	1890
38"	563	2260	2245	538	2160	2145	528	2120	2105
40"	629	2520	2500	606	2430	2415	592	2375	2360
43"	739	2955	2930	719	2875	2850	698	2795	2770

Surface indicated is effective surface based on tube length between back faces of the tube sheets.

LUMMUS STANDARD EXCHANGER SURFACE AREAS

TABLE III

¾" O.D. Tubes — 16' Tube Length — 15/16" Triangular Pitch

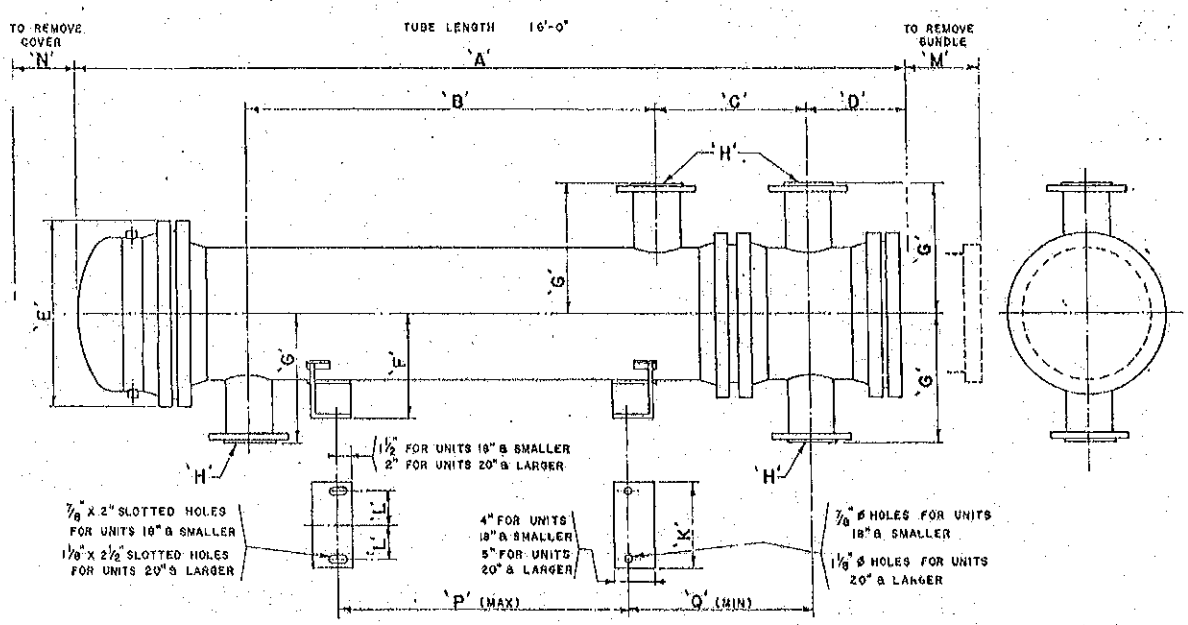
MAX. EXPANSION PRESS. SHELL OR TUBES	UNIT SIZE	2-PASS			4-PASS			6-PASS		
		NO. TUBES	SURFACE—SQ. FT. WITH STEEL TUBE SHEETS	SURFACE—SQ. FT. WITH BRASS TUBE SHEETS	NO. TUBES	SURFACE—SQ. FT. WITH STEEL TUBE SHEETS	SURFACE—SQ. FT. WITH BRASS TUBE SHEETS	NO. TUBES	SURFACE—SQ. FT. WITH STEEL TUBE SHEETS	SURFACE—SQ. FT. WITH BRASS TUBE SHEETS
50 psi	8"	36	111	111	28	87	87	20	62	62
	10"	58	180	180	49	152	152	46	143	143
	12"	92	285	285	85	264	264	77	238	238
	14"	117	362	362	103	319	319	103	319	319
	16"	172	532	532	152	470	470	148	456	456
	18"	228	705	705	207	639	639	201	620	620
	20"	289	890	890	263	811	811	256	790	790
	22"	342	1052	1052	313	965	965	306	944	943
	24"	431	1330	1329	395	1215	1214	381	1170	1169
	26"	494	1520	1515	458	1410	1408	442	1363	1359
	28"	593	1821	1813	552	1700	1698	538	1650	1645
	30"	694	2122	2118	649	1990	1986	635	1950	1946
	32"	789	2420	2415	752	2305	2301	749	2290	2285
	34"	925	2840	2834	875	2680	2674	857	2622	2616
	36"	1052	3230	3217	1005	3080	3067	994	3040	3020
	38"	1168	3570	3564	1113	3400	3394	1073	3280	3267
	40"	1318	4010	4004	1257	3830	3824	1238	3765	3759
	43"	1545	4700	4687	1489	4525	4512	1460	4450	4430
00 si	8"	36	111	111	28	86	86	20	61	61
	10"	58	179	179	49	151	151	46	142	142
	12"	92	284	284	85	263	263	77	237	237
	14"	117	361	360	103	318	318	103	318	318
	16"	172	530	529	152	469	468	148	466	465
	18"	228	700	699	207	636	635	201	616	615
	20"	289	886	885	263	806	805	256	785	784
	22"	342	1049	1046	313	960	958	306	940	938
	24"	431	1320	1312	395	1210	1204	381	1165	1160
	26"	494	1510	1504	458	1400	1394	442	1350	1348
	28"	593	1809	1804	552	1682	1677	538	1641	1634
	30"	694	2115	2102	649	1975	1965	635	1935	1926
	32"	789	2400	2385	752	2295	2282	749	2278	2265
	34"	925	2815	2802	875	2655	2642	857	2600	2587
	36"	1052	3185	3172	1005	3055	3042	994	3015	3002
	38"	1168	3530	3510	1113	3380	3360	1073	3255	3242
	40"	1316	3970	3950	1257	3800	3785	1238	3740	3727
	43"	1545	4660	4634	1489	4490	4464	1460	4410	4384
50 si	8"	36	111	111	28	86	86	20	61	61
	10"	58	179	179	49	151	151	46	142	142
	12"	92	284	284	85	261	261	77	237	237
	14"	117	360	359	103	316	315	103	316	315
	16"	160	491	491	144	441	441	140	430	430
	18"	212	650	649	196	602	600	192	589	588
	20"	274	839	834	250	765	761	242	741	736
	22"	328	1000	998	300	916	912	294	896	895
	24"	416	1270	1264	382	1162	1157	368	1121	1116
	26"	494	1502	1496	458	1390	1382	442	1348	1339
	28"	593	1800	1790	552	1676	1667	538	1638	1631
	30"	694	2100	2087	649	1961	1951	635	1921	1912
	32"	789	2383	2370	752	2272	2259	749	2260	2246
	34"	925	2790	2777	875	2640	2627	857	2585	2572
	36"	1052	3180	3160	1005	3025	3005	994	2985	2965
	38"	1168	3500	3474	1113	3350	3324	1073	3225	3206
	40"	1316	3940	3907	1257	3780	3748	1238	3710	3684
	43"	1545	4620	4580	1489	4450	4411	1460	4360	4328

Surface indicated is effective surface based on tube length between back faces of the tube sheets.

LUMMUS STANDARD HEAT EXCHANGERS

TABLE IV — SIZES AND DIMENSIONS

Design Pressure: Shell — 150 psi; Tubes — 150 psi



WEIGHT IN POUNDS

LINE NO.	SIZE UNIT	A	B	C	D	E	F	G	H	K	L	M	N	P	Q	BUNDLE	EMPTY	FULL OF WATER
1	8"	17'-10½"	14'-3½"	15"	9"	17⅜"	7"	12"	3"	6"	2"	14'-11"	10"	12'-2"	2'-4"	600	1600	2000
2	10"	18'-2½"	14'-2½"	16"	9⅞"	18⅝"	8"	13"	3"	8"	3"	14'-10"	10"	12'-1"	2'-5"	900	2200	2700
3	12"	18'-3"	14'-2"	16"	9⅞"	20⅝"	9"	14"	3"	9"	3½"	14'-10"	10"	12'-1"	2'-5"	1200	2900	3700
4	14"	18'-5½"	14'-0"	18	11"	22⅝"	10"	15"	4"	10"	3½"	14'-7"	11"	11'-8"	2'-7"	1500	3400	4400
5	16"	18'-6"	13'-11½"	18½"	11"	24⅞"	11"	16"	4"	11"	4"	14'-7"	11"	11'-8"	2'-8"	2000	4300	5600
6	18"	18'-10"	13'-10"	21"	12¾"	27½"	13"	17"	4"	13"	5"	14'-3"	12"	11'-6"	2'-11"	2600	5400	7000
7	20"	18'-11"	13'-7"	22"	13"	29½"	15"	19"	6"	15"	5¼"	14'-3"	12"	11'-1"	3'-1"	3200	6500	8800
8	22"	19'-2"	13'-6"	23"	14"	31⅝"	16"	20"	6"	16"	6"	14'-2"	13"	11'-1"	3'-2"	3800	7500	10000
9	24"	19'-2"	13'-5½"	23"	14"	34⅛"	17"	21"	6"	17"	6½"	14'-2"	13"	10'-11"	3'-2"	4600	9000	12000
10	26"	19'-2"	13'-6"	23½"	13¾"	35⅛"	18"	22"	8"	18"	7"	14'-3"	13"	11'-2"	3'-2"	5200	9700	13200
11	28"	19'-5"	13'-5½"	24"	14"	37⅛"	19"	23"	8"	20"	8"	14'-0"	13"	11'-2"	3'-2"	6400	11500	15500
12	30"	19'-7½"	13'-4"	26½"	15¾"	39⅛"	20"	24"	8"	21"	8½"	14'-0"	14"	11'-1"	3'-4"	7200	12900	17500
13	32"	19'-10"	13'-3"	27½"	16½"	41⅛"	21"	25"	8"	23"	9½"	13'-9"	14"	11'-0"	3'-5"	8400	15500	20800
14	34"	19'-10½"	13'-2"	28"	16½"	43⅞"	22"	26"	8"	24"	10"	13'-9"	14"	10'-11"	3'-5"	9800	17500	23500
15	36"	20'-2"	13'-2"	28"	16½"	45⅞"	23"	27"	8"	26"	11"	13'-10"	17"	10'-11"	3'-5"	11000	19500	26200
16	38"	20'-5"	12'-9"	32"	18⅞"	48⅞"	24½"	28"	10"	27"	11½"	13'-6"	17"	10'-3"	3'-11"	12200	22400	29900
17	40"	20'-5½"	12'-7"	33½"	19½"	50⅞"	25½"	30"	10"	28"	12"	13'-5"	17"	10'-2"	4'-0"	13800	24600	32700
18	43"	20'-7"	12'-6"	34"	19⅝"	54⅛"	26½"	31"	10"	30"	13"	13'-5"	18"	10'-0"	4'-1"	16400	27800	37000

For tube lengths other than 16', dimensions "A", "B" and "M" will change the same amount as the change in tube length. Dimensions "P" and "Q" are modified to suit new tube length.

LUMMUS STANDARD HEAT EXCHANGERS

TABLE V — SIZES AND DIMENSIONS

Design Pressure: Shell — 300 psi; Tubes — 300 psi

WEIGHT IN POUNDS

LINE NO.	SIZE UNIT	A	B	C	D	E	F	G	H	K	L	M	N	P	Q	BUNDLE	EMPTY	FULL OF WATER
1	8"	17'-10½"	14'-3½"	15"	9"	17⅜"	7"	12"	3"	6"	2"	14'-11"	10"	12'-2"	2'-4"	600	1700	2000
2	10"	18'-2½"	14'-2½"	16"	9⅞"	18⅝"	8"	13"	3"	8"	3"	14'-10"	10"	12'-1"	2'-5"	900	2400	2900
3	12"	18'-3"	14'-2"	16"	9⅞"	20⅝"	9"	14"	3"	9"	3½"	14'-10"	10"	12'-1"	2'-5"	1300	3100	3900
4	14"	18'-5½"	14'-9"	18	11"	22⅝"	10"	15"	4"	10"	3½"	14'-7"	11"	11'-9"	2'-7"	1500	3600	4600
5	16"	18'-6"	13'-11½"	18½"	11"	24⅞"	11"	16"	4"	11"	4"	14'-7"	11"	11'-8"	2'-8"	2000	4500	5800
6	18"	18'-10"	13'-10"	21"	12¾"	27½"	13"	17"	4"	13"	5"	14'-3"	12"	11'-6"	2'-11"	2700	5700	7300
7	20"	18'-11"	13'-7"	22"	13"	29½"	15"	19"	6"	15"	5½"	14'-3"	12"	11'-1"	3'-1"	3300	6800	9100
8	22"	19'-2"	13'-6"	23"	14"	31⅝"	16"	20"	6"	16"	6"	14'-2"	13"	11'-1"	3'-2"	3900	7900	10400
9	24"	19'-2"	13'-5½"	23"	14"	34⅛"	17"	21"	6"	17"	6½"	14'-2"	13"	10'-11"	3'-2"	4800	9400	12400
10	26"	19'-9"	13'-0"	28½"	16½"	36⅛"	18"	22"	8"	18"	7"	13'-10"	14"	10'-6"	3'-7"	5400	11400	14900
11	28"	19'-11"	12'-11"	29½"	17½"	38⅛"	19"	23"	8"	20"	8"	13'-9"	14"	10'-5"	3'-8"	6500	13200	17200
12	30"	19'-11"	12'-11"	29"	17"	40⅜"	20"	24"	8"	21"	8½"	13'-9"	15"	10'-4"	3'-8"	7500	15700	20300
13	32"	20'-0"	12'-10½"	29"	17¼"	42⅜"	21"	25"	8"	23"	9½"	13'-10"	16"	10'-2"	3'-9"	8700	17800	23100
	34"	20'-3"	12'-9"	31"	18½"	44¾"	22"	26"	8"	24"	10"	13'-8"	16"	10'-2"	3'-9"	10200	20200	26200
15	36"	20'-4"	12'-7"	31½"	18½"	46⅞"	23"	27"	8"	26"	11"	13'-8"	16"	9'-11"	3'-10"	11500	22500	29200
16	38"	20'-10"	12'-4½"	34½"	21"	49⅞"	24½"	28"	10"	27"	11½"	13'-3"	16"	9'-8"	4'-3"	12800	25400	32900
17	40"	20'-11"	12'-2½"	36"	21½"	52⅛"	25½"	30"	10"	28"	12"	13'-1"	17"	9'-5"	4'-5"	14500	29200	37500
18	43"	21'-1"	12'-1"	37½"	22½"	55⅛"	26½"	31"	10"	30"	13"	13'-0"	17"	9'-4"	4'-7"	16900	33100	42300

For tube lengths other than 16', dimensions "A", "B" and "M" will change the same amount as the change in tube length. Dimensions "P" and "Q" are modified to suit new tube length.

LUMMUS STANDARD HEAT EXCHANGERS

TABLE VI — SIZES AND DIMENSIONS

Design Pressure: Shell — 450 psi; Tubes — 450 psi

WEIGHT IN POUNDS

LINE NO.	UNIT SIZE	A	B	C	D	E	F	G	H	K	L	M	N	P	Q	BUNDLE	EMPTY	FULL OF WATER
1	8"	17'-10½"	14'-2½"	15½"	9⅛"	17⅜"	7"	12"	3"	6"	2"	14'-11"	10"	12'-4"	2'-3"	600	1800	2100
2	10"	18'-2½"	14'-1½"	16½"	10"	19⅛"	8"	13"	3"	8"	3"	14'-10"	10"	12'-3"	2'-4"	800	2500	3000
	12"	18'-3"	14'-1"	16½"	10⅛"	21¼"	9"	14"	3"	9"	3½"	14'-10"	11"	12'-3"	2'-4"	1300	3300	4100
4	14"	18'-7"	13'-10½"	19"	11½"	23¼"	10"	15"	4"	10"	3½"	14'-8"	11"	11'-9"	2'-8"	1400	3900	4900
5	16"	8'-8"	13'-9"	19½"	11¾"	26⅛"	11"	16"	4"	11"	4"	14'-7"	12"	11'-8"	2'-8"	2000	4800	6100
6	18"	19'-0"	13'-8½"	21"	13⅜"	28⅛"	13"	17"	4"	13"	5"	14'-4"	12"	11'-7"	2'-10"	2600	6400	8000
7	20"	19'-2½"	13'-4"	24½"	14¾"	30⅛"	15"	19"	6"	15"	5½"	14'-2"	13"	11'-0"	3'-2"	3200	7900	10200
8	22"	19'-4½"	13'-4"	24½"	15"	32⅞"	16"	20"	6"	16"	6"	14'-2"	13"	11'-0"	*3'-2"	3900	9700	12200
9	24"	19'-7"	13'-3"	25"	15¼"	34⅞"	17"	21"	6"	17"	6½"	14'-2"	14"	10'-11"	3'-8"	4800	11500	14500
10	26"	20'-1"	12'-8½"	31"	18½"	37⅛"	18"	22"	8"	18"	7"	13'-6"	16"	10'-2"	3'-10"	5600	13300	16800
11	28"	20'-2"	12'-8½"	31"	19"	39⅛"	19"	23"	8"	20"	8"	13'-7"	17"	10'-2"	3'-10"	6700	15800	19800
12	30"	20'-3"	12'-7½"	31½"	18½"	41¼"	20"	24"	8"	21"	8½"	13'-6"	17"	10'-1"	3'-10"	7800	18900	22600
13	32"	20'-6"	12'-6"	32½"	20"	44"	21"	25"	8"	23"	9½"	13'-6"	18"	9'-11"	4'-0"	9600	20500	25800
14	34"	20'-7"	12'-4"	33½"	20½"	46¼"	22"	26"	8"	24"	10"	13'-5"	19"	9'-9"	4'-0"	10600	24100	30100
15	36"	20'-10"	12'-3"	34½"	21"	48⅜"	23"	27"	8"	26"	11"	13'-4"	20"	9'-8"	4'-2"	12000	26800	33500
16	38"	21'-0"	11'-10"	37"	21½"	51⅞"	24½"	28"	10"	27"	11½"	13'-3"	21"	9'-0"	4'-6"	13400	30800	38300
17	40"	21'-6½"	11'-9½"	40"	24½"	54⅛"	25½"	30"	10"	28"	12"	12'-10"	22"	8'-11"	4'-9"	15100	35100	43400
18	43"	21'-9"	11'-7"	41"	25"	57¼"	26½"	31"	10"	30"	13"	12'-9"	23"	8'-9"	4'-10"	17700	40100	49300

For tube lengths other than 16', dimensions "A", "B" and "M" will change the same amount as the change in tube length. Dimensions "P" and "Q" are modified to suit new tube length.

THERMAL DESIGN DATA

In designing the usual shell and tube heat exchanger, the surface area is determined from the basic equation:

EQUATION 1

$$Q = U_D A (\Delta T) \text{ or transposed } A = \frac{Q}{U_D (\Delta T)}$$

where:

- Q = Total Heat Transferred between the two streams in BTU/hr.
- U_D = Design Overall Heat Transfer Coefficient (BTU/Hr./Sq.Ft./°F)
- A = Outside surface area of tubes (Sq.Ft.)
- ΔT = Log Mean Temperature Difference between the hot and cold streams (°F)

The overall heat transfer coefficient U_D is influenced by the fluid film heat transfer rates on each side of the tube, the fouling resistances due to dirt deposits and the conductance through the tube metal. In terms of these individual factors, the overall coefficient may be represented by the following formula:

EQUATION 2

$$\frac{1}{U_D} = \frac{O.D.}{I.D. \times h_T} + \frac{1}{h_S} + \frac{L}{K} + r_T + r_S$$

- O.D. = Tube Outside Diameter
- I.D. = Tube Inside Diameter
- h_T = Film coefficient of fluid medium inside of tubes
- h_S = Film coefficient of fluid medium outside of tubes
- L/K = Resistance of tube wall where L is thickness of tube wall in feet and K equals the conductivity of the metal wall.
- r_T = Fouling resistance or safety factor inside of tubes.
- r_S = Fouling resistance or safety factor outside of tubes.

The ΔT is calculated as illustrated in the following example:

Assume hot side fluid is cooled from 200° to 100°F and the cold side fluid is heated from 50° to 85°F.

$$\begin{array}{rcl} 200 & \longrightarrow & 100 \\ 85 & \longleftarrow & 50 \\ \hline 115 & & 50 \end{array} \qquad \Delta T = \frac{115 - 50}{\log_e 115/50} = 78$$

For strictly countercurrent flow, such as a heat exchanger with a single pass on both the shell and tube sides, the calculated value of ΔT can be used directly in Equation 1. However, with multi-tube pass exchangers, it is necessary to multiply ΔT by a correction factor which is usually between 0.8 and 1 in order to account for the inefficiency of the flow not being countercurrent. The correction factor is generally about 0.8 when the outlet temperature of the cold stream is equal to or a few degrees less than the outlet temperature of the hot stream. As the difference between the outlet of the hot stream and the outlet of the cold stream becomes greater, the correction factor in most cases increases above 0.8. If the outlet temperature of the cold stream is greater than the outlet temperature of the hot stream, correction factors less than 0.8 are obtained and in these situations it is not practical to use one shell with a single pass shell circuit and a multipass tube circuit. In this latter instance, two shells or more in series are necessary in order to more nearly approach countercurrent temperature conditions and to obtain a correction factor above 0.8.

In the majority of cases it is not advisable to use strictly countercurrent flow in a shell and tube exchanger because multi-tube pass flow is necessary to obtain reasonable and economic velocities.

The proper utilization of the ΔT correction factor is too involved to cover in this bulletin and reference should be made to textbooks or the TEMA Standards for a complete discussion.

The tube wall resistance L/K can be neglected in most cases except in units which have high overall coefficients such as feed water heaters handling clean water or steam surface condensers.

The film coefficients h_T and h_S are deter-

mined from empirical equations along with experimental data available to The Lummus Company. Their correct use can only be handled by an experienced designer since their values are greatly affected by properties of the fluids, allowable pressure drop, and tube wall temperatures. However, by use of Tables VII and VIII approximate values may be selected which will indicate the relative size of the heat exchanger required. Table VIII also tabulates approximate pressure drops for various flows and viscosities.

The dirt factors r_T and r_S can be considered as safety factors incorporated in the design in order that heat exchangers shall have sufficient surface to maintain satisfactory operation without too frequent cleanings. Table IX summarizes these factors for the most common services. These factors are average values for use in estimating. For a final selection, for engineering a heat exchanger, considerable judgment and experience is required in the use of these dirt resistances and this should be left to an expert designer.

The value of the overall heat transfer coefficient when r_T and r_S are equal to zero is known as the clean overall coefficient (Uc). The effect of fouling on this clean coefficient is illustrated in Fig. II, on Page 15.

The use of the tables is shown in the following example:

Assume 57,000 #/hr. of a light gas oil with an average viscosity of 0.5 centipoises is cooled from 520° to 320°F on the shell side using 148,000#/hr. of crude oil on the tube side with an average viscosity of 7 centipoises and heating from 80° to 180°F. The allowable pressure drop on the tube side is 20#/sq. in.

Shell: $Q = 57{,}000 \times .65\,(520-320) = 7{,}400{,}000$ BTU/hr.

Tubes: $Q = 148{,}000 \times .5\,(180-80) = 7{,}400{,}000$ BTU/hr.

$$\begin{array}{lll} 520 \longrightarrow 320 & 340 & 100 \\ \hline 180 \longleftarrow 80 & 240 & \log_e \frac{340}{240} \\ 340 \quad\quad 240 & 100 & \end{array} = 287$$

Assume ΔT correction factor = 0.95, Corrected $\Delta T = .95 \times 287 = 272$

Assume ¾" O.D. Tubes will be used, 16' long with 1" square pitch.

Assume a flow rate of 2,000#/tube/hr. on the tube side.

FROM TABLE VIII

TUBE SIDE —
Flow 2000#/tube/hr.,
Viscosity— 7 centipoises, $h_T = 45$ $1/h_T = .0222$

SHELL SIDE —
Viscosity—0.5 centipoises, $h_S = 150$ $1/h_S = .00666$

FROM TABLE IX

SHELL SIDE — gas oil $r_S = .002$

TUBE SIDE — crude $r_T = .002$

$1/U_D = .03286$

$U_D = 30.4$

EQUATION 1

$$\text{Area} = \frac{7{,}400{,}000}{30.4 \times 272} = 895 \text{ sq. ft.}$$

Referring to Table I, 150# classification with steel tube sheets, the nearest exchanger to this surface, using 4 passes, is the 24" size with 957 sq. ft. and 311 tubes.

Taking this 24" size, the assumed flow rate of 2000#/tube/hr. should be checked for the 4 pass arrangement.

$$\text{Average Number of Tubes per Pass} = 311/4 = 78$$

$$\text{Flow Rate} = \frac{148{,}000}{78} = 1900\#/\text{tube/hr.}$$

This is close to the assumed rate of 2,000#/tube/hr. and the 24" size with 4 passes would be a good estimation. The tube side pressure drop from Table VIII would be approximately 4.3#/sq. in./pass x 4 passes = 17.2#/sq. in. based on a specific gravity of 0.8. (The 4.3#/sq. in./pass is interpolated between the viscosities of 5 and 10 centipoises.) This calculated pressure drop is within the allowed 20#/sq. in.

In order to arrive at the smallest amount of surface for a given performance, the tube flow rate expressed in #/tube/hr. should be as high as possible but at a value which results in a pressure drop not in excess of the allowable. This is the determining factor in arriving at the number of passes on the tube side.

Fig. II, Table X and portions of Table IX reproduced with permission from Tema Standards 3rd Edition—1952.

Approximate Film Coefficients

In using the values of h from Tables VII and VIII, for estimating purposes, the ratio $\frac{O.D.}{I.D.}$ can be assumed as 1 in the first term of Equation 2.

TABLE VII

WATER AT AVERAGE TEMPERATURE OF 100°F:

Velocity ft./sec.	h_T	h_S
0.5	125	350
1	250	550
2	500	850
3	650	1100
4	850	Velocities higher than 3 ft./sec. are
5	1000	uncommon on the
6	1150	shell side

REBOILERS (Evaporating Side):

	h_T or h_S
Water	500
Pentanes & Lighter	250
Gasoline	150

CONDENSERS (Condensing Side):

Steam	1500
Pentanes & Lighter	200
Gasoline	150

HYDROCARBON GASES:

Film Coefficients for gases change widely with operating pressure but in general vary from about 10 at low pressures to about 50 at high pressures.

TABLE IX

AVERAGE FOULING FACTORS r_T or r_S

WATER:	
Sea Water	.0005
Brackish Water	.002
Untreated Cooling Tower	.003
Treated Cooling Tower	.001
City Water	.001
River Water	.002
Muddy Water	.003
Engine Jacket	.001
Distilled	.0005
Boiler Blowdown	.002

HYDROCARBON STREAMS:	Dehydrated	Wet
Crude Oil		
(50-300°F)	.002	.003
(300-500°F)	.003	.005
(over 500°F)	.004	.006
Gasoline & Lighter		.001
Naphtha		.001
Kerosene		.001
Light Gas Oil		.002
Heavy Gas Oil		.003
Bottoms Cooling over 20 API		.003
below 20 API		.005
Tar 25 to 35 API		.006
15 to 25 API		.008
5 to 15 API		.01

GASES and VAPORS:	
Coke Oven	.01
Diesel Exhaust	.01
Steam (Without Oil)	.0005
Steam (Oil Bearing)	.001
Air	.002
Solvent Vapors	.001
Refrigerating Vapors	.002

INDUSTRIAL OILS:	
Recirculating Oils	.001
Machinery Oils	.001
Heavy Bunker Fuel Oils	.005
Vegetable Oils	.003
Quenching Oils	.004

MISCELLANEOUS LIQUIDS:	
Organic Solvents	.001
Refrigerating Liquids	.001
Brines (Cooling)	.001

TABLE VIII

APPROXIMATE FILM COEFFICIENTS FOR PETROLEUM LIQUIDS:

Tube Side

VISCOSITY — CENTIPOISES	0.5	1	2	3	5	7	10	20
Flow Rate #/Tube/Hr.				h_T				
¾" O.D. Tubes			Turbulent Flow	←	→		Viscous Flow	
750	135	90	45	25	16	16	16	16
1000	175	115	70	45	19	18	18	18
1500	250	175	110	80	45	24	20	20
2000	300	220	150	110	70	45	23	23
3000	425	300	210	170	115	85	55	26
1" O.D. Tubes			Turbulent Flow	←	h_T →		Viscous Flow	
1000	100	65	35	20	13	13	13	13
1500	145	95	60	40	19	15	15	15
2000	185	125	80	60	33	19	17	17
3000	250	180	125	95	60	42	24	19
4000	320	230	160	125	85	64	42	21
5000	380	270	195	150	110	85	60	23

APPROXIMATE TUBE SIDE PRESSURE DROP — #/SQ. IN./PASS

MULTIPLY BY NUMBER OF TUBE PASSES TO OBTAIN TOTAL DROP

VISCOSITY — CENTIPOISES	0.5	1	5	10	20
Flow Rate #/Tube/Hr.					
¾" O.D. x 14 BWG Tubes—16' Tube Length					
750	0.36	0.44	0.68	1.00	2.00
1000	0.60	0.73	1.20	1.40	2.70
1500	1.20	1.50	2.20	2.90	4.00
2000	2.00	2.40	3.80	4.60	5.50
3000	3.90	5.00	7.80	9.40	11.20
1" O.D. x 12 BWG Tubes—16' Tube Length					
1000	—	—	0.33	0.48	0.97
1500	0.35	0.43	0.66	0.83	1.52
2000	0.58	0.73	1.10	1.35	1.97
3000	1.15	1.38	2.20	2.76	3.18
4000	1.93	2.34	3.59	4.42	5.38
5000	2.76	3.45	5.38	6.60	7.60

Pressure Drops Based on Specific Gravity (S) = 0.8. For Other Gravities multiply by 0.8/S.

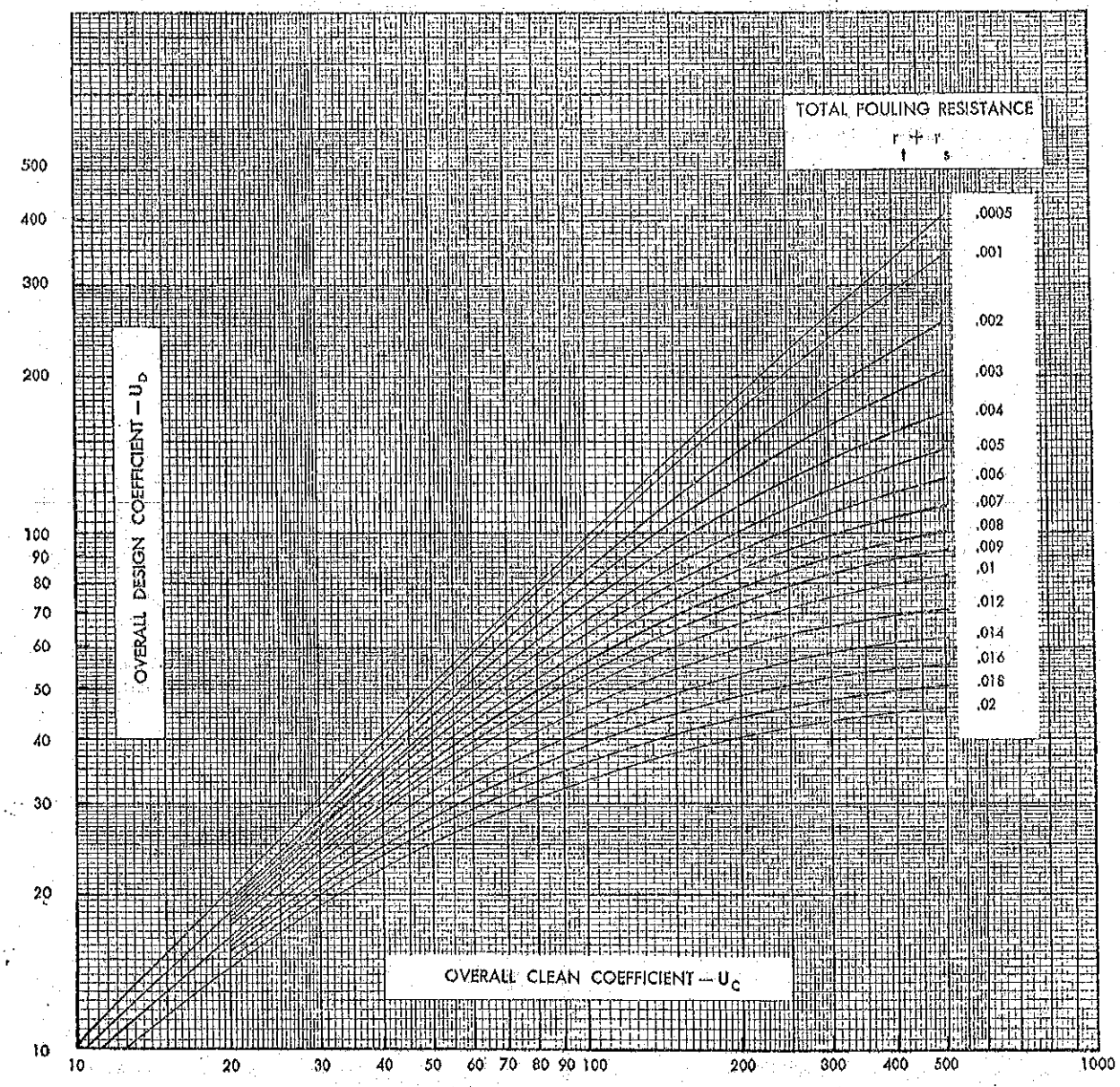
Shell Side

Viscosity Centipoises	h_S
500	20
100	25
10	55
1	110
0.5	150
0.2	200

These shell side film coefficients are typical rates but may vary depending on number of baffles used and pressure drop allowed.

Fig. 11

EFFECT OF FOULING FACTORS ON OVERALL HEAT TRANSFER RATES

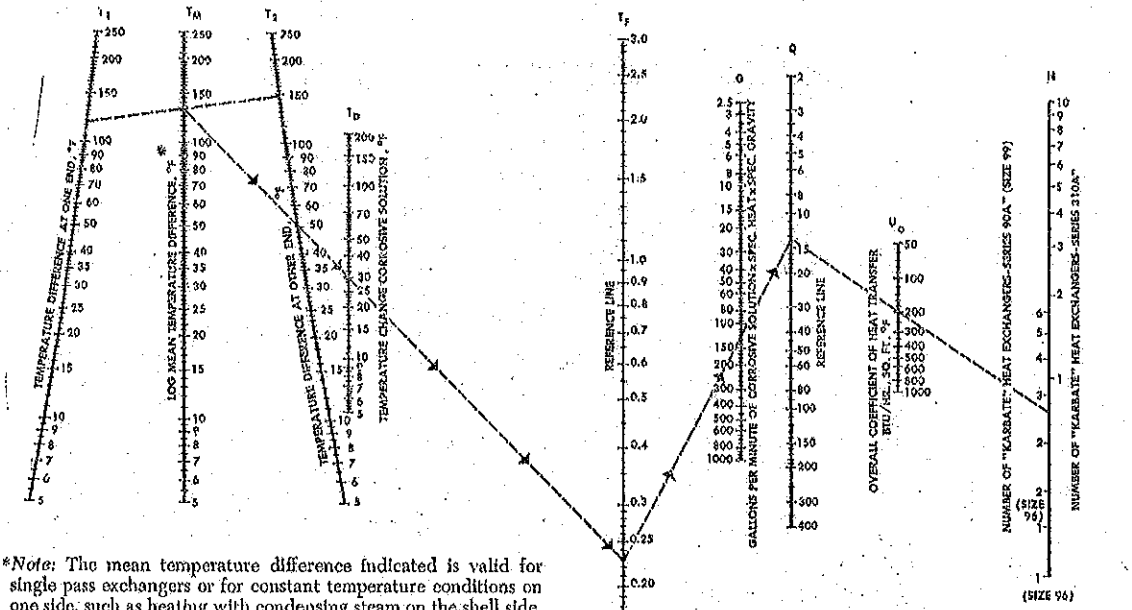


CHARACTERISTICS OF TUBING

TABLE X

O.D. of Tubing	B.W.G. Gauge	Thickness Inches	Internal Area Sq. In.	Sq. Ft. External Surface Per Ft. Length	Sq. Ft. Internal Surface Per Ft. Length	Weight Per Ft. Length Brass Lbs.	Weight Per Ft. Length Copper Lbs.	Weight Per Ft. Length Steel Lbs.	I.D. Tubing Inches	Constant C *	O.D. / I.D.	Metal Area (Transverse Metal Area)
						latón	cobre	Acero				
5/8	10	.134	.1000	.1636	.0937	.760	.809	.703	.357	155	1.750	.207
5/8	11	.120	.1170	.1636	.1010	.700	.735	.647	.385	182	1.62	.190
5/8	12	.109	.1300	.1636	.1070	.649	.683	.605	.407	202	1.53	.177
5/8	13	.095	.1490	.1636	.1142	.581	.610	.540	.435	232	1.44	.158
5/8	14	.083	.1650	.1636	.1205	.520	.548	.481	.459	257	1.36	.142
5/8	15	.072	.1817	.1636	.1260	.460	.482	.430	.481	283	1.30	.125
5/8	16	.065	.1924	.1636	.1295	.420	.440	.390	.495	300	1.26	.114
5/8	18	.049	.2181	.1636	.1379	.326	.342	.301	.527	340	1.19	.089
5/8	20	.035	.2419	.1636	.1460	.238	.250	.220	.555	377	1.13	.065
3/4	10	.134	.1822	.1963	.1265	.950	1.040	.882	.482	284	1.56	.260
3/4	11	.120	.2043	.1963	.1335	.870	.918	.810	.510	319	1.47	.238
3/4	12	.109	.223	.1963	.140	.807	.845	.750	.532	348	1.41	.219
3/4	13	.095	.247	.1963	.147	.718	.752	.670	.560	385	1.34	.195
3/4	14	.083	.268	.1963	.153	.640	.670	.591	.584	418	1.28	.174
3/4	15	.072	.289	.1963	.159	.563	.592	.522	.606	451	1.24	.153
3/4	16	.065	.302	.1963	.163	.514	.540	.480	.620	471	1.21	.140
3/4	17	.058	.314	.1963	.166	.463	.494	.429	.634	490	1.18	.128
3/4	18	.049	.334	.1963	.171	.396	417	.367	.652	521	1.15	.108
3/4	20	.035	.363	.1963	.179	.289	.306	.267	.680	567	1.10	.079
7/8	8	.165	.233	.2297	.143	1.348	1.420	1.251	.545	364	1.60	.368
7/8	10	.134	.289	.2297	.158	1.134	1.240	1.060	.607	451	1.44	.312
7/8	11	.120	.317	.2297	.167	1.040	1.095	.968	.635	494	1.38	.284
7/8	14	.083	.394	.2297	.186	.759	.798	.702	.709	615	1.23	.207
7/8	16	.065	.436	.2297	.195	.608	.636	.562	.745	680	1.17	.165
7/8	18	.049	.474	.2297	.203	.467	.490	.432	.777	740	1.12	.127
7/8	20	.035	.508	.2297	.210	.340	.357	.314	.805	793	1.09	.093
1	8	.165	.355	.2618	.175	1.578	1.67	1.471	.670	554	1.49	.430
1	10	.134	.421	.2618	.192	1.34	1.41	1.240	.732	657	1.37	.364
1	11	.120	.455	.2618	.200	1.22	1.28	1.130	.760	710	1.32	.332
1	12	.109	.479	.2618	.205	1.12	1.18	1.040	.782	748	1.28	.306
1	13	.095	.515	.2618	.213	.99	1.04	.920	.810	804	1.24	.270
1	14	.083	.546	.2618	.218	.88	.92	.813	.834	852	1.20	.239
1	15	.072	.576	.2618	.225	.77	.81	.714	.856	899	1.17	.209
1	16	.065	.594	.2618	.228	.70	.74	.650	.870	927	1.15	.191
1	18	.049	.639	.2618	.236	.54	.57	.500	.902	997	1.11	.146
1	20	.035	.679	.2618	.243	.39	.41	.361	.930	1060	1.07	.106
1 1/4	7	.180	.622	.3272	.232	2.21	2.36	2.057	.890	970	1.40	.605
1 1/4	8	.165	.662	.3272	.240	2.07	2.18	1.912	.920	1033	1.36	.565
1 1/4	10	.134	.757	.3272	.258	1.73	1.83	1.597	.982	1180	1.27	.470
1 1/4	11	.120	.801	.3272	.264	1.56	1.63	1.450	1.010	1250	1.24	.426
1 1/4	12	.109	.838	.3272	.271	1.44	1.52	1.328	1.032	1308	1.21	.389
1 1/4	13	.095	.882	.3272	.279	1.27	1.33	1.172	1.060	1376	1.18	.345
1 1/4	14	.083	.923	.3272	.284	1.12	1.17	1.040	1.084	1440	1.15	.304
1 1/4	16	.065	.985	.3272	.293	.89	.93	.823	1.120	1537	1.12	.242
1 1/4	17	.058	1.012	.3272	.297	.80	.83	.738	1.134	1578	1.10	.215
1 1/4	18	.049	1.042	.3272	.301	.68	.71	.629	1.152	1625	1.08	.185

*Liquid Velocity = $\frac{\text{Lbs. Per Tube Per Hour}}{\text{C} \times \text{SP. GR. of Liquid}}$ in feet per sec. (Sp. Gr. of water at 60°F = 1.0)



Note: The mean temperature difference indicated is valid for single pass exchangers or for constant temperature conditions on one side, such as heating with condensing steam on the shell side. While a correction of 5-10% of the value indicated would be conservative for many cases of liquid-liquid heat exchange in multi-pass exchangers, exact corrections are available in engineering texts and handbooks.

ALIGNMENT CHART FOR DETERMINING REQUIRED NUMBER OF "KARBATE" STANDARD HEAT EXCHANGERS

EXAMPLE: Find the number of "Karbate" Standard Heat Exchangers required to heat 120 GPM of a dilute aqueous solution from 150°F. to 180°F. with steam at 50 psig. (298°F.)

SOLUTION: Connect 118° (298-180) on T_1 scale with 148° on the T_2 scale with a straight line to read 132° on the T_M scale. From 132° extend a line through 30° (180-150) on the T_D scale to the reference scale T_F. From 0.228 on T_F extend a line through 120 on the G scale (this particular solution has Specific Heat x Specific Gravity of 1.0) to 13.4 on the reference line Q.

From Pages 3 and 5, either a single pass "Series 90A" "Karbate" heat exchanger or a three pass "Series 310A" "Karbate" heat exchanger will give a tube side fluid velocity of approximately 7.0 ft./sec. for a total flow per exchanger of 120 GPM. Pressure drops are reasonable, on the order of 5 psi. Using an assumed or calculated U_o of 200 (including allowance for possible scaling), a line extended from 13.4 on the reference line Q through 200 on the U_o scale indicates that 3—*Size 99 "Series 90A" "Karbate" Standard Heat Exchangers Single Pass Units, or 1 —"Series 310A" "Karbate" Standard Heat Exchanger Three Pass Unit* would be required for the service conditions given.

TYPICAL OVERALL COEFFICIENTS FOR NON-SCALING FLUIDS

Dilute aqueous solution at velocity of 3-5 ft./sec.	Steam Water	200-300 150-200
Dilute aqueous solution at velocity of 6-10 ft./sec.	Steam Water	300-400 200-250
Boiling aqueous solution	Steam	200-500
Condensing steam	Water	300-500
Condensing organic vapor	Water	50-200
Non-condensing vapor at velocity of 15-25 ft./sec.	Water or Steam	4-5
Non-condensing vapor at velocity of 30-40 ft./sec.	Water or Steam	6-8

REAUDLER TYPE "FTS"

FIXED TUBE SHEET—NON-REMOVABLE TUBE BUNDLE

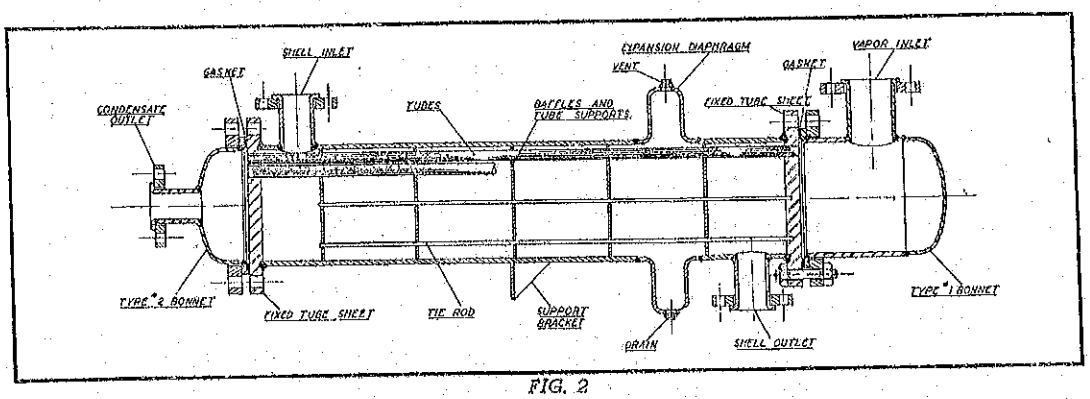


FIG. 2

ADVANTAGES

1. Shell *always* welded to tube sheets resulting in no gasketed or packed joints on shell side.
2. *No blind* irreplaceable gasket between a separate shell flange and tube sheet.
3. No internal gaskets. No possible intermixture between the hot and cold side fluid through internal gasket failures.
4. Replaceable straight tubes—easily cleanable on inside.
5. Differential expansion between the shell and tube side is taken care of by single or double expansion diaphragm.
6. Low first cost.
7. Full tube bundle—minimum by-passing on shell side.

LIMITATIONS

Mechanical cleaning and visual inspection of outside of the tubes not possible with non-removable tube bundle. Chemical or solvent cleaning necessary. This is usually circumvented by putting the fouling fluid on the tube side which is cleanable.

APPLICATIONS

Almost universal except when removable tube bundle construction is necessary for inspection and mechanically cleaning the outside of tubes. With completely closed shell side circuit, particularly advantageous for high vacuum work or when gasket materials are a problem.

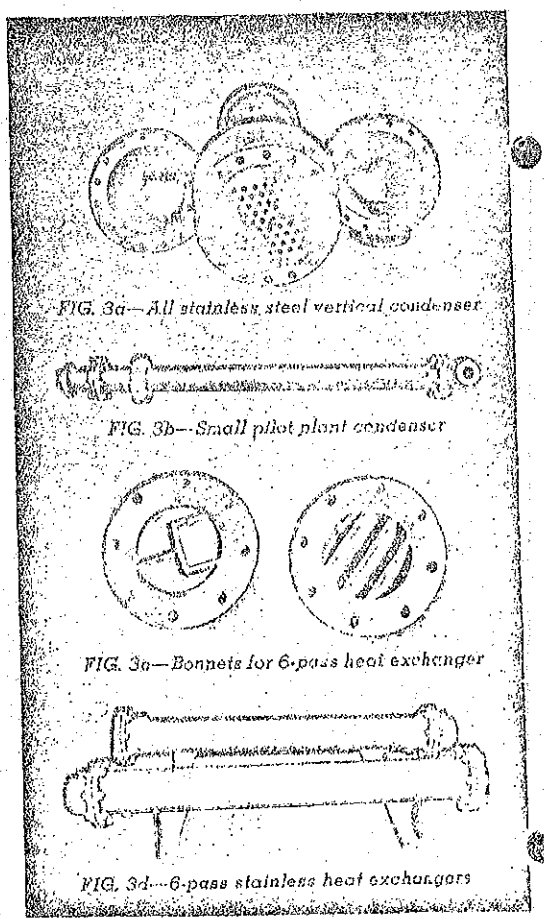


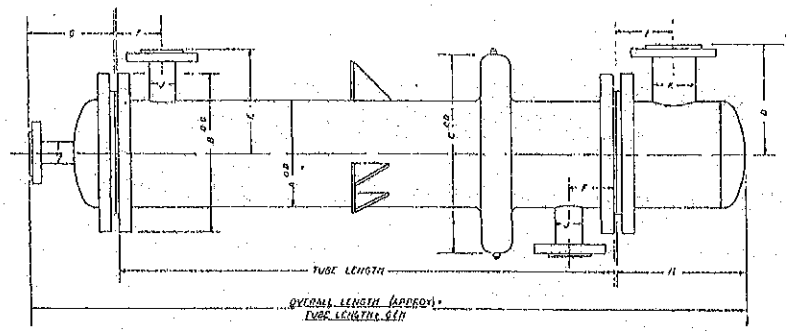
FIG. 3a—All stainless steel vertical condenser

FIG. 3b—Small pilot plant condenser

FIG. 3c—Bonnets for 6-pass heat exchanger

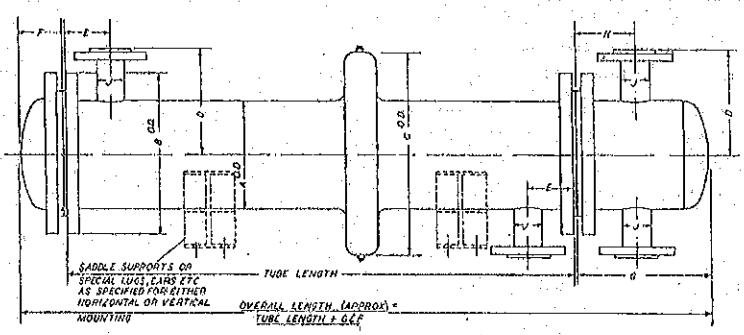
FIG. 3d—6-pass stainless heat exchangers

FIXED TUBE SHEET—SINGLE PASS TUBE SIDE (Fig. 4)



Nominal Diameter	A	B	C	D	E	F	G	H	I	J	K	L	Approx. sq. ft. range (single pass)	Nominal Diameter
4	4½	7¾	8¾	5	3½	3	4¾	7½	4	1	1½	1	2 - 10	4
6	6¾	10¾	12¼	7	4¾	3¾	5	8½	4½	2	2	1	10 - 50	6
8	8⅝	12¾	16½	8½	5¾	3½	6	10¼	5¼	2	3	1½	20 - 100	8
10	10¾	15	19	10	9½	4½	7½	11¾	6	3	4	2	40 - 180	10
12	12¾	17	22⅝	11	10½	4½	8	13	7¼	3	6	2	80 - 300	12
14	14	18¼	24¾	11¾	11¾	5¾	8¾	15½	7½	4	6	3	100 - 400	14
16	16	20¼	27⅝	12¾	12¾	5½	9¼	17½	8½	4	8	3	200 - 500	16
18	18	22½	31⅝	13¾	13¾	6½	10	17¾	8½	6	8	4	300 - 700	18
20	20	24½	33⅝	15¾	14¾	6¾	10¼	20¼	9½	6	10	4	400-1000	20
22	22	26½	36	16¾	15¾	7	10¾	20½	9½	6	10	4	500-1200	22
24	24	28¾	38	17¾	16¾	7½	11	23¼	10½	6	12	4	700-1800	24

FIXED TUBE SHEET—MULTI-PASS TUBE SIDE (Fig. 5)



Nominal Diameter	A	B	C	D	E	F	G	H	J	Approx. sq. ft. range	Nominal Diameter
4	4½	7¾	8¾	5	3	2½	7½	4	1½	2 - 10	4
6	6¾	10¾	12¼	7	3¾	2¾	8½	4½	2	10 - 50	6
8	8⅝	12¾	16½	8½	3¾	3½	9¼	4¾	2	20 - 100	8
10	10¾	15	19	9½	4½	3¾	10¾	5½	3	40 - 180	10
12	12¾	17	22⅝	10½	4½	4¼	11½	5½	3	80 - 300	12
14	14	18¼	24¾	11¾	5¼	4½	13	6¼	4	100 - 400	14
16	16	20¼	27⅝	12¾	5½	5	13¼	6¼	4	200 - 500	16
18	18	22½	31⅝	13¾	6½	5¼	15¾	7½	6	300 - 700	18
20	20	24½	33⅝	14¾	6¾	6½	16¼	7¾	6	400-1000	20
22	22	26½	36	15¾	7	6	17¼	8	6	500-1200	22
24	24	28¾	38	16¾	7¼	6½	18¾	8¼	6	700-1800	24

NOTE: ALL DIMENSIONS ARE IN INCHES AND ARE NOT TO BE USED FOR CONSTRUCTION PURPOSES. TUBE LENGTH AS SPECIFIED.

SEE SUPPLEMENT SHEET 607-S FOR FLEXIBLE STANDARDS

PFAUDLER TYPE "PFH"

OUTSIDE PACKED FLOATING HEAD—REMOVABLE TUBE BUNDLE

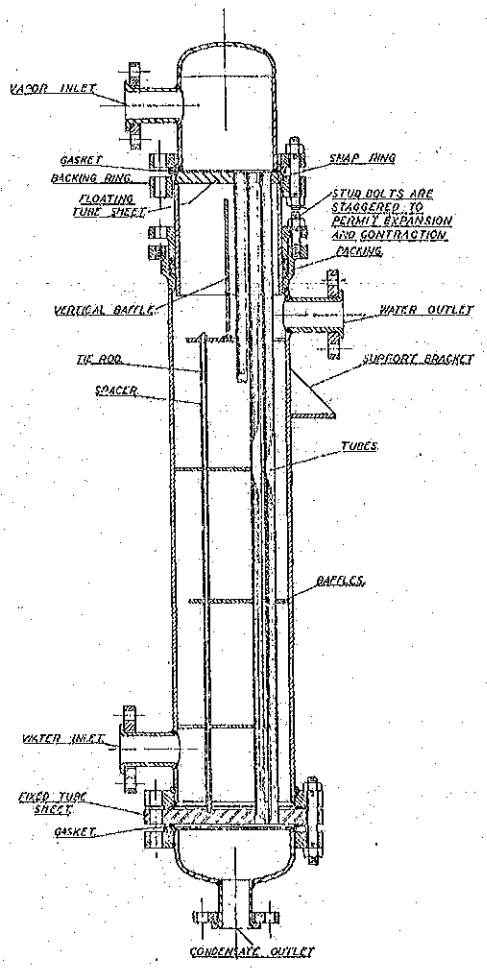


FIG. 6

The Pfaudler Co. fabricates two types of the Outside Packed Floating Head design.

INNER SKIRT DESIGN

Figure 6 illustrates the outside packed joint used in combination with an inner skirt protruding from the floating tube sheet. This design provides for a deep stuffing box, bonnet or channel type of floating head cover, and the maximum number of tubes even with high tube side pressures.

For vertical installations, the floating head end should be on top in order to avoid the pocketing of silt etc. on the shell side.

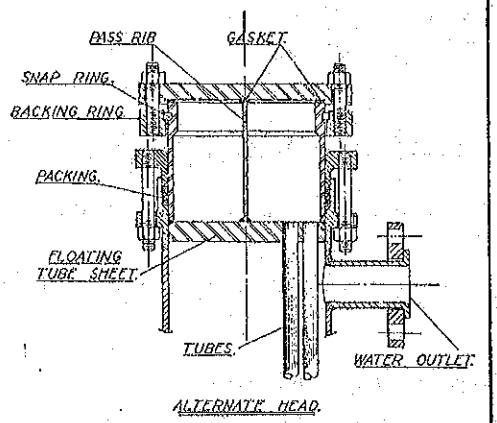
OUTER SKIRT DESIGN

Figure 7 shows the alternate type of packed floating head. In this case, the outer skirt from the tube sheet forms part of the floating head cover. This design permits the location of the shell water nozzle close to the tube sheet for the best possible drainage. (Pass rib is for 4 passes through tubes.)

Both designs utilize the Pfaudler easily removable one-piece "snap-ring" and one piece backing flange type of construction for attaching the floating head covers to the removable tube bundles.

ADVANTAGES

1. Removable tube bundle for inspection and mechanically cleaning outside of tubes.
2. This is a *true outside* packed head with *only* the shell side fluid in contact with the gland. Packing glands in contact with the two fluids (even with lantern ring insert) should be avoided otherwise fluid intermixing and loss of product can occur.
3. *No* internal gaskets. No possible intermixture between the hot and cold side fluids through internal gasket failures.
4. Replaceable straight tubes—easily cleanable on the inside.



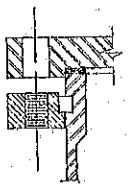


FIG. 7

5. Minimum free annular area between the bundle and inside shell diameter, resulting in essentially no by-passing around the outside of the tube bundle.
6. Studs are *not* utilized on floating tube sheets.
7. *Full diameter* stationary tube sheet (*not* inside the shell and bonnet flange bolt circles) with threaded bolts to keep stationary tube sheet gasket in place when bonnet or channel is removed. This allows proper hydrostatic test for observing ends of tubes for leaks—no special test ring is necessary.
8. Maximum ease of assembly and inspection.
9. Differential expansion between shell and tubes taken care of by the outside packed floating head principle.
10. Pfaudler "snap ring" type of backing flange construction.

LIMITATIONS

1. Compared with "FTS" type, initial high cost.
2. Restrictions as to the use of high temperatures and pressures for the shell packing gland. With water normally on the shell side (as a vertical condenser), this problem is not often encountered.

APPLICATIONS

Fairly universal. Most commonly used as vertical condensers with vapor inside the tubes—single pass, and water flowing counter-currently in the shell. *This results in close temperature approaches for condensate sub-cooling.*

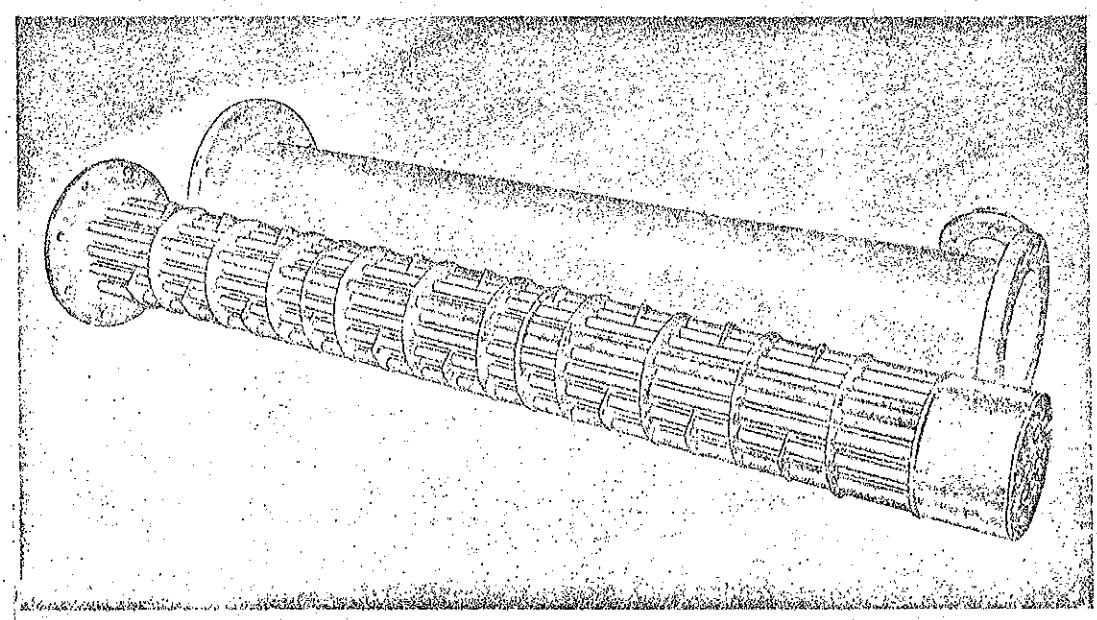
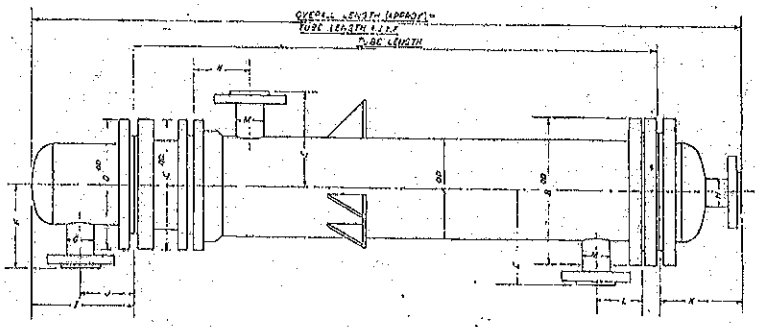


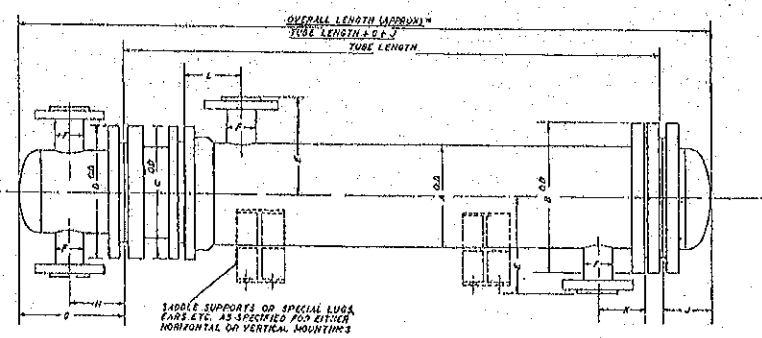
FIG. 8

OUTSIDE PACKED FLOATING HEAD—SINGLE PASS TUBE SIDE (Fig. 9)



Nominal Diameter	A	B	C	D	E	F	G	H	I	J	K	L	M	N	Approx. sq. ft. range	Nominal Diameter
6	6⅛	10¾	9½	8¾	4¾	8	2	1	8½	4½	8	3¾	2	6¼	4 - 12	6
8	8⅛	12¾	11 1/16	10¾	6¾	7	3	1½	10¼	6¼	6	4	2	6¼	8 - 60	8
10	10¾	15	13 1/16	12¾	9½	8¼	4	2	11¾	6	7½	4¾	3	6¾	30 - 120	10
12	12¾	17	15½	15¼	10½	10	6	2	15	7¼	8	4¾	3	7¼	60 - 200	12
14	14	18¼	16¾	16½	11¾	11	6	3	15½	7½	8¾	5½	4	7¾	100 - 300	14
16	16	20¼	18¾	18 1/16	12¾	11¾	8	3	17½	8½	9¼	5¾	4	7¾	150 - 400	16
18	18	22½	20 11/16	20¾	13¾	12¾	8	4	17¾	8½	10	6¾	6	10	250 - 600	18
20	20	24¼	22 11/16	22¾	14¾	13¾	10	4	20¼	9½	10¼	7	6	10¼	350 - 700	20
22	22	26¾	24¼	24½	15¾	15¾	10	4	20½	9½	10¾	8	6	10½	450 - 900	22
24	24	28¾	26⅛	26½	16¾	16¾	12	4	23¼	10½	11	8¼	6	10¾	600-1100	24

OUTSIDE PACKED FLOATING HEAD—MULTI-PASS TUBE SIDE (Fig. 10)



Nominal Diameter	A	B	C	D	E	F	G	H	J	K	L	Approx. sq. ft. range	Nominal Diameter
6	6⅛	10¾	9½	8¾	4¾	2	8½	4½	2¾	3¾	6¼	4 - 12	6
8	8⅛	12¾	11 1/16	10¾	5¾	2	9¼	4¾	3¼	4	6¼	8 - 60	8
10	10¾	15	13 1/16	12¾	9½	3	10¾	5½	3¾	4¾	6¾	30 - 120	10
12	12¾	17	15½	15¼	10½	3	11½	5½	4¼	4¾	7¼	60 - 200	12
14	14	18¼	16¾	16½	11¾	4	13	6¼	4½	5½	7¾	100 - 300	14
16	16	20¼	18¾	18 1/16	12¾	4	13¼	6¼	5	5¾	7¾	150 - 400	16
18	18	22½	20 11/16	20¾	13¾	6	15¾	7½	5¼	6¾	10	250 - 600	18
20	20	24½	22 11/16	22¾	14¾	6	16¼	7¾	5½	7	10½	350 - 700	20
22	22	26¾	24¼	24½	15¾	6	17¼	8	6	8	10½	450 - 900	22
24	24	28¾	26⅛	26½	16¾	6	18⅜	8¼	6½	8¼	10¾	600-1100	24

NOTE: ALL DIMENSIONS GIVEN IN INCHES AND ARE NOT TO BE USED FOR CONSTRUCTION PURPOSES. TUBE LENGTH AS SPECIFIED.

PFAUDLER TYPE "IFH"

INTERNAL FLOATING HEAD—REMOVABLE TUBE BUNDLE

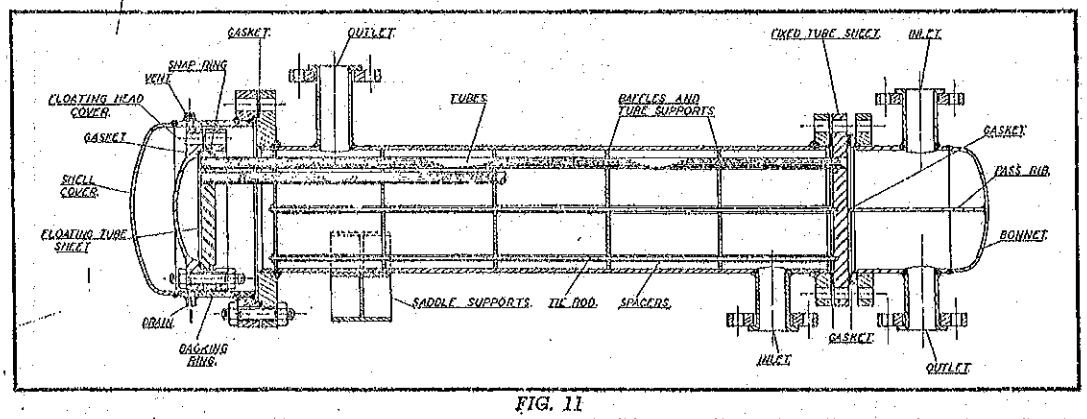


FIG. 11

ADVANTAGES

1. Removable tube bundle for inspection and mechanically cleaning the outside of the tubes.
2. Replaceable straight tubes—easily cleanable on the inside.
3. Minimum free annular area between the tube bundle and inside shell diameters, resulting in essentially no by-passing around the outside of the tube bundle.
4. Studs are *not* utilized on floating tube sheets.
5. Full diameter stationary tube sheet (*not* inside the bolt circle of the shell and bonnet flanges) with threaded bolts to keep the stationary tube sheet gasket in place when bonnet or channel is removed. This allows proper hydrostatic field test for observing end of tubes—*no* special test ring is necessary.
6. Maximum ease of assembly and inspection.
7. Differential expansion between tubes and shell taken care of by internal floating head.
8. Recommended instead of type "PFH" for higher pressures and temperatures on the shell side (when a removable bundle is required).
9. Pfaudler "snap ring" type of backing flange construction. (See Fig. 7)

LIMITATIONS

1. Internal gasket on floating head cover. Shell cover and floating head cover must be removed to inspect and replace gasket. Avoid the purchase of units not having a removable shell cover otherwise tube bundle must be pulled to inspect and repair floating head gasket.
2. Initial high cost when compared with type "FTS" unit.
3. Only adaptable to stainless steel construction on tube side. Prohibitive cost with stainless steel construction on the shell side.

APPLICATION

Fairly universal. Widely used in petroleum industry when hot oils and gases under pressure on shell side eliminate consideration of packing gland with PFH type even after realizing the disadvantages of an internal gasket.

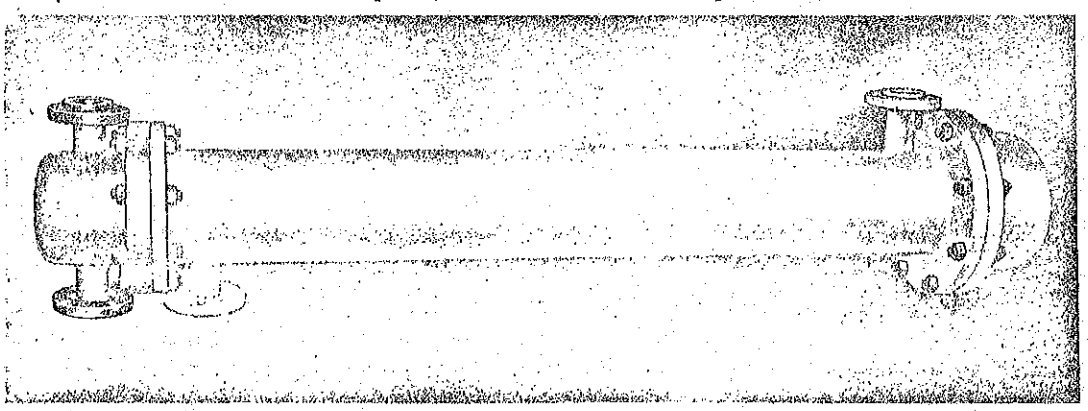


FIG. 12

PFAUDLER TYPE "PFH"

INTERNAL FLOATING HEAD—REMOVABLE TUBE BUNDLE

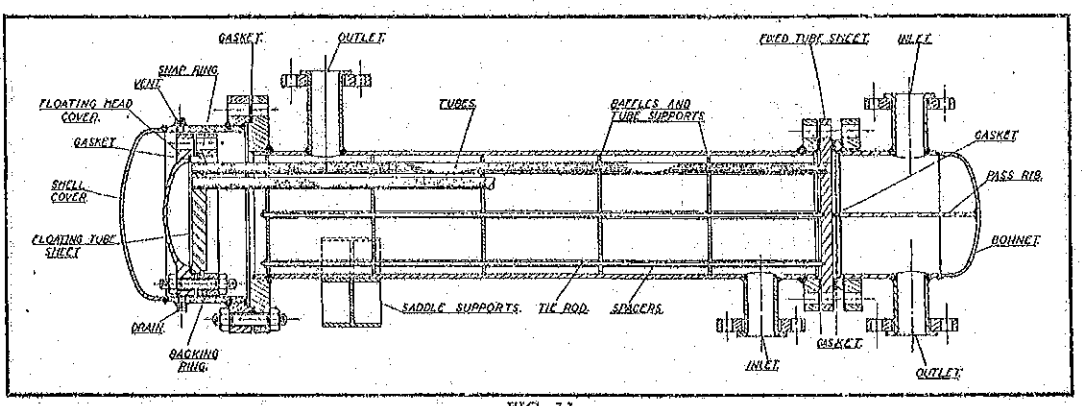


FIG. 11

ADVANTAGES

1. Removable tube bundle for inspection and mechanically cleaning the outside of the tubes.
2. Replaceable straight tubes—easily cleanable on the inside.
3. Minimum free annular area between the tube bundle and inside shell diameters, resulting in essentially no by-passing around the outside of the tube bundle.
4. Studs are *not* utilized on floating tube sheets.
5. Full diameter stationary tube sheet (*not* inside the bolt circle of the shell and bonnet flanges) with threaded bolts to keep the stationary tube sheet gasket in place when bonnet or channel is removed. This allows proper hydrostatic field test for observing end of tubes—*no* special test ring is necessary.
6. Maximum ease of assembly and inspection.
7. Differential expansion between tubes and shell taken care of by internal floating head.
8. Recommended instead of type "PFH" for higher pressures and temperatures on the shell side (when a removable bundle is required).
9. Pfaudler "snap ring" type of backing flange construction. (See Fig. 7)

LIMITATIONS

1. Internal gasket on floating head cover. Shell cover and floating head cover must be removed to inspect and replace gasket. Avoid the purchase of units not having a removable shell cover otherwise tube bundle must be pulled to inspect and repair floating head gasket.
2. Initial high cost when compared with type "FTS" unit.
3. Only adaptable to stainless steel construction on tube side. Prohibitive cost with stainless steel construction on the shell side.

APPLICATION

Fairly universal. Widely used in petroleum industry when hot oils and gases under pressure on shell side eliminate consideration of packing gland with PFH type even after realizing the disadvantages of an internal gasket.

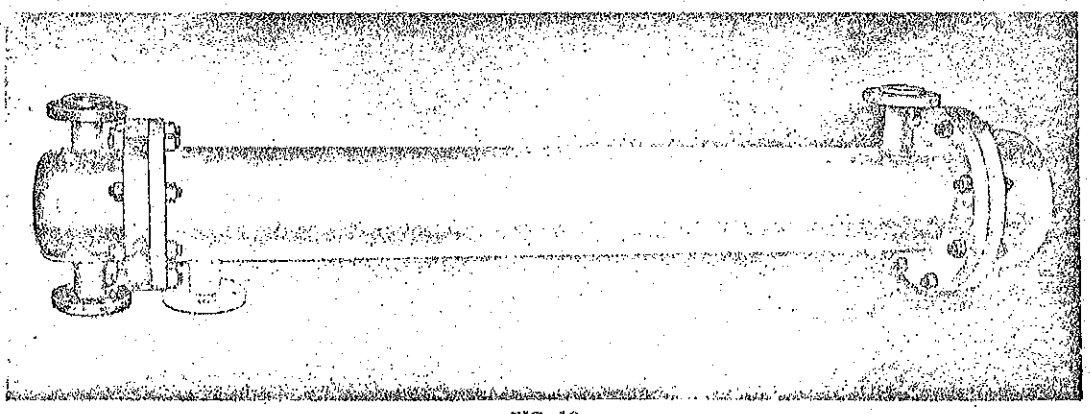
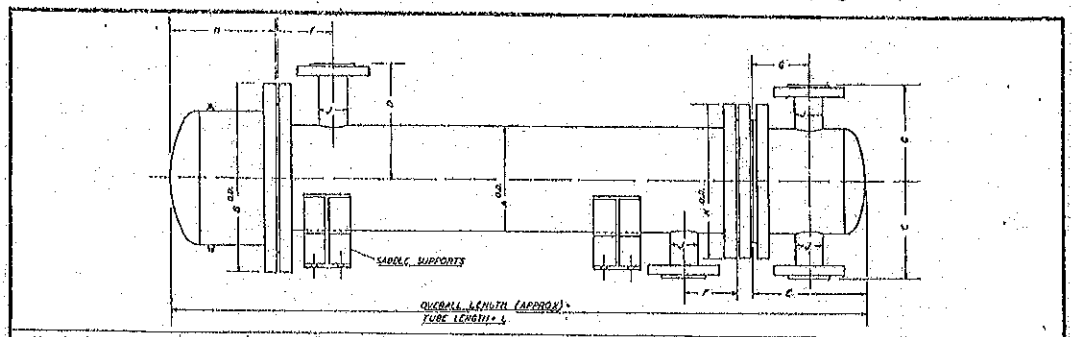


FIG. 12

INTERNAL FLOATING HEAD—MULTI-PASS TUBE SIDE (Fig. 13)



Nominal Diameter	A	B	C	D	E	F	G	H	J	K	L	Approx. sq. ft. range	Nominal Diameter
6	6⅝	13⅝	7	4¼	8½	4¼	4½	8	2	10¾	12¾	4 - 12	6
8	8⅝	16⅝	8	5¾	9¼	4½	4¾	8¾	2	12¾	14	8 - 60	8
10	10¾	17⅝	9½	11	10¾	5	5½	10	3	15	16½	30 - 120	10
12	12¾	20½	10½	12½	11½	5	5½	10¾	3	17	17¾	60 - 200	12
14	14	21¾	11¾	13¾	13	5¾	6¼	11½	4	18½	19½	100 - 300	14
16	16	23¾	12¾	14¾	13¼	6	6¼	12	4	20¼	20¼	160 - 400	16
18	18	26	13¾	15¾	15¾	7	7½	12½	6	22½	23	250 - 600	18
20	20	28⅛	14¾	16¾	16¼	7	7¾	13	6	24½	23¾	350 - 700	20
22	22	30⅛	15¾	17¾	17¼	7¼	8	13½	6	26½	24¼	450 - 900	22
24	24	33⅜	16¾	18¾	18¾	7½	8¼	14	6	28½	25¼	600-1100	24

NOTE: ALL DIMENSIONS ARE IN INCHES AND ARE NOT TO BE USED FOR CONSTRUCTION PURPOSES. TUBE LENGTH AS SPECIFIED.

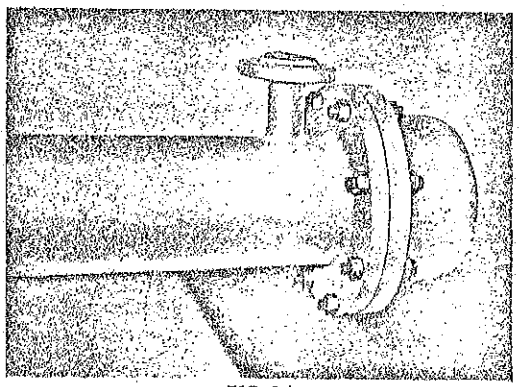


FIG. 14

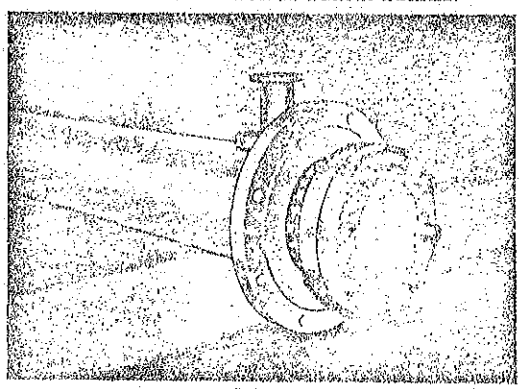


FIG. 15

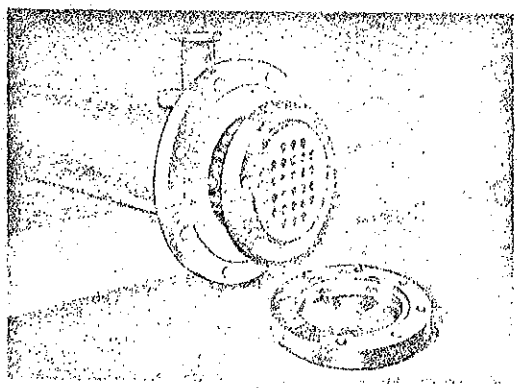


FIG. 16

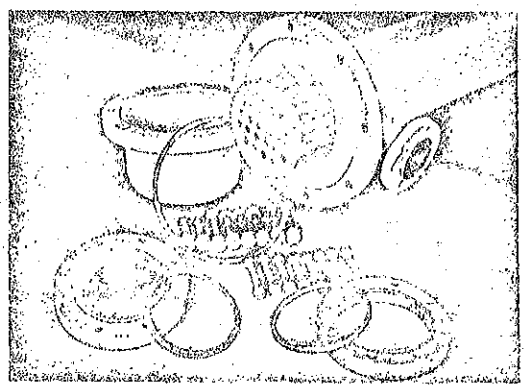


FIG. 17

PFAUDLER TYPE "UB"

"U" OR HAIRPIN TUBE—REMOVABLE TUBE BUNDLE

ADVANTAGES

1. Removable tube bundle for inspection and cleaning outside of tubes.
2. No internal gaskets.
3. Low first cost.
4. Full tube bundle—by-passing is minimized.
5. Differential expansion taken care of by individual tube bends.
6. Elimination of one tube sheet.

LIMITATIONS

1. Inside of tubes not properly cleanable because of bends.
2. Except for the few outer bends, tubes may not be individually replaced. Usually a complete retubing is necessary, whereas with straight tube units, individual tubes are replaceable.
3. All bends will have some thinning of the metal and this is particularly true at the inner radii (usually a heavier gauge tube will be used for these bends). More adapted for utilization of ductile tubes such as copper—not particularly recommended for stainless steel tubes.
4. *Not adaptable* to plant maintenance standardization of spare tube lengths as is true with straight tube units.
5. Cannot be made single pass on tube side as with "FTS" and "PFH" types for true counter current flow.

APPLICATIONS

Limited use—not generally recommended except for following:

Used for higher pressures and temperatures, when a single tube sheet shows appreciable economies. Sometimes justified for expensive alloy construction for the same reason even after weighing the disadvantages listed above. For extreme temperature differences across the tube bundle with each tube free to expand and contract, its use is recommended. Often utilized for integral tower bottoms reboilers (without shells). Frequently employed as a tank suction heater for the preheating of various products before pumping (shell open at "U" bend end).

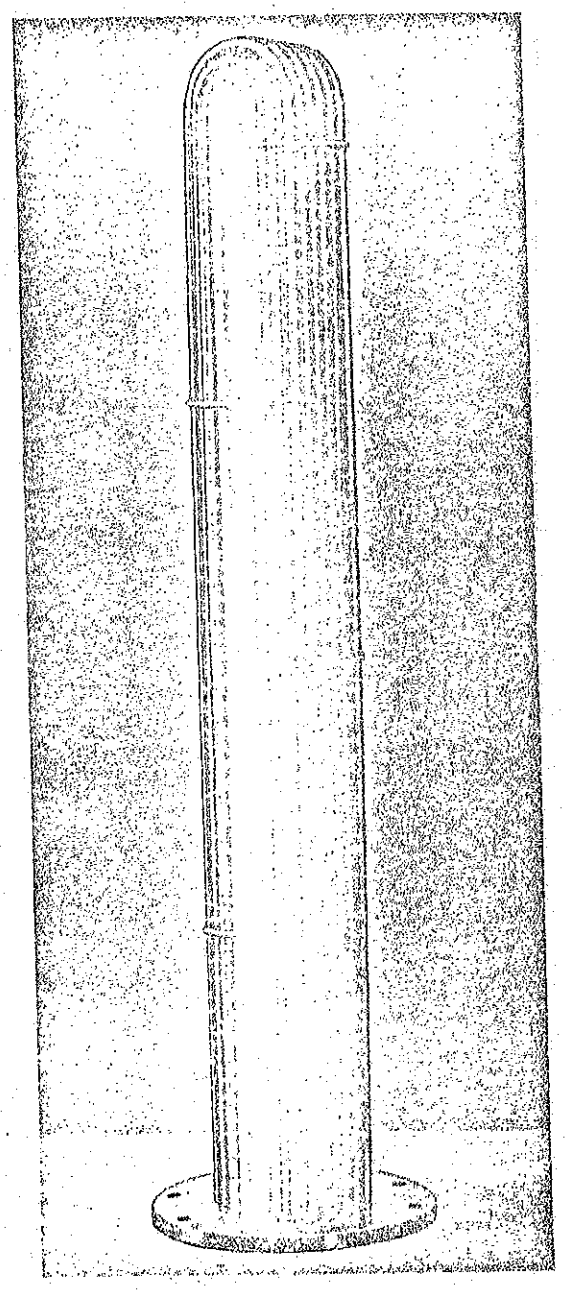
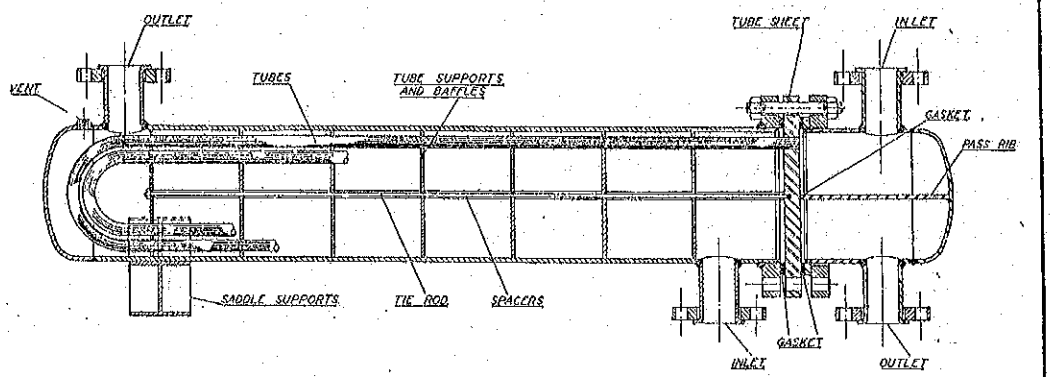
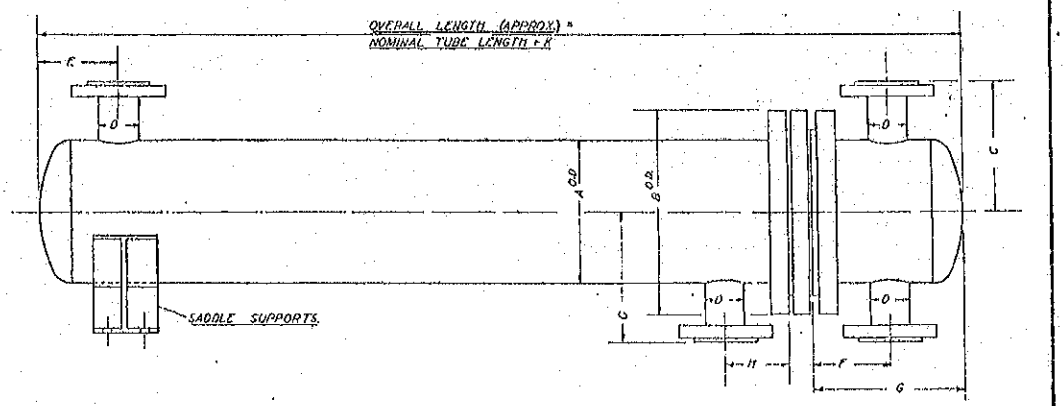


FIG. 18

"U" TUBE BUNDLE—MULTI-PASS TUBE SIDE (Fig. 19)

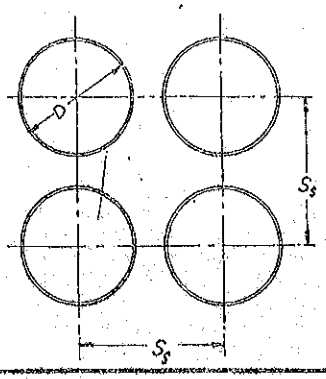




Nominal Diameter	A	B	C	D	E	F	G	H	K	Approx. sq. ft. range	Nominal Diameter
4	4½	7¾	3¼	1½	4	4	7½	3¼	10	4 - 8	4
6	6⅝	10¾	4¾	2	4½	4½	8½	3¾	12	8 - 16	6
8	8⅝	12¾	5¾	2	5	4¾	9¼	4	14	12 - 70	8
10	10¾	15	9½	3	6¼	5½	10¾	4¾	17	35 - 150	10
12	12¾	17	10½	3	6½	5½	11½	4¾	18	80 - 250	12
14	14	18¼	11¾	4	7¾	6¼	13	5½	21	120 - 350	14
16	16	20¼	12¾	4	8	6¼	13¼	5¾	22	200 - 450	16
18	18	22½	13¾	6	9¼	7½	16¾	6¾	26	300 - 700	18
20	20	24½	14¾	6	9½	7¾	16¼	7	27	400 - 800	20
22	22	26¾	15¾	6	9¾	8	17¼	7¼	28	500-1000	22
24	24	28¾	16¾	6	10	8¼	18¾	7½	29	600-1200	24

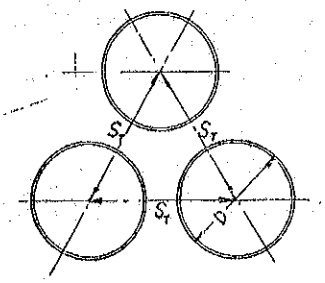
FIG. 20

NOTE: ALL DIMENSIONS ARE IN INCHES AND ARE NOT TO BE USED FOR CONSTRUCTION PURPOSES.



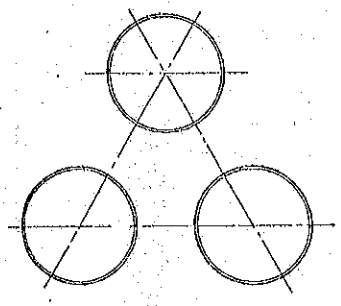
STANDARD SQUARE TUBE PITCH

TUBE SIZE "D"	PITCH "S_s"	METAL LIGAMENT BETWEEN TUBES	CLEANING LANE
5/8"	7/8"	1/4"	1/4"
3/4"	1"	1/4"	1/4"
1"	1 1/4"	1/4"	1/4"



STANDARD TRIANGULAR TUBE PITCH

TUBE SIZE "D"	PITCH "S_t"	METAL LIGAMENT BETWEEN TUBES	CLEANING LANE (None)
5/8"	12/16"	3/16"	Not Wide Enough To Be Practical
3/4"	1"	1/4"	
1"	1 1/4"	1/4"	



SPECIAL TRIANGULAR TUBE PITCH

It is easily seen that by opening up the pitch (example: 1" tube on 1½" pitch) a cleaning tool or brush could be inserted through the tube bundle contacting six sides of each tube. This cuts down the number of tubes per shell diameter so that it is uneconomical unless a very special cleaning problem presents itself.

18. **Minimum Ligaments**

The tube pitch listed in the above tables specifies the minimum allowable tube sheet metal ligaments for Pfaudler heat exchangers. These limitations insure, with the care utilized in roller expanding, that the tube sheet will not be deformed or weakened mechanically for the rated working pressure.

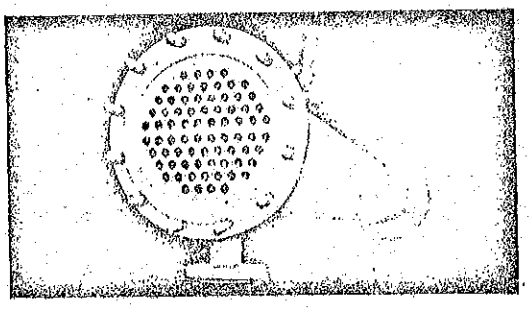


FIG. 28

19. **Standard Square Pitch**

The types which have removable tube bundles, will be furnished with standard square pitch. This allows a ¼" lane through the bundles and a cleaning tool can contact four points of each tube. Removable tube bundles with the tubes spaced on a close triangular pitch (not mechanically cleanable) *are usually not recommended.* Fig. 28 shows standard layout for ¾" tubes on a 1" *square* patch.

20. **Standard Triangular Pitch**

The FTS type (non-removable tube bundle) is not mechanically cleanable on the shell side or outside of the tubes so a cleaning lane through the bundle is not necessary. Therefore, the tubes will be on a triangular pitch for maximum surface per shell diameter. See Fig. 28 for typical FTS tube layout.

21. **Special Pitch**

For very special cleaning purposes, we will offer tubes on a wide triangular pitch which will allow six points of each tube to be contacted by a cleaning bar. See Page 19.

22. **Tube Passes**

Standard tube passes offered are one (1) (single pass), two (2), four (4), six (6), and eight (8) pass. These pass arrangements are sufficient to take care of practically all fluid flows for good fluid velocity and heat transfer. However, for special applications, other multi-pass layouts will be furnished.

The two photographs for Fig. 3c on Page. 8 show a 6-pass bonnet design; right, illustrates pass rib construction for inlet-outlet bonnet; left, shows the reversing or end bonnet design.

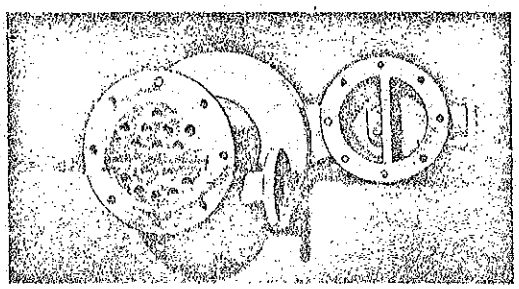


FIG. 29 illustrates a special two-pass condenser with the vapor inside the tubes.

23. **Shell Passes**

Single pass shells are standard. For special vapor condensers, where condensing on the shell side in a split flow results in better temperature conditions or more efficient vacuum operation, a two pass shell with one longitudinal baffle is offered. Longitudinal baffles for liquid flow are not recommended unless welded in place. See Page 21, No. 1—5.

24. **Tube Lengths**

Tube lengths are entirely flexible to suit the operating conditions. However, it is recommended that the maximum length be 16 ft. for handling and cleaning reasons. Some customers find it advisable to standardize on either 8, 10, or 12 feet tube lengths, carrying stock tubes for emergency repairs and maintenance.

25. **Bonnets**

Figures 2, 6, 11, and 19, illustrating the four Pfaudler types of exchangers, have been shown on the basis of utilizing the *bonnet* type of "vapor or water box" for both single and multipass flow through the tube side. This design is the least expensive and for practically all installations perfectly satisfactory. When the recommended nozzle connections are used, bonnets may be removed and the inside of the tubes cleaned without *dismantling* any piping. See Page 21, No. 6—11.

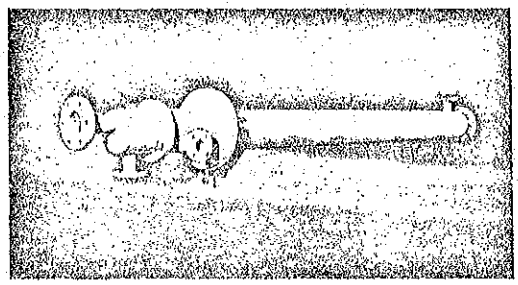


FIG. 30

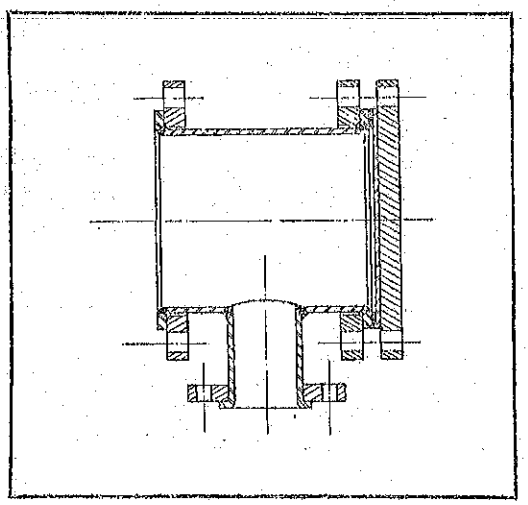


FIG. 31

26. **Channels**

Figure 31 illustrates the alternate channel type. This design, although more expensive than the bonnet style does offer the following advantages:

(a) More rapid cleaning and inspection of the tubes as only an end cover plate has to be removed.

(b) Tube side interconnecting piping does not have to be *broken*.

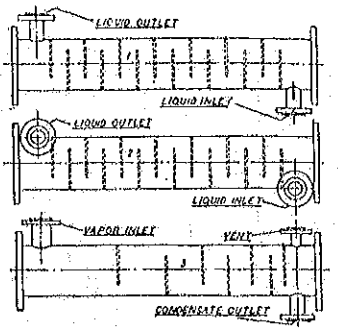
The channel type is only recommended when very frequent cleaning of the inside of the tubes is necessary.

RECOMMENDED NOZZLE LOCATIONS

SINGLE PASS SHELL SIDE

Number 1, radial type, and Number 2, tangential type, of nozzles (or at 180°) are recommended for liquid or gas flow through the shell side of heat exchangers. These positions are good for any type of installation either horizontal, inclined, or vertical. No separate drains or vents are needed. Other orientation arrangements may be provided, but separate drains and vents will have to be added.

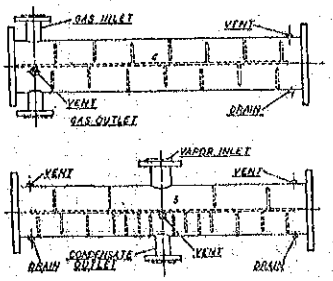
Number 3 illustrates the recommended nozzle location for single pass horizontal condensers, when the vapor is on the shell side (*without* longitudinal baffle). For vacuum operation, always equalize the receiver and condenser by piping between the condenser and receiver vents.



TWO PASS SHELL SIDE

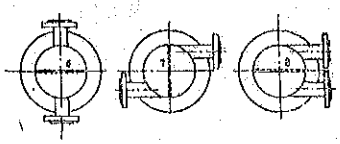
Number 4 shows the nozzle location for a two pass shell heat exchanger (nozzles may also be tangential). This type of construction is not particularly recommended except for gas cooling. With liquid on the shell side, the longitudinal baffle should be *welded* to the shell in order to prevent excessive by-passing. Two (2) separate heat exchangers connected in series are more efficient and often less expensive than a single unit containing a welded longitudinal baffle.

Number 5 illustrates the nozzle and baffle arrangement for a "split flow" vapor condenser with the vapors on the shell side. This type of longitudinal baffle unit is often used for vacuum condensers and for the optimum mean temperature difference condition.



MULTI-PASS TUBE SIDE

Numbers 6, 7 and 8 illustrate the recommended radial and tangential nozzle locations (or at 180°) for either vertical or horizontal installation. This, of course, is on the basis of an even number of tube passes. Separate vent and drain couplings are needed for other orientation arrangements.



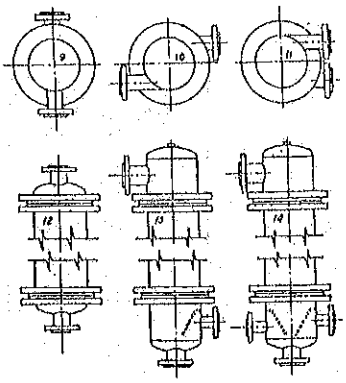
SINGLE PASS TUBE SIDE

Numbers 9, 10 and 11 show the recommended radial and tangential (or at 180°) nozzle locations for single pass heat exchangers installed horizontally. This same general nozzle location would also apply to multi-pass units with an uneven number of passes through the tubes.

Number 12 illustrates the nozzle locations normally used for vertically installed heat exchangers for single pass flow on both the shell and tube sides.

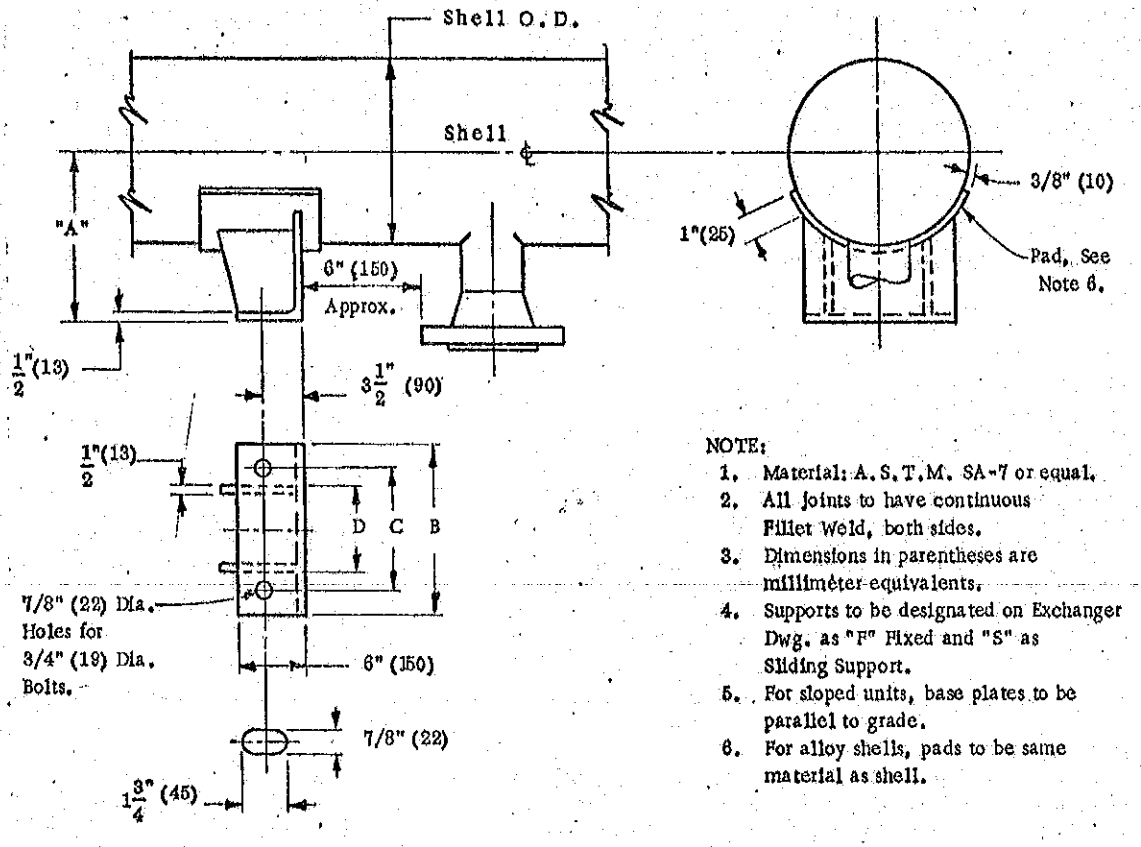
Number 13 depicts the nozzle arrangement usually offered for vertical condensers with *vapor in tubes*. The side outlet on the bonnet provides a venting connection.

Number 14 is similar to Number 13 except that the bottom bonnet serves as an integral separator. Two nozzles are used for reflux and forward flow connections, while the other opening is for a vent. See Fig. 30.



HORIZONTAL SHELL SUPPORTS
25" TO 29" UNITS

EA-1-2
Page: 1 of 1
Date: 9/12/68 Rev.



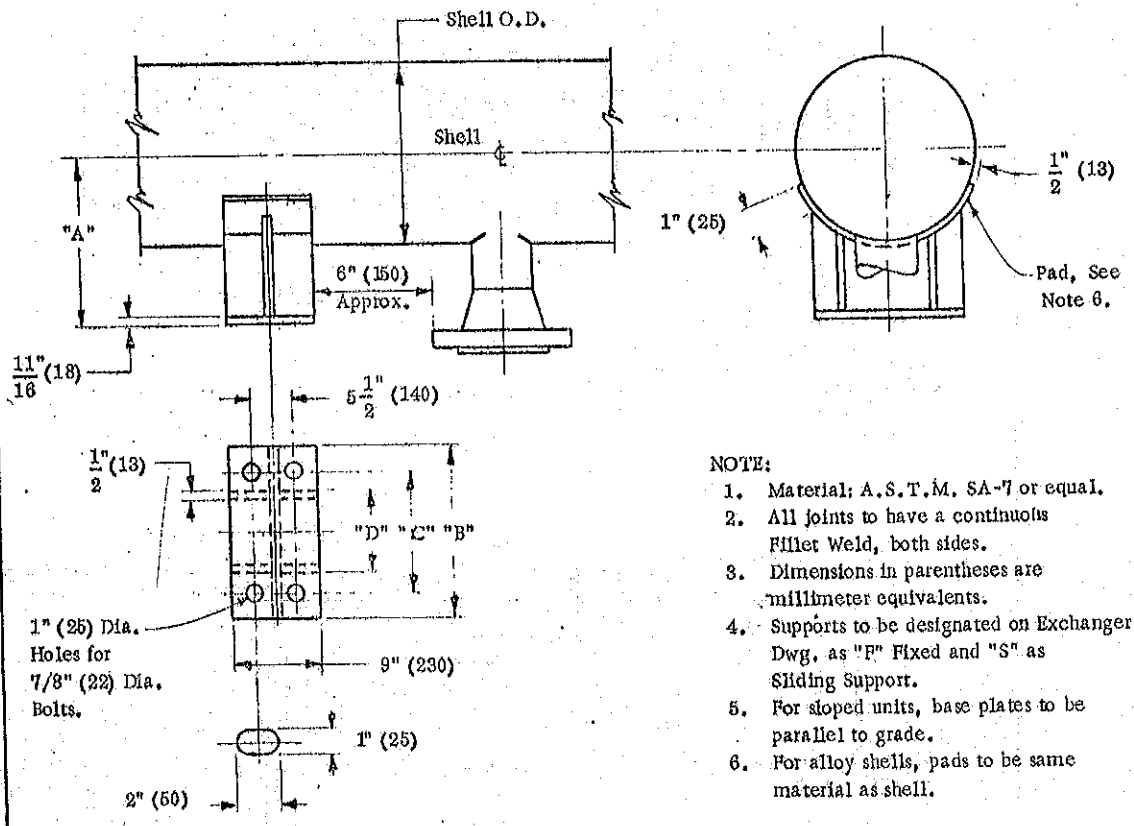
NOTE:

1. Material: A.S.T.M. SA-7 or equal.
2. All joints to have continuous Fillet Weld, both sides.
3. Dimensions in parentheses are millimeter equivalents.
4. Supports to be designated on Exchanger Dwg. as "F" Fixed and "S" as Sliding Support.
5. For sloped units, base plates to be parallel to grade.
6. For alloy shells, pads to be same material as shell.

UNIT SIZE (NOMINAL)	"A"	"B"	"C"	"D"
25"	17" (430)	19" (480)	15" (380)	9" (230)
27"	18" (460)	20" (510)	16" (410)	10" (250)
29"	19" (480)	22" (560)	18" (460)	12" (300)

HEAT EXCHANGER
HORIZONTAL SHELL SUPPORTS
31" TO 42" UNITS

ENGINEERING STANDARD
EA-1-3
Page: 1 of 1
Date: 9/12/68 Rev.



NOTE:

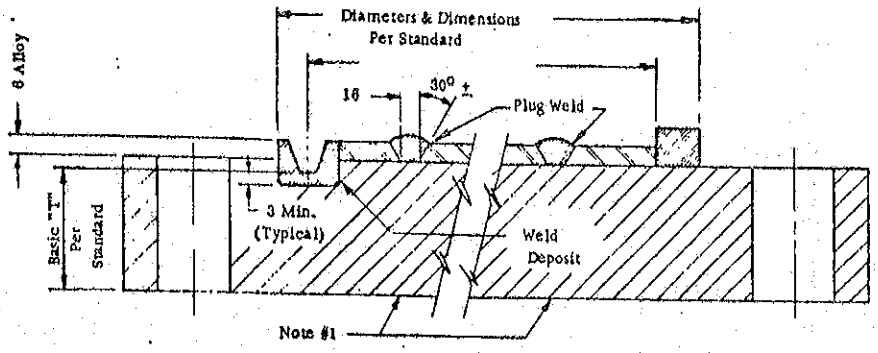
1. Material: A.S.T.M. SA-7 or equal.
2. All joints to have a continuous Fillet Weld, both sides.
3. Dimensions in parentheses are millimeter equivalents.
4. Supports to be designated on Exchanger Dwg. as "F" Fixed and "S" as Sliding Support.
5. For sloped units, base plates to be parallel to grade.
6. For alloy shells, pads to be same material as shell.

UNIT SIZE (NOMINAL)	"A"		"B"		"C"		"D"	
31"	22"	(560)	20"	(510)	15"	(380)	9"	(230)
33"	23"	(585)	22"	(560)	17"	(430)	11"	(280)
35"	24"	(610)	24"	(610)	19"	(480)	11"	(280)
37"	25"	(635)	26"	(660)	21"	(530)	13"	(330)
39"	26"	(660)	28"	(710)	23"	(585)	13"	(330)
42"	28"	(710)	30"	(760)	25"	(635)	15"	(380)

VESSELS

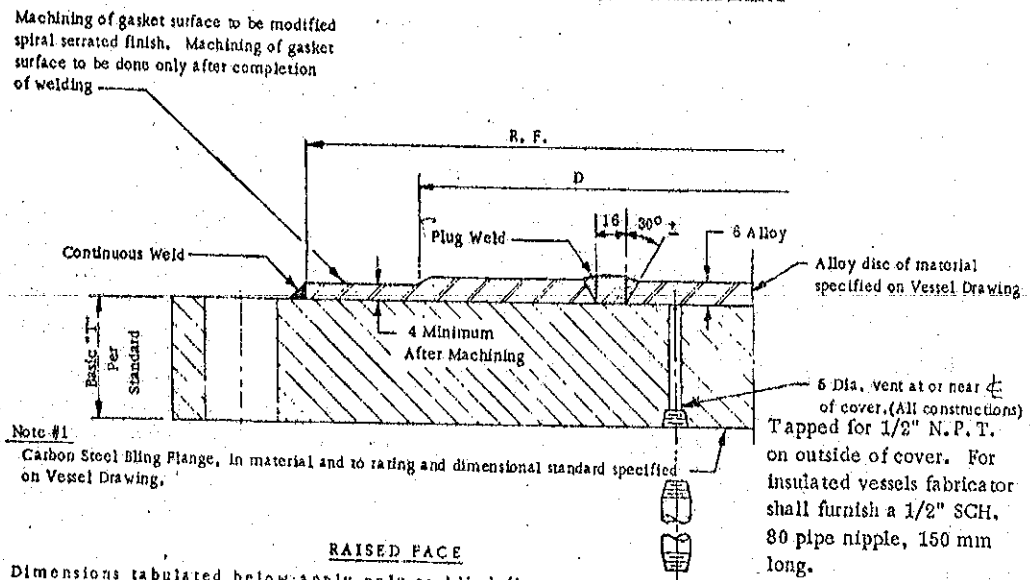
ALLOY FACED BLIND FLANGES

ENGINEERING STANDARD
1318 DA-9M
Page: 1 of 1
Date: 7/15/70 Rev.



RING JOINT

LARGE OR SMALL TONGUE



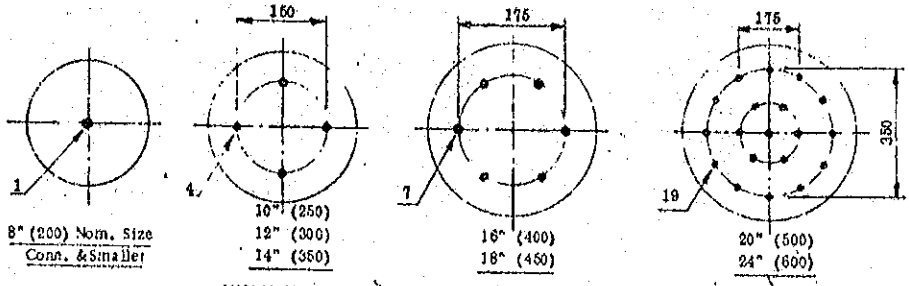
Note #1

Carbon Steel Bling Flange, in material and to rating and dimensional standard specified on Vessel Drawing.

RAISED FACE

Dimensions tabulated below apply only to blind flanges in dimensional accordance with A.S.A. B16.5-1953 or British Standard 1560:1949. For bolted flanges conforming dimensionally to other systems or standards, the tabulated dimensions must be modified to suit.

Size In. / mm	4" 100	5" 125	6" 150	8" 200	10" 250	12" 300	14" 350	16" 400	18" 450	20" 500	24" 600
R.F.	157	186	216	270	324	381	413	470	533	584	692
D	81	105	125	167	210	251	294	338	381	428	511



8" (200) Nom. Size Conn. & Smaller

10" (250) 12" (300) 14" (350)

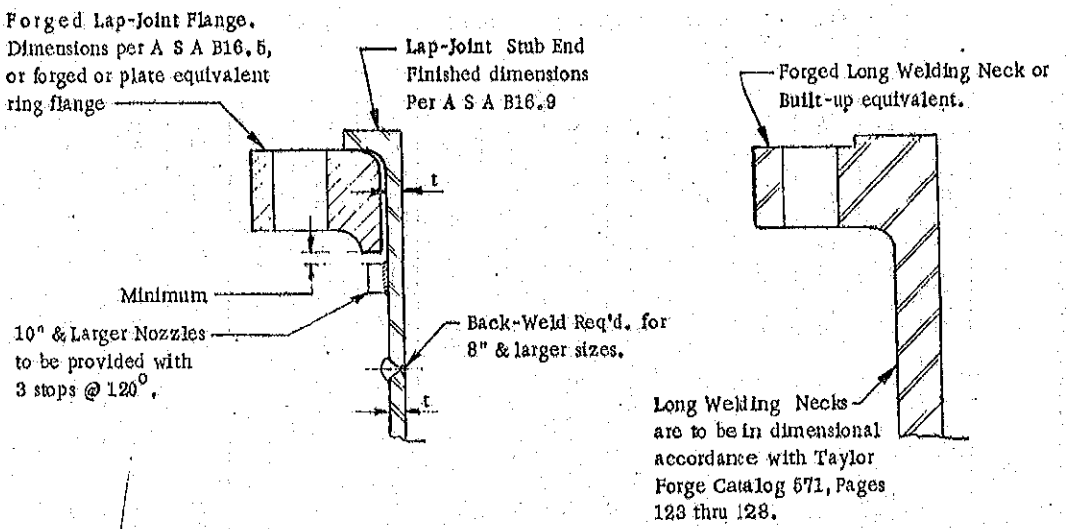
16" (400) 18" (450)

20" (500) 24" (600)

NUMBER AND ARRANGEMENT OF PLUG WELDS

VESSELS
NOZZLE CONSTRUCTION
STAINLESS STEEL, NICKEL,
MONEL, ALUMINUM & HASTELLOY

ENGINEERING STANDARD
DA-10-2M
Page: 1 of 1
Date: 9/12/68 Rev.



NOTES:

1. Nozzle neck thicknesses shall comply with requirements of para. UG-45, A S M E Code Section VIII, Latest Edition; except that when para. UG-45 (2) governs, pipe or plate thicknesses shall be drawn from the tabulation below.
2. Preferred construction is Lap-Joint type. Vendor may optionally employ Forged Welding Neck Flanges in place of Lap-Joints.
3. Long Welding Necks where tabulated below are in the range of 150 Lb. to 1500 Lb. only.
4. Except in 150 Lb. rating.
5. Except in 900 Lb. & 1500 Lb. ratings.
6. Okay in 900 Lb. & 1500 Lb. ratings only.
7. Except in 1500 Lb. rating.

Nominal Size		Min. Thickness Standard Wt. Pipe		FABRICATED NECK THICKNESS "t" SPECIFIED VESSEL CORROSION ALLOWANCE						
in.	mm	in.	mm	None	1.5	3.0	4.5	6	7.5	9
1	25	.117	2.97	40 S	160	LONG		(Note 4)		
1 1/2	40	.127	3.23		160			(Note 5)	(Notes 4 & 5)	
2	50	.136	3.43		160	160				(Note 6)
3	80	.189	4.80		80S		WELDING			(Note 4)
4	100	.207	5.26							
6	150	.245	6.22			80S				
8	200	.282	7.16			80S		NECKS		(Note 7)
10	250	.320	8.13	40 S	80S	80S	80S			
12	300	.328	8.33	40S/10 ₧.	80S/11.5 ₧.	13 ₧.	14.5 ₧.	16 ₧.	17.5 ₧.	19.5 ₧.
14 to 24	350 to 600	.328	8.33	Std./10 ₧.	11.5 ₧.	13 ₧.	14.5 ₧.	16 ₧.	17.5 ₧.	19.5 ₧.

INTECSA
Internacional de Ingeniería y Estudios Técnicos, S. A.

ESPESORES DE TUBOS DE CONEXIONES SEGUN LA CORROSION

STANDARD
S-011
EDICION 2
FECHA NOV. 1973
HOJA 1 DE 1

NOTAS.- 1.- EL ESPESOR DE BOQUILLAS SERA, COMO MINIMO, IGUAL AL MENOR VALOR DEL ESPESOR DE LA VIROLA O FONDO CORRESPONDIENTES, O AL QUE APARECE EN LA SIGUIENTE TABULACION.

2.- EL ESPESOR DEL "STUB-END", EN SU CASO, SERA IGUAL, UNA VEZ MECANIZADO, AL DEL TUBO A QUE PERTENEZCA.

	# 150				# 300				# 600				# 900			
	TOLERANCIA CORROSION				TOLERANCIA CORROSION				TOLERANCIA CORROSION				TOLERANCIA CORROSION			
Ø	0	1,6	3	6	0	1,6	3	6	0	1,6	3	6	0	1,6	3	6
1"	ST	160	160	XX	ST	160	160	XX	ST	160	160	XX	80	160	XX	XX
1 1/2"	ST	160	160	XX	ST	160	160	XX	ST	160	160	XX	80	160	XX	XX
2"	ST	80	160	XX	ST	80	160	XX	ST	80	160	XX	80	160	160	XX
2 1/2"	ST	80	160	XX	ST	80	160	XX	ST	80	160	XX	80	160	160	XX
3"	ST	80	160	XX	ST	80	160	XX	80	160	160	XX	160	160	XX	XX
4"	ST	80	120	160	ST	80	120	160	80	120	120	160	160	160	XX	XX
6"	ST	80	80	120	ST	80	80	120	120	120	120	160	160	160	160	XX
8"	ST	60	80	120	ST	60	80	120	120	120	120	XX	160	160	160	160
10"	ST	60	XS	80	ST	60	XS	80	120	120	120	160	160	160	160	160
12"	ST	XS	XS	80	XS	60	60	80	120	120	120	160	160	160	160	160
14"	10	11	12	16	12	13	14	18	21	23	24	27	30	32	33	36
16"	10	11	12	16	14	15	16	20	23	25	26	29	34	36	37	40
18"	10	11	12	16	16	17	18	22	26	28	29	32	38	40	41	44
20"	10	11	12	16	16	17	18	22	29	31	32	35	43	45	46	49
24"	10	11	12	16	18	20	22	24	35	37	38	41	51	53	54	57
	SCHEDULE												CHAPA ESPESOR			

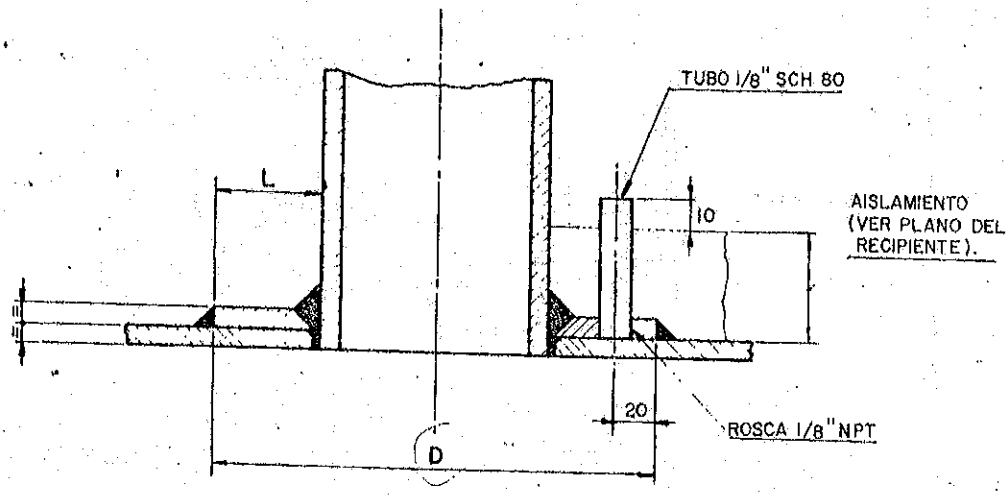
3.- EN EL CASO DE RECIPIENTES DE BAJA TEMPERATURA DE DISEÑO (≤ 10°C), EN LAS CONEXIONES DE DIAMETRO NOMINAL INFERIOR A 3" CUYA PROYECCION EXCEDA DE 225 m.m., SE INCREMENTARA EL ESPESOR SEÑALADO EN LA TABLA EN 1,6 m.m. POR CADA 50 mm., O FRACCION, DE EXCESO DE PROYECCION.

329.0

INTECSA
Internacional de Ingeniería y Estudios Técnicos, S.A.

DETALLE DE REFUERZO PARA CONEXIONES Y ACCESOS DE HOMBRE

STANDARD
2329o-S-D12
EDICIÓN 1
FECHA JUNIO 72
HOJA 1 DE 1



Ø NOMINAL	Ø EXTERIOR TUBERIA	REFUERZO	
		D	L
3"	89	190	50
4"	114	215	50
6"	168	300	65
8"	219.	380	80
10"	273	460	95
12"	324	550	115
14"	356	640	145
16"	406	720	155
18"	457	800	175
20"	508	900	195
24"	610	1100	245

NOTAS: 1.- EL AGUJERO DE ENSAYO ESTARA SIEMPRE SITUADO EN LA PARTE INFERIOR DEL REFUERZO, CONSIDERANDO EL RECIPIENTE EN POSICION DE SERVICIO.

2.- EN LOS RECIPIENTES CON AISLAMIENTO LOS AGUJEROS DE ENSAYO LLEVARAN UN TUBO DE 1/8" SCH. 80 (VER DETALLE).

3.- ENSAYO DE REFUERZOS CON AIRE COMPRIMIDO (1,4 Kg/cm^2) Y CON AGUA DE JABON.

4.- CUANDO LOS RECIPIENTES SON PROBADOS "LLENOS DE AGUA" (TANQUES ATMOSFERICOS) NO SE REQUIEREN AGUJEROS DE ENSAYO.

5.- LOS REFUERZOS SERAN DE UNA SOLA PIEZA Y SERAN DEL MISMO ESPESOR Y MATERIAL QUE EL DE LA VIROLA O FONDO CORRESPONDIENTE.

6.- POR ENCIMA DE 30 MM. DE ESPESOR, LOS REFUERZOS SERAN ESPECIALMENTE ESTUDIADOS.

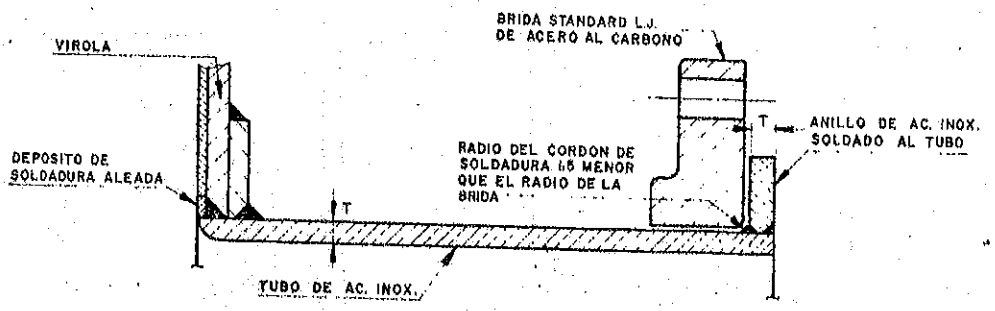
7.- EN LAS BOQUILLAS DE 3", SOLO SE REQUERIRA REFUERZO SI EL ESPESOR DEL RECIPIENTE ES SUPERIOR A 10 MM.

8.- UTILIZAR LA DIMENSION "L" EN LOS CASOS DE BOQUILLAS TANGENCIALES.

INTECSA
Internacional de Ingeniería y Estudios Técnicos, S.A.

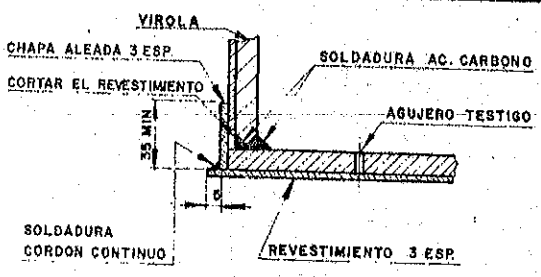
REVESTIMIENTO DE CONEXIONES

STANDARD
23290-S-D25
EDICION 1
FECHA JUNIO 72
HOJA 1 DE 2

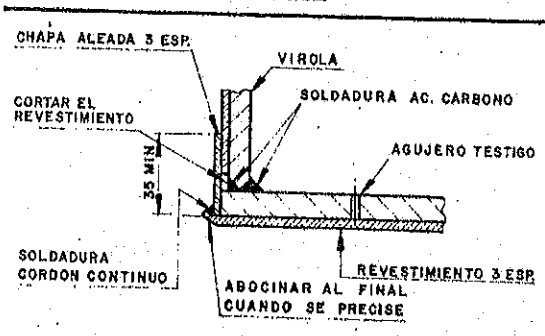


TIPO 1

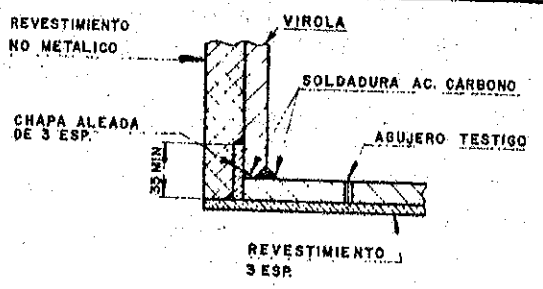
UNION A VIROLA



TIPO 2

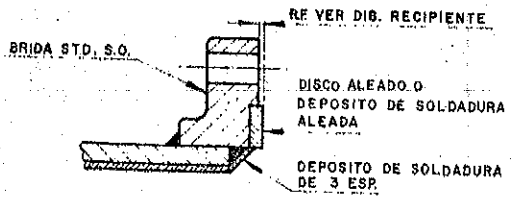


TIPO 3

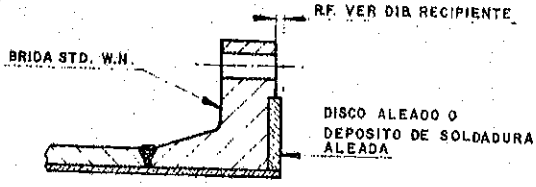


TIPO 4

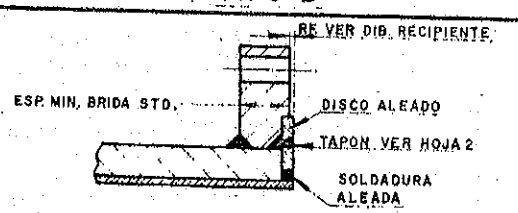
UNION A BRIDA



TIPO A



TIPO B



TIPO C



TIPO D (JUNTA ANULAR)

MONTECATINI EDISON s.p.a.
DIREZIONE PROGETTI
VIA M. U. TRAIANO, 7
MILANO

REV.	DESCRIZIONE	DATA	DIS.	CONT.
4				
3	AGGIORNATA NOTA 7	7-5-62	Milano	
2	AGGIUNTO NOTA 7	12-3-62	VOLTA	
1	AGG. SPESSORE DI AGGIUSTAGGIO ALLE SELLE	5-2-62	Colog	

CLASSIFICAZIONE E

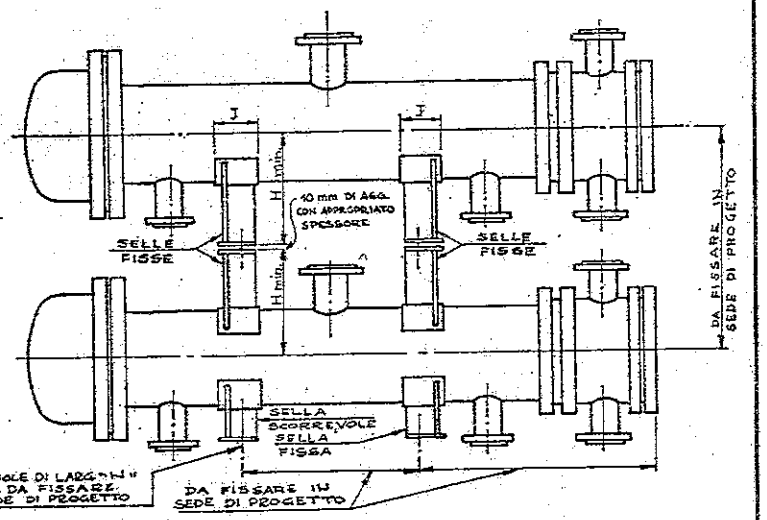
SELLE PER SCAMBIATORI ORIZZONTALI (6)

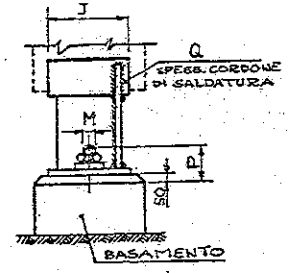
X-1065 /3
FOGLIO DI
28-11-62 | DATA | DIS. | CONT.

SELLA TIPO	DN "	DIAM. INT. mm	DIAM. EST. mm (3)	A mm	B mm	C mm	D mm	E mm	F mm	G mm	min. H mm	J mm	W mm	⌀ BULL. M mm	⌀ FORO N mm	Q mm	P mm	PESO DI UNA SELLA Kg.	PESO SCAM. Kg (5)
1	6"	155	/	/	80	160	145	8	10	30	235	100	80	16 MA	20	5	80	5	800
	8"	205	/	/	120	200	185	8	10	30	260	100	80	16 MA	20	5	80	7	1050
	10"	257	/	/	150	245	230	8	10	30	285	100	80	16 MA	20	5	80	8	1350
	12"	307	/	/	180	295	275	8	10	30	320	100	80	16 MA	20	5	80	10	1700
	13"	336	/	/	220	320	300	10	12	35	340	120	100	16 MA	20	6	90	14	2120
	15"	387	/	/	260	365	345	10	12	35	360	120	100	16 MA	20	6	90	16	2730
2	17"	438	/	220	310	410	390	10	12	35	395	120	100	16 MA	20	6	90	19	3168
	19"	489	/	250	350	455	435	10	12	35	420	120	100	16 MA	20	6	90	21	4030
	21"	540	/	300	400	495	475	10	12	35	445	120	100	20 MA	25	6	100	23	5020
	23"	590	/	340	440	540	520	10	12	45	470	140	120	20 MA	25	6	100	28	5485
	25"	635	/	370	480	580	560	10	12	45	500	140	120	20 MA	25	6	100	31	6280
	27"	685	/	400	520	620	600	10	12	45	530	140	120	20 MA	25	6	100	33	7325
	29"	735	/	430	540	660	640	10	12	45	560	140	120	20 MA	25	6	100	37	8130
3	31"	785	/	200	580	705	685	10	12	45	580	140	120	20 MA	25	6	100	38	9770
	33"	840	/	215	640	755	735	12	14	50	615	160	140	22 MA	28	6	105	51	10890
	35"	890	/	230	640	795	775	12	14	50	640	160	140	22 MA	28	6	105	55	12310
	37"	940	/	245	680	840	820	12	14	50	670	160	140	22 MA	28	6	105	58	13485
	39"	990	/	260	700	880	860	12	14	50	700	160	140	22 MA	28	6	105	62	14860
	42"	1065	/	280	760	945	925	12	14	60	740	180	160	22 MA	28	6	105	72	16600
	44"	1120	/	295	800	990	970	14	16	60	770	180	160	22 MA	28	6	105	84	19100
	47"	1209	/	310	850	1040	1020	14	16	60	800	180	160	22 MA	28	6	105	89	20850
4	49"	/	1250	320	780	1080	1060	14	16	65	840	200	180	22 MA	28	6	105	104	21600
	51"	/	1300	330	820	1120	1100	14	16	65	870	200	180	22 MA	28	6	105	109	22700
	55"	/	1400	360	920	1220	1190	14	16	75	920	220	200	27 MA	32	6	110	129	26700
	59"	/	1500	380	980	1295	1275	14	16	75	970	220	200	27 MA	32	6	110	139	29450

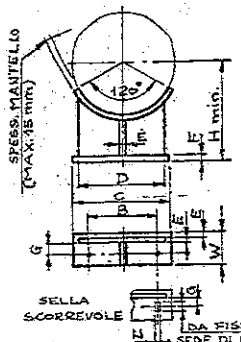
E-391R

E-331C

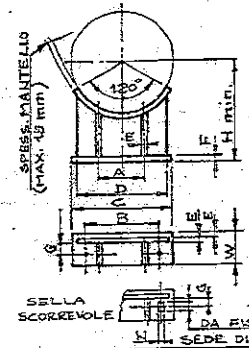




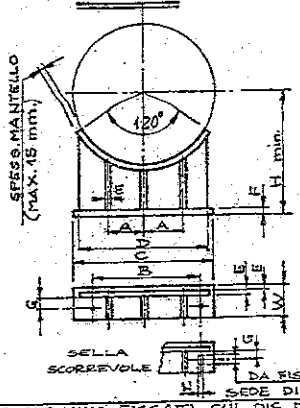
TIPO 1



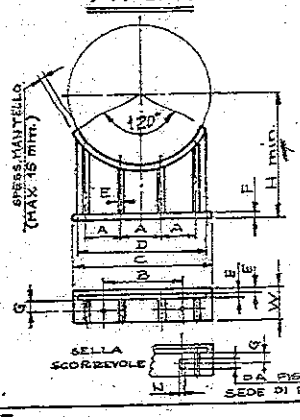
TIPO 2



TIPO 3



TIPO 4

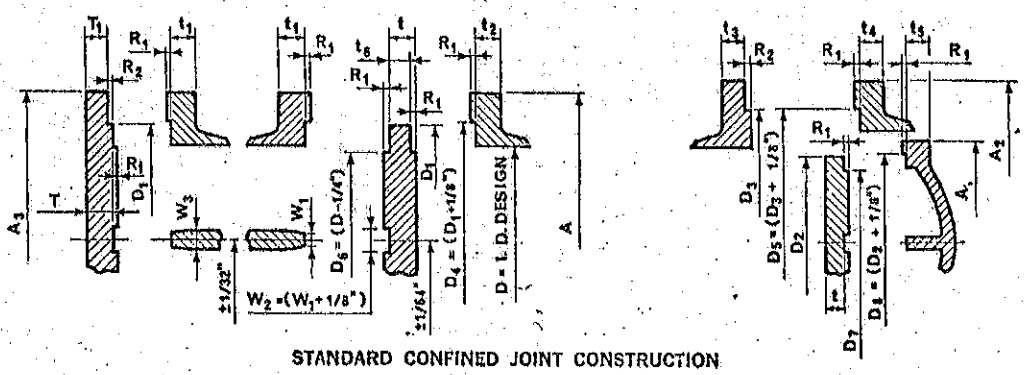


NOTE
1) I MATERIALI, I DATI DI PROGETTO E COLLAUDO E QUANT'ALTRO SERVE PER LA COSTRUZ. DELL'APPAREC. SARANNO FISSATI SUL DIS. DI PROG.-
2) PER APPAREC. ISOLATI AUMENTARE OPPORTUNAMENTE LA DIMENSIONE "P"
3) SELLA SCORREVOLE CON ASOLE SOLO PER APPAREC. NUDI O CALDI- PER APPARECCHI FREDDI, SELLA SCORREVOLE CON FORI COME SELLA FISSA-
4) VALE SOLO PER SCAMBIATORI FUNZIONANTI A PRESSIONI ≤ 21 Kg/cm² ——— 5) PESO MASSIMO CONSENTITO, RIFERITO A SCAMBIATORE PIENO D'ACQUA
6) SELLE STANDARD CONFORMI AD NU-500 F.16- PER PIU' DI 2 SCAMBIATORI SOVRAPPOSTI LE SELLE SARANNO DIMENSIONATE IN SEDE DI PROGETTO- /7) PER DIAM.> 1500 VEDERE SELLE APPRORIZZONTALI

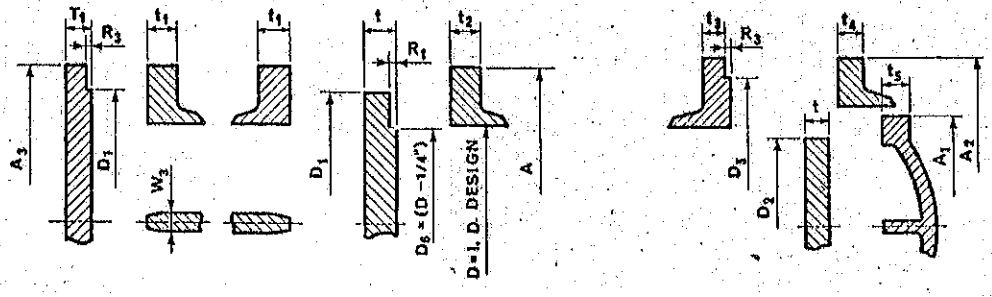
F-2 TUBESHEETS, PARTITIONS, COVERS, AND FLANGES

The standard tolerances applying to tubesheets, partitions, covers, and flanges are shown in Figure F-2.

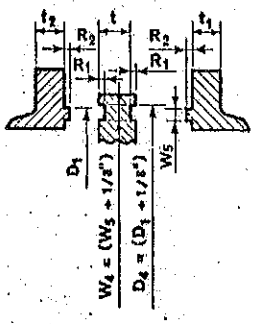
FIGURE F-2



STANDARD CONFINED JOINT CONSTRUCTION



STANDARD UNCONFINED PLAIN FACE JOINT CONSTRUCTION



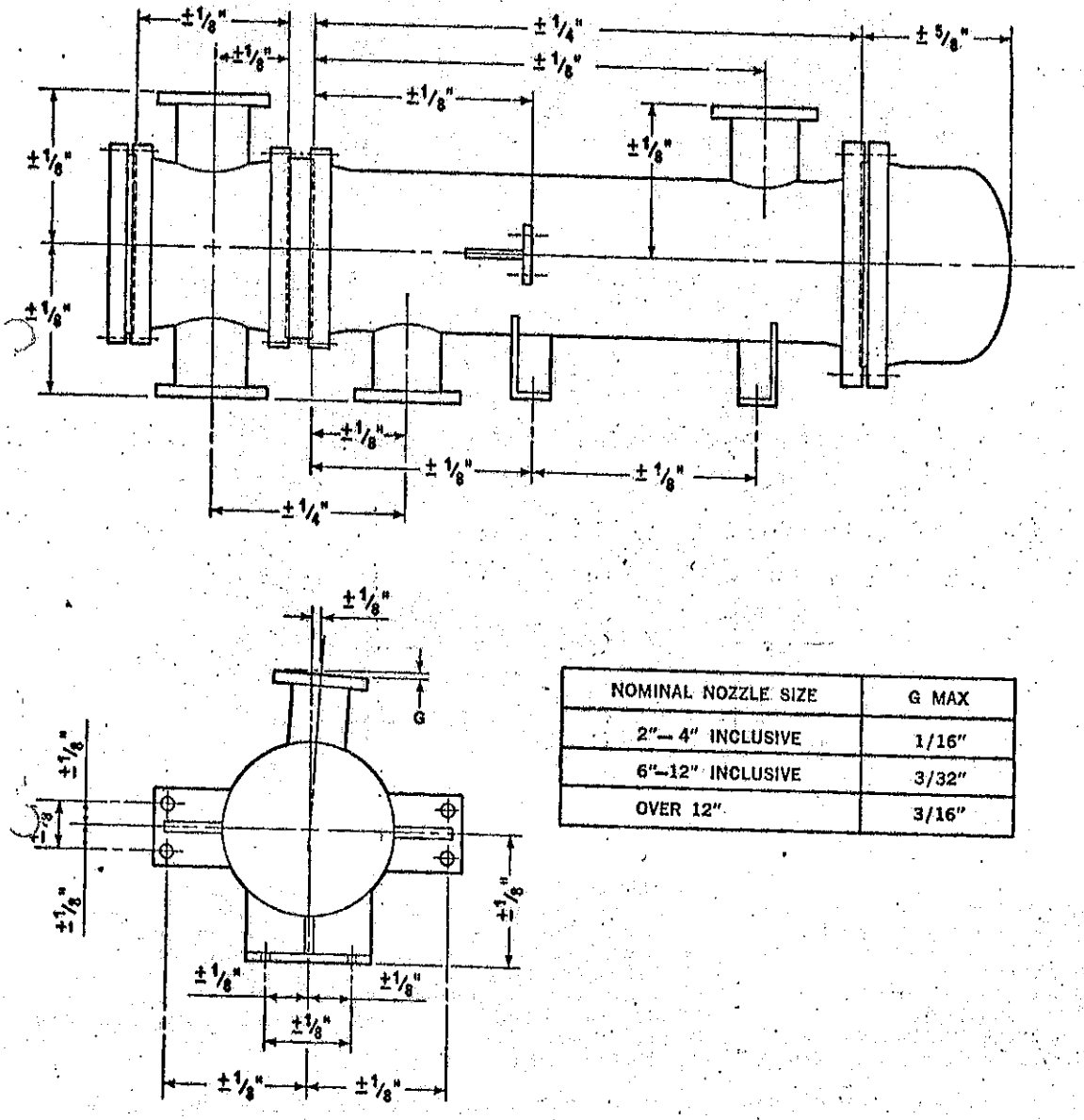
ALTERNATE TONGUE AND GROOVE JOINT

DIMENSIONS	TOLERANCES
A, A_1, A_2, A_3	+ 1/4" − 1/8"
D_1, D_2, D_3, D_4, D_5, D_8	± 1/32"
D_6, D_7	± 1/16"
(R_1 = 3/16")	+ 0" − 1/32"
(R_2 = 1/4", R_3 = 1/16")	+ 1/32" − 0"
t, t_4	± 1/32"
t_1, t_2, t_3, t_4, t_5	± 1/16"
T, T_1	+ 1/8" − 1/32"
W_1, W_3, W_5	± 1/32"
W_2, W_4	+ 1/16" − 0"

F-1 EXTERNAL DIMENSIONS, NOZZLE AND SUPPORT LOCATIONS

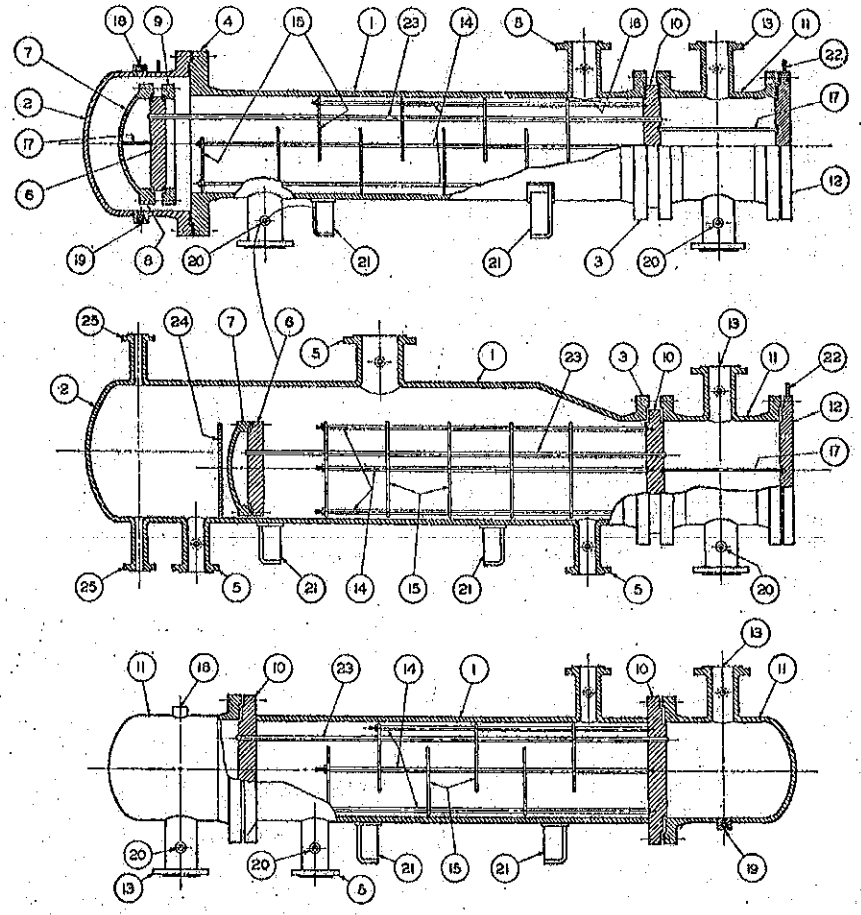
Standard tolerances for the external dimensions of heat exchangers and for nozzle and support locations are shown in Figure F-1 (Tolerances are not cumulative).

FIGURE F-1



NOMINAL NOZZLE SIZE	G MAX
2"– 4" INCLUSIVE	1/16"
6"–12" INCLUSIVE	3/32"
OVER 12"	3/16"

CONNECTION NOZZLE ALIGNMENT AND SUPPORT TOLERANCES



1. Shell
2. Shell Cover
3. Shell Flange Channel End
4. Shell Flange Cover End
5. Shell Nozzle
6. Floating Tubesheet
7. Floating Head Cover
8. Floating Head Flange
9. Floating Head Backing Device
10. Stationary Tubesheet
11. Channel or Stationary Head
12. Channel Cover
13. Channel Nozzle
14. Tie Rods and Spacers
15. Transverse Baffles or Support Plates
16. Impingement Baffle
17. Pass Partition
18. Vent Connection
19. Drain Connection
20. Instrument Connection
21. Support Saddles
22. Lifting Lugs
23. Tubes
24. Weir
25. Liquid Level Connection

Figure 10-1A. Nomenclature of heat exchanger components. (By permission, Standards of Tubular Exchangers Mfgr. Assoc. Inc. Fourth Ed. [1959].)

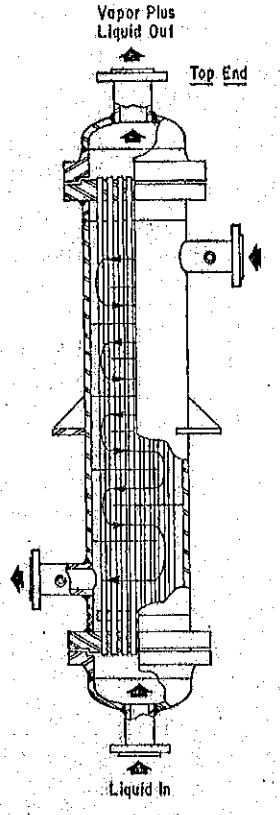
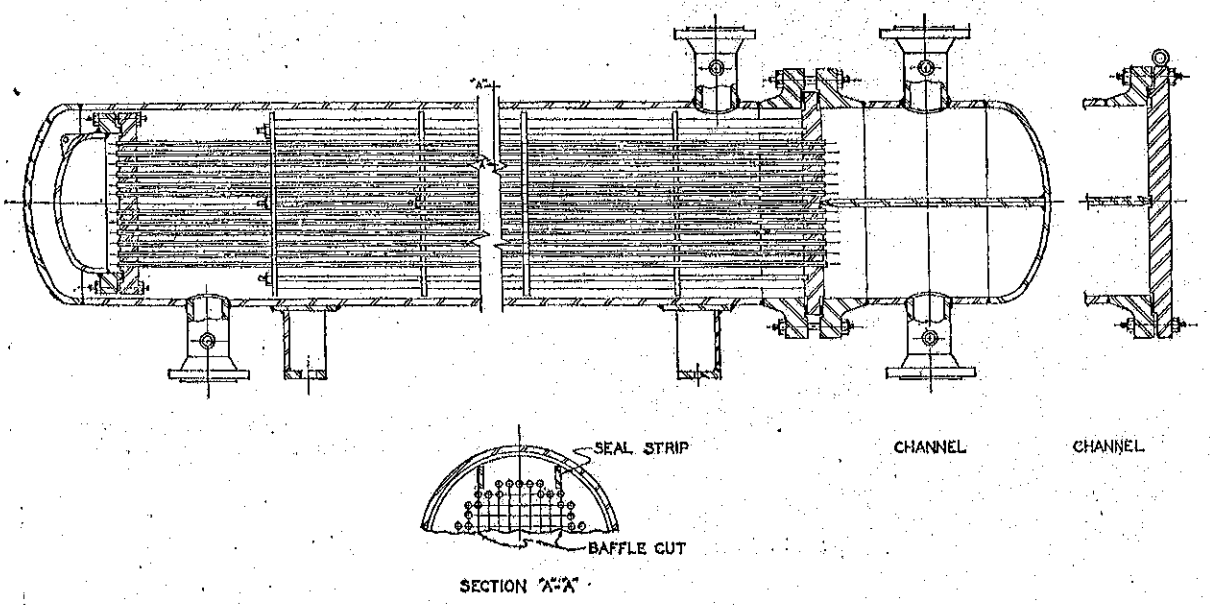


Figure 10-1B. (Right). Fixed tube sheet single tube pass vertical heater or reboiler. (By permission, Engineers & Fabricators, Inc.)

Figure 10-2A. (Below). Floating head removable type. (By permission, Coynco Products, Inc.)



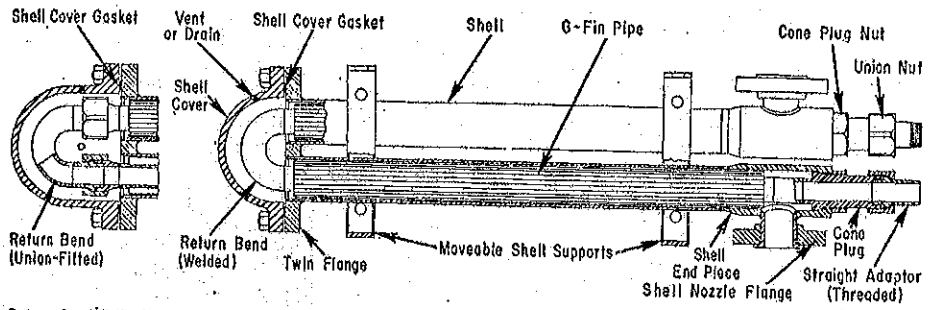


Figure 10-3A. Double pipe longitudinal finned exchanger. (By permission, The Griscom-Russell Co. Massillon Ohio, Bulletin 1401R, 1956, p. 8-9.)

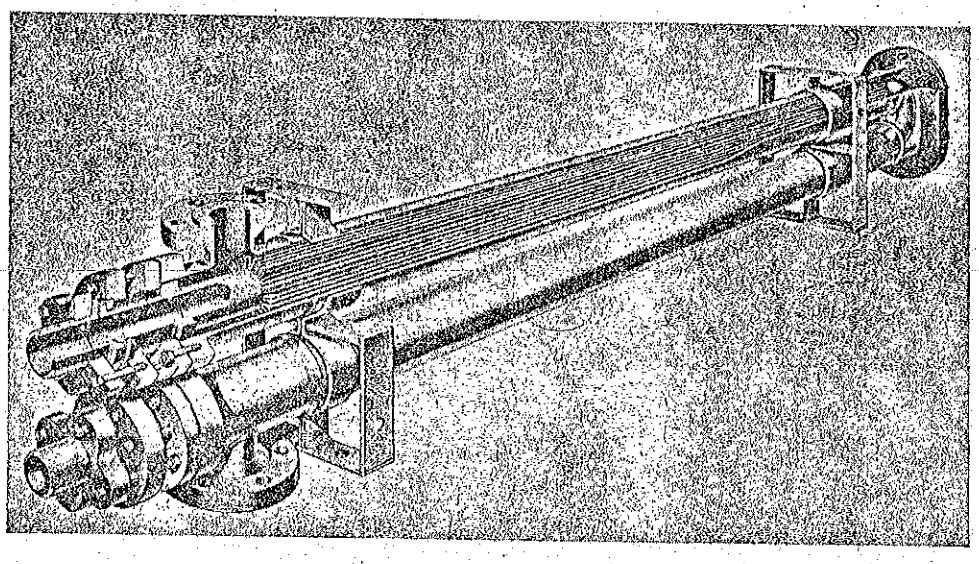


Figure 10-3B. (Above). Cut-a-way view of finned double-pipe exchanger. (Courtesy ALCO Products, Inc.)

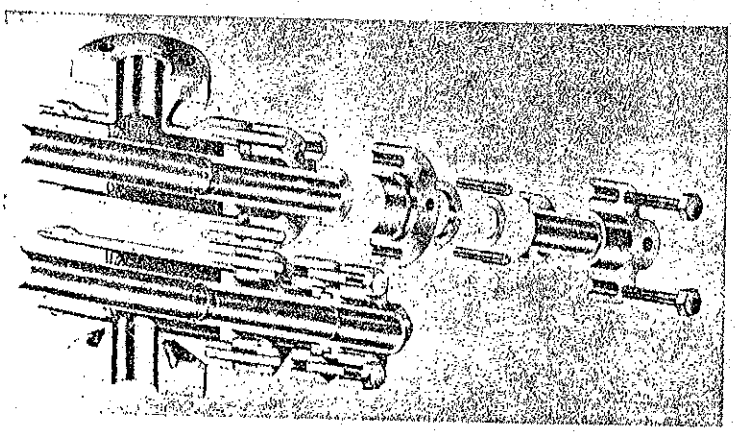


Figure 10-3C. (Left). Standard fixed-end closure, exploded view. (Courtesy ALCO Products, Inc.)

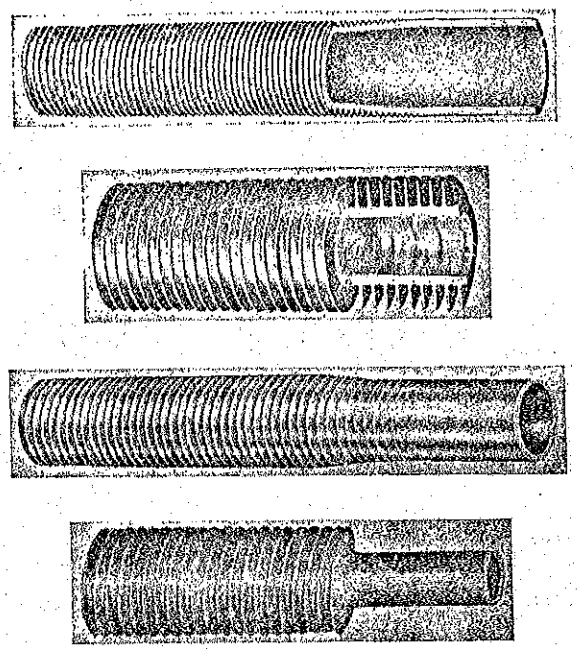


Figure 10-8A. Circular type finned tubing. (By permission, Wolverine Tube Div., Calumet & Hecla, Inc.)

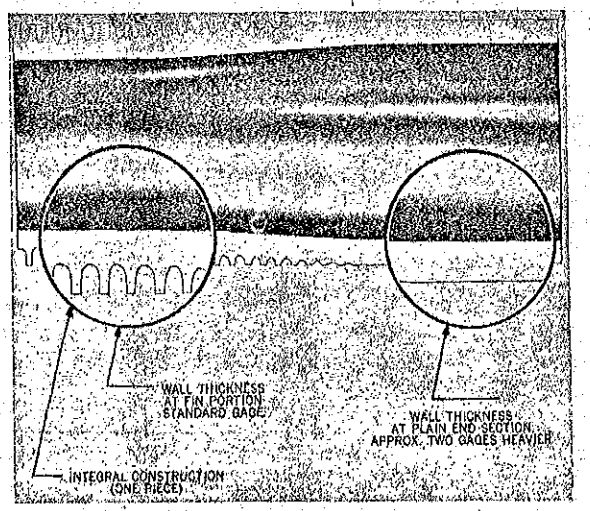


Figure 10-8B. Low-finned tube details. (By permission, Wolverine Tube Div., Calumet & Hecla, Inc.)

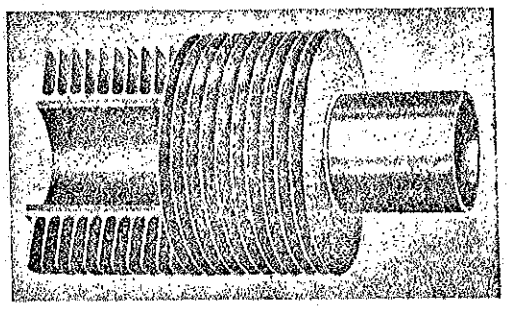


Figure 10-8C. Bi-metal high-finned tube. (By permission, Wolverine Tube Div., Calumet & Hecla, Inc.)

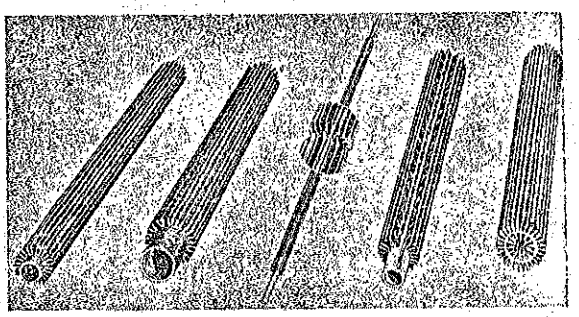


Figure 10-8D. Longitudinal fin tubes. (By permission, Brown Fintube Co., Elyria, Ohio.)

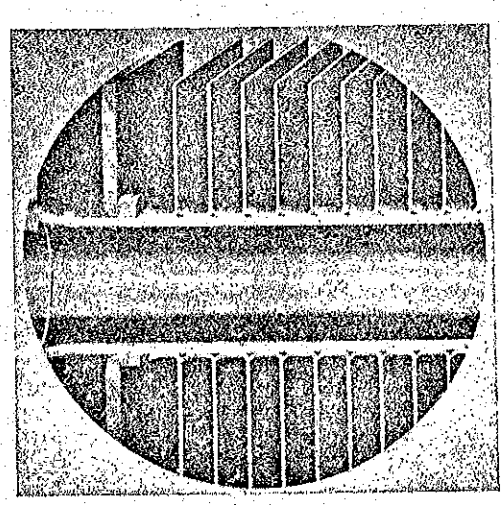


Figure 10-8E. A cut open section of plate type fins showing the continuous surface contact of the mechanically bonded tube and fins. (By permission, The Trance Co., La Crosse, Wis.)

several different types. The fins do not have to be of the same material as the base tube. The finned tube is also available as a duplex tube.

The usual applications for finned tubes are in heat transfer involving gases on the outside of the tube. There are other applications such as condensers, and in fouling service where the finned tube has been shown to be beneficial. The total gross external surface in a finned exchanger is many times that of the same number of plain or bare tubes.

Bending of Tubing

The recommended minimum *radius* of bend for various tubes is given in Table 10-3. These are for 180° U-bends and represent minimum values.

Table 10-3

Manufacturers Suggested Minimum Radius of Bend For Tubes

Tube Outside Dia., In.	Bend Radius, In.	Center-to-Center Distance
Duplex, all sizes	3 times Tube O.D.	6 times tube O.D.
*Plain: ⅝"	13/16"	1⅝"
¾"	1"	2"
1"	1-3/16"	2⅜"

*For bends this sharp, the tube wall on the outer circumference of the tube may thin down 1½ to 2 gage thicknesses, depending on condition and specific tube material. More generous radii will reduce this thinning. TEMA[88] presents a formula for calculating the minimum wall thickness.

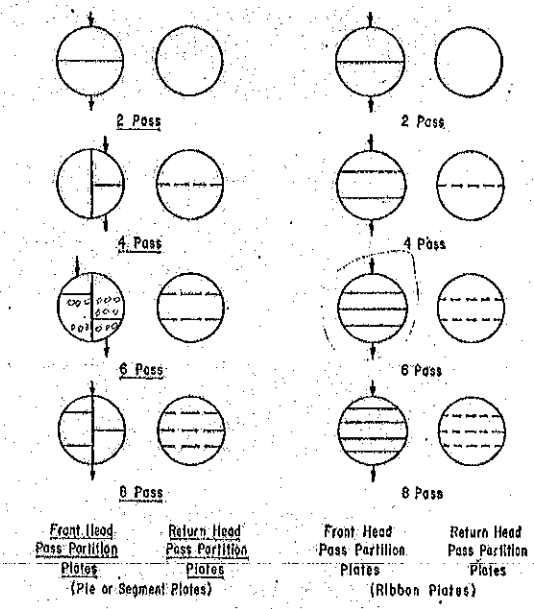


Figure 10-10. Tube side pass arrangements.

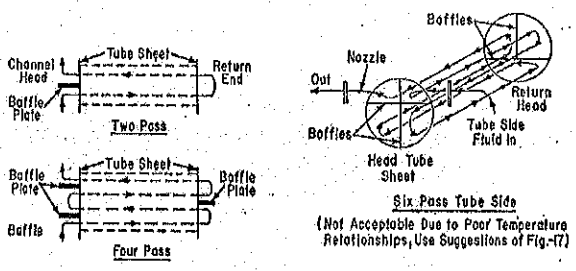


Figure 10-11. Tube side baffles.

5. Baffles

Baffles are a very important part of the performance of a heat exchanger. Velocity conditions in the tubes as well as those in the shell are adjusted by design to provide the necessary arrangements for maintenance of proper heat transfer fluid velocities and film conditions. Consider two classes of baffles.

A. Tube Side Baffles

These baffles are built into the head and return ends of an exchanger to direct the fluid through the tubes at the proper relative position in the bundle for good heat transfer as well as for fixing velocity in the tubes.

Baffles in the head and return ends of exchangers are either welded or cast in place. The arrangement may take any of several reasonable designs, depending upon the number of tube side passes required in the performance of the unit. The number of tubes per pass is usually arranged about equal. However, depending upon the physical changes in the fluid volume as it passes through the unit, the number of tubes may be significantly different in some of the passes. Practical construction limits the number of tube side passes to 8 to 10, although larger number of passes may be used on special designs. It is often better to arrange a second shell unit with fewer passes each. The pass arrangements depend upon the location of entrance and exit nozzle connections in the head, and the position of the fluid paths in the shell side. Every effort is usually made to visualize the physical flow and the accompanying temperature changes in orienting the passes. Figures 10-10 and 10-11 illustrate a few configurations.

(a) Single pass tube side. For these conditions there is no baffle in either the head or return end of the unit. The tube side fluid enters one end of the exchanger and leaves from the opposite. In general, these are not as convenient from a connecting pipe arrangement viewpoint as units of

EMPRESA PARA LA INDU... MONTC... PUERTOLLANO

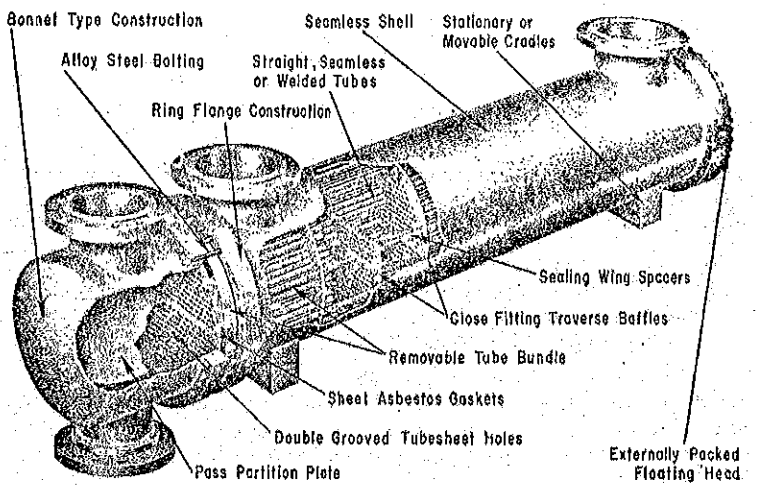
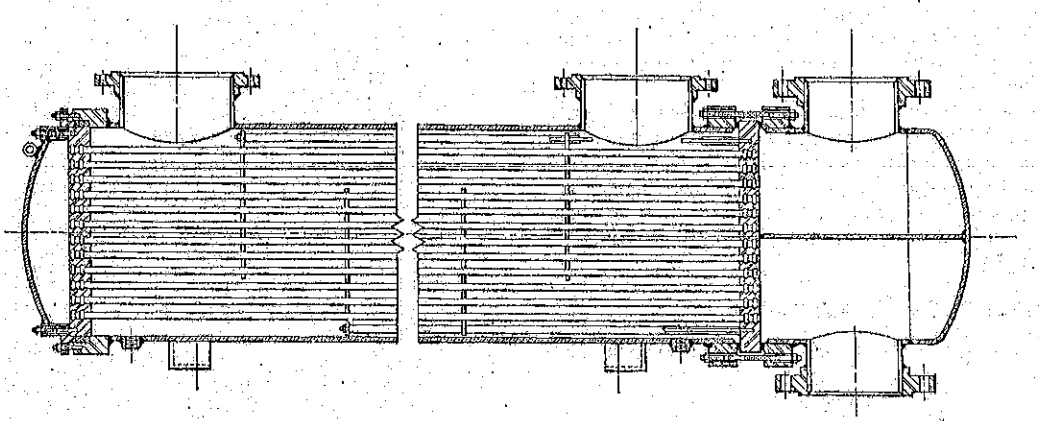


Figure 10-12A. Two-pass design showing tube side partition plate. (By permission, Ross Heat Exchanger Div., American Radiator & Standard Sanitary Corp.)



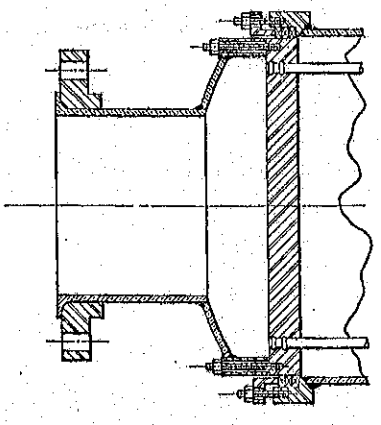


Figure 10-12B. (Above). Cross-section showing externally packed floating head. (Right). Cross-section, floating end, one pass design, showing externally packed floating head. (By permission, Ross Heat Exchanger Div., American Radiator & Standard Sanitary Corp.)

even number of passes where the tube side fluid enters and leaves at the same end of the exchanger. See Figures 10-1B and 10-2B.

(b) Two pass tube side. For these conditions there is one head end baffle usually in the center and no baffle in the return end, as the fluid will return through the second pass of itself. See Figures 10-12A and 10-12B.

(c) Three pass tube side; five pass tube side. These are rare designs since they require baffles in both heads and then the outlet connection is at the end opposite the inlet. This provides the same poor piping arrangement as for single pass unit.

(d) Four pass tube side; even number passes tube side. These conditions are often necessary to provide fluid velocities high enough for good heat transfer or to prevent the deposition of suspended particles in the tubes and end chambers. The higher the number of passes the more expensive the unit.

The more passes in a head the more difficult the problem of fluid by-passing through the gasketed partitions, unless expensive construction is used. Seating of all partitions due to warping of the metals, even though machined, is a real problem. At high pressures above about 500 psig, multiple pass units are used only sparingly. See Figure 10-2B.

B. Shell Side Baffles and Tube Supports

There are only a few popular and practical shell baffle

Table 10-4
Maximum Unsupported Straight Tube Length

Tube O.D. Inches	Maximum Unsupported Span-Inches: Tube Materials and Temperature Limits (°F) — Carbon & High Alloy Steel (750), Low Alloy Steel (850), Nickel-Copper (600), Nickel (850), Nickel-Chromium-Iron (1000)	Aluminum & Aluminum Alloys (Code), Copper & Copper Alloys (Code)
¼	26	22
⅜	35	30
½	44	38
⅝	52	45
¾	60	52
1	74	64
1¼	88	76
1½	100	87

NOTES: Above the metal temperature limits shown, maximum spans shall be reduced in direct proportion to the fourth root of the ratio of elastic modulus at temperature to elastic modulus at tabulated limit temperature. In the case of circumferentially finned tubes, the tube O.D. shall be the diameter at the root of the fins and the corresponding tabulated or interpolated span shall be reduced in direct proportion to the fourth root of the ratio of the weight per unit length of the tube, if stripped of fins, to that of the actual finned tube. (By permission, Reference 88).

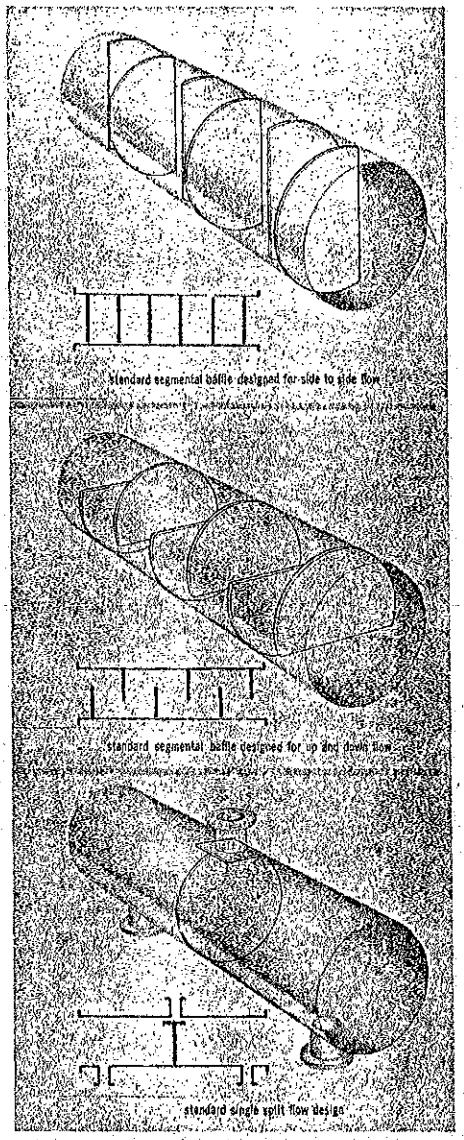
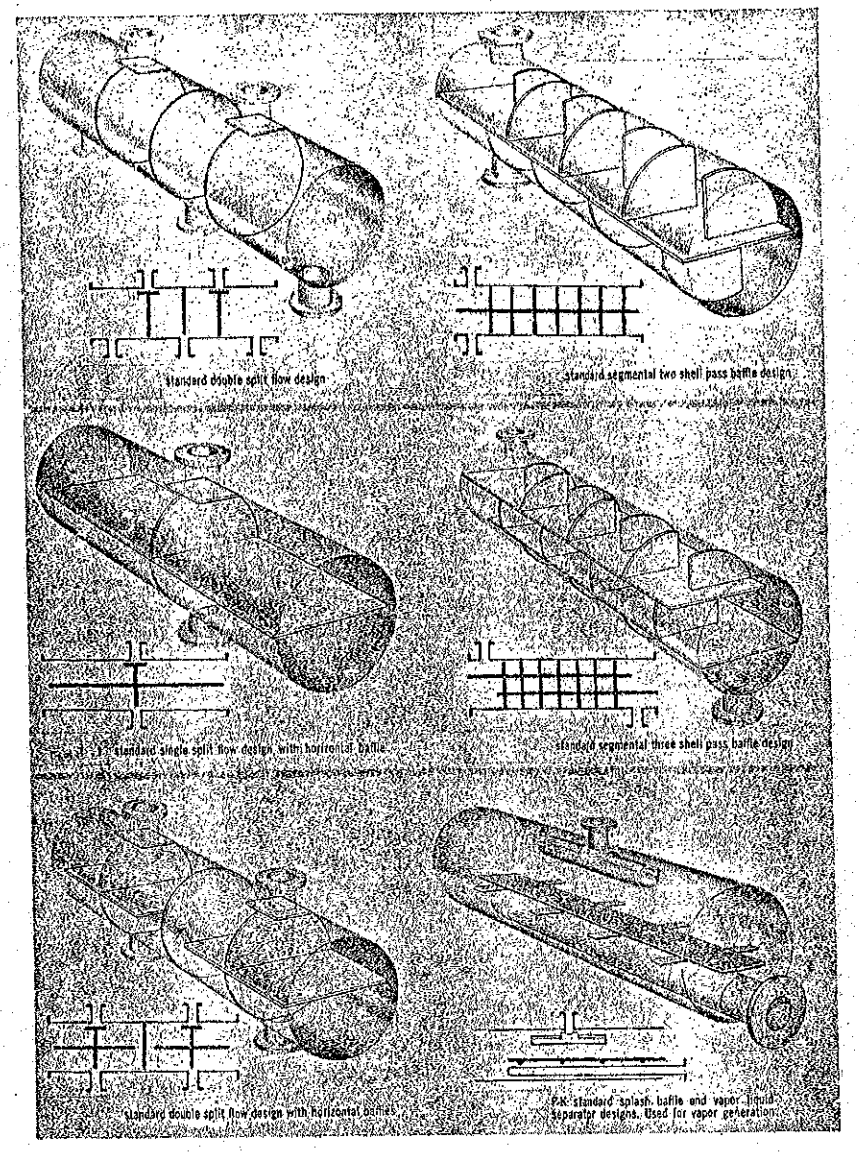


Figure 10-13. Shell baffle arrangements (above and on page 17). (By permission, The Patterson-Kelley Co., Inc.)

arrangements, although special circumstances can and do require many unique baffling arrangements. The performance of the shell side of the exchanger depends upon understanding the effectiveness of fluid contact with the tubes as a direct result of the baffle pattern used. The baffle cut determines the fluid velocity between the baffle and the shell wall while the baffle spacing determines the parallel and cross flow velocities which affect heat transfer and pressure drop. Often the shell side of an exchanger is subject to low pressure drop limitations, and the baffle



ttern must be arranged to meet these specified conditions, and at the same time provide maximum effectiveness for heat transfer. The plate material used for these supports and baffles should not be too thin and is usually ⅛-in. minimum thickness to ½-in. for large units. TEMA ... recommendations. Figure 10-13 summarizes the usual arrangements for baffles.

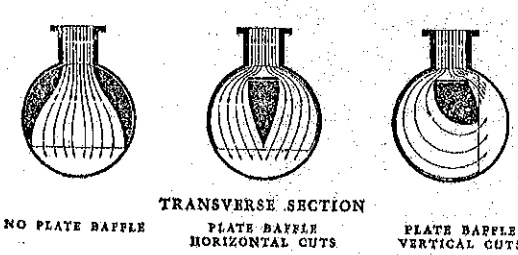
Tube Supports

Tube supports for horizontal exchangers are usually segmental baffle plates cut off in a vertical plane to a maximum of one tube past the centerline of the exchanger, and at a minimum position of on the centerline. The cut out portion allows for fluid passage. Sometimes horizontally cut plates are used when baffles are used in a shell, and extra tube supports may not be needed. It takes at least two tube supports to properly support all the tubes in an exchanger when placed at maximum spacing. That is, a tube will sag and often vibrate to destruction if not properly supported. However since only half of the tubes can be supported at one support, the support plate must be alternated in orientation in the shell. The approximate maximum unsupported tube length and maximum suggested tube support spacing is given in Table 10-4.

cut. The cut-out portion which represents the free flow area for shell side fluid, is usually from 20 to near 50 ercent of the open shell area. The net flow area in this pace must recognize loss of flow area covered by tubes in the area. Tube holes are drilled as for Tube Supports.

The baffle edge is usually vertical for service in horiontal condensers, reboilers, vaporizers and heat exchangers carrying suspended matter or with heavy fouling fluids. With this arrangement noncondensable vapors and inert ases can escape or flow along the top of the unit and thus revent vapor binding or vapor lock causing a blanking to heat transfer of the upper portion of the shell. Also, s important as vapor passage, is liquid release from the wer portion of the shell as it is produced. Although provision should be made in the portion of the baffle which rests on the lower portion of the shell for openings allow liquid passage, it is good practice to use the ertical type baffle cut to allow excess liquid to flow around the edge of the baffle without building up and blanking the tubes in the lower portion of the exchanger Figure 10-15).

The horizontal cut baffles are good for all gas phase or all liquid phase service in the shell. However, if there are dissolved gases in the liquid which can be released in the xchanger, this baffling should not be used, or else notches should be cut at the top for gas passage. Notches will not serve for any significant gas flow, just for traces of released gas. Liquids should be clean, otherwise sediment will collect at the base of every other baffle segment and blank off part of the lower tubes to heat transfer.



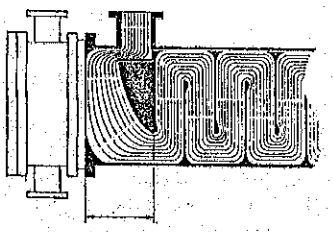
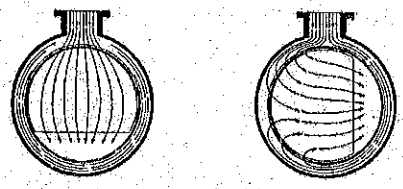


Figure 10-18A. Impingement baffles and fluid flow patterns. (By permission, C. F. Braun and Co.)

c. Disc and Doughnut Baffles

The flow pattern through these baffles is uniform through the length of the exchanger. This is not the case for segmental baffles. The disc and the doughnut are cut from the same circular plate and are placed alternatingly along the length of the tube bundle as shown in Figure 10-16.

Although these baffles can be as effective as the segmental for single phase heat transfer, they are not used as often. The fluid must be clean, otherwise sediment will deposit behind the doughnut and blank off heat transfer area. Also if there are inert or dissolved gases that can be released, they cannot be vented effectively through the top of the doughnut, or if there are condensables, the liquid



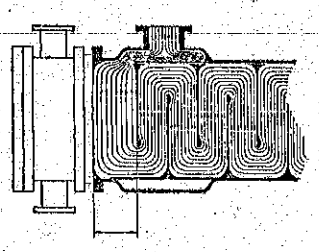


Figure 10-18B. Impingement fluid flow pattern with annular inlet distributor. (By permission, C. F. Braun & Co.)

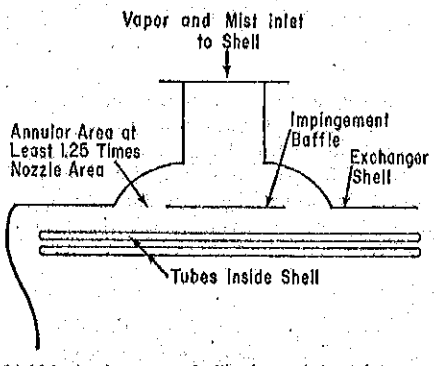


Figure 10-18C. Impingement baffle located in inlet nozzle neck.

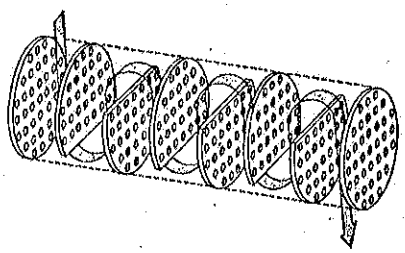


Figure 10-14A. Horizontal cut segmental baffles. (By permission B. G. A. Skrotzki, Power, June [1954].)

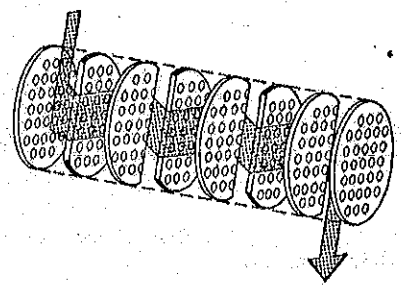


Figure 10-14B. Segmental baffles, vertical cut. (By permission, B. G. A. Skrotzki, Power, June [1945].)

Although detailed calculations might indicate that for varying materials with different strengths the spacing could be different, it is usually satisfactory to follow the guides in Table 10-4 for any material commonly used in heat exchangers. Practice allows reasonable deviation without risking trouble in the unit.

The tube support acts as a baffle at its point of installation and should be so considered, particularly in pressure drop calculations. They are often ignored in heat transfer coefficient design. They should also be provided with openings in the lower portion at the shell to allow liquid drainage to the outlet. Holes for tubes are drilled $\frac{1}{64}$-inch larger than tube O.D. when unsupported length is greater than 36 inches, and are drilled $\frac{1}{32}$-inch larger when the unsupported tube length is 36 inches or less, per T.E.M.A. Standards, and are free of burrs. If there is much clearance, the natural flow vibration will cause the edge of the support to cut the tube. Pulsating conditions require special attention, and holes are usually drilled tight to tube O.D.

b. Segmental Baffles

This type of baffle is probably the most popular. It is shown in Figures 10-14A and 10-14B for horizontal and vertical cuts respectively. It is a circle of near shell diameter from which a horizontal or vertical portion has been

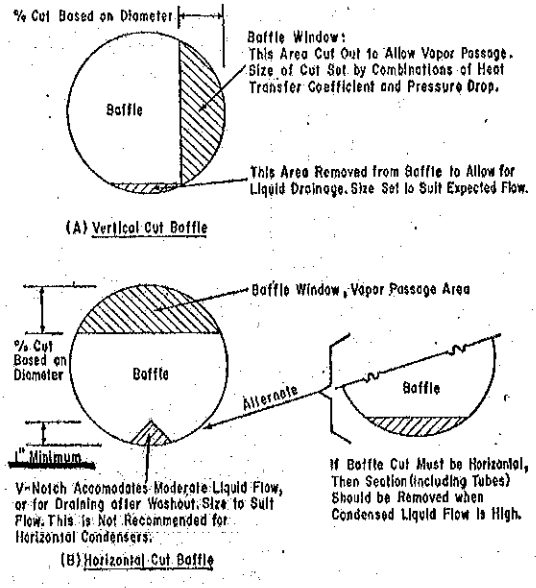


Figure 10-15. Baffle details.

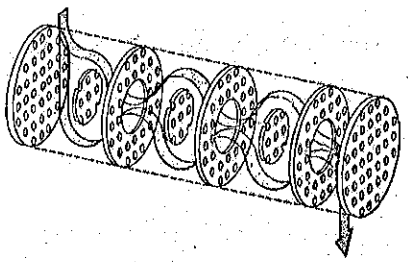


Figure 10-16. Disc and doughnut baffles. (By permission, B. G. A. Skrotzki, Power, June [1954].)

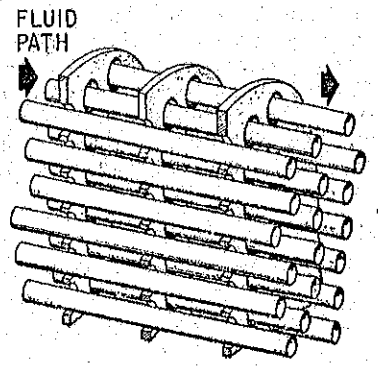


Figure 10-17. Baffles with annular orifices. (By permission, B. G. A. Skrotzki, Power, June [1954].)

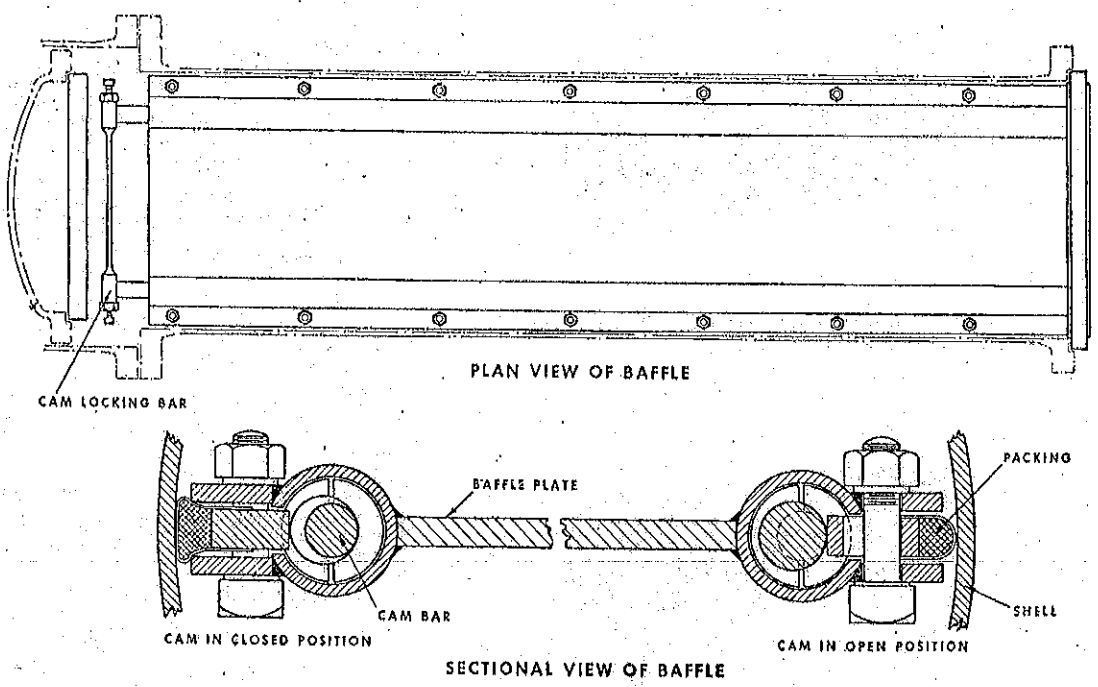


Figure 10-19A. Construction details of two pass expanding shell baffle. (By permission, Struthers Wells Corp., Warren, Pa. Bul. A-22.)

cannot be drained without large ports or areas at the base of the doughnut.

d. Orifice Baffles

This baffle is seldom used except in special designs, as it is composed of a full circular plate with holes drilled for all tubes about $\frac{1}{16}$ in. to $\frac{1}{8}$ in. larger than the outside diameter of the tube (see Figure 10-17). The clean fluid (and it must be very clean) passes through the annulus between the outside of the tube and the drilled hole in the baffle. There is considerable turbulence at the orifice but very little cross-flow between baffles. Usually condensables can be drained through these baffles unless the flow is high, and noncondensables can be vented across the top. For any performance the pressure drop is usually high and it is mainly for this and the cleanliness of fluid requirements that these baffles find few industrial applications.

e. Impingement Baffles

These baffles are located at inlet flow areas to the shell side of tube bundles to prevent suspended solid particles or high velocity liquid droplets in gas streams from cutting, pitting and otherwise eroding portions of the tubes. There are several arrangements for effectively placing these baffles as shown in Figures 10-18A, B and C.

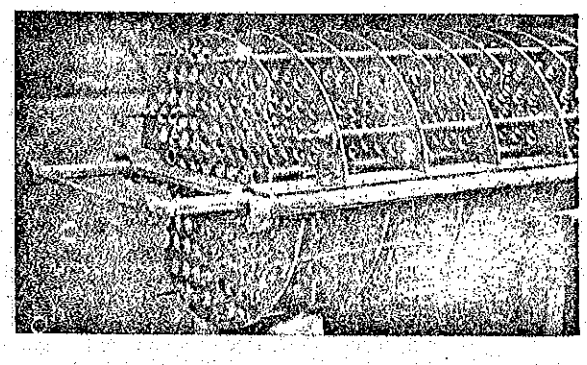


Figure 10-19B. Assembled two pass shell baffle for installation in shell of exchanger. (By permission, Struthers Wells Corp., Bul. A-22.)

Besides preventing a destruction of the tubes, impingement plates serve to spread out and distribute the incoming fluid into the tube bundle. If they are used in proper relation to the bundle cross-flow baffles, the fluid can be effectively spread across the bundle near the inlet end. If this is not accomplished, then part of the tube area will be stagnant and its heat transfer will be less than the other parts of the exchanger. Some indications are that

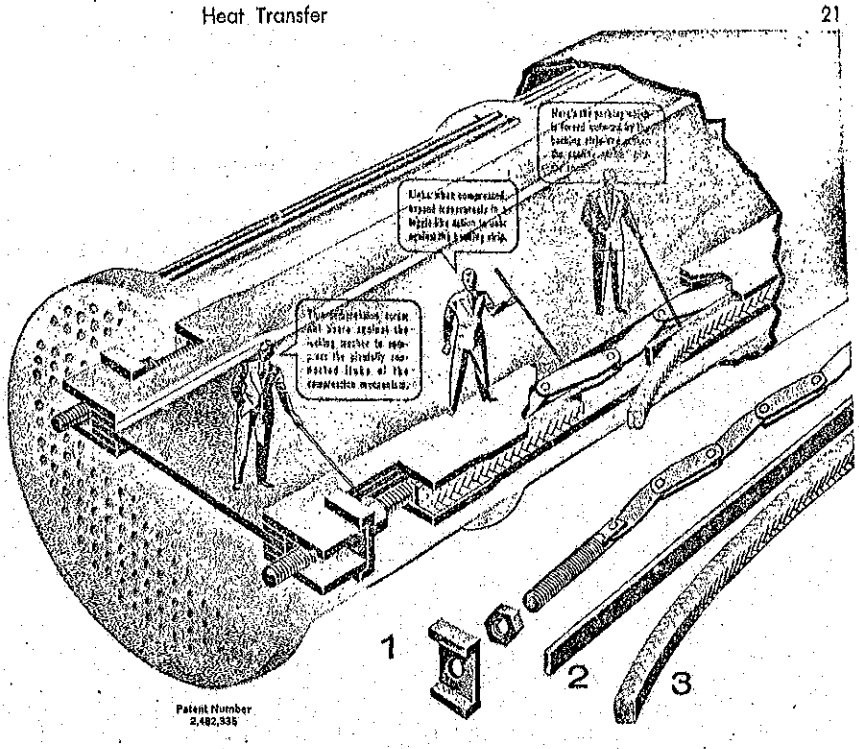


Figure 10-19C. Longitudinal shell pass baffle. (Courtesy Henry Vogt Machine Co., patent no. 2,482,335.)

these stagnant partially effective areas may be 10-20 percent of the total exchanger surface in a 16-foot long bundle.[49] It is apparent that this is a portion of the design which requires a close visualization of what will take place as the fluid enters the unit. Braun[16] suggests flow patterns as shown in Figures 10-18A and B.

Some exchanger designs require that inlet nozzles be placed close to a tube sheet to obtain the best use of the surface in that immediate area. Fabrication problems limit this dimension. Therefore, internal baffling must be used to force the incoming fluid across the potentially stagnant areas.

Longitudinal Baffles

Longitudinal baffles are used on the shell side of a unit to divide the shell side flow into two or more parts, giving higher velocities for better heat transfer, or to provide a divided area of the bundle for sub-cooling of liquid, or cooling of noncondensable vapors as they leave the shell. The baffle must be effectively sealed at the shell to prevent by-passing. Depending upon shell diameter, the usual sealing methods are (a) welding (b) sliding slot, (c) special packing. Figure 10-19 illustrates some of these techniques.

Longitudinal baffles must also be compatible with the shell side fluid, so they will normally be of the same material as tubes or baffles. This baffle never extends the full inside length of the shell, since fluid must flow by its far end for the return pass in reaching the exchanger outlet.

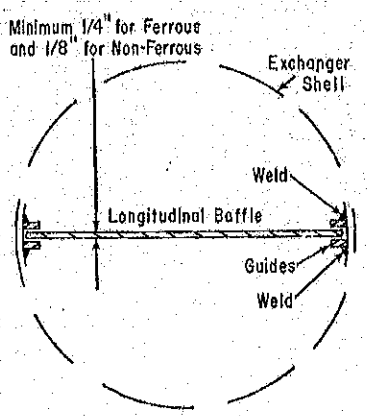


Figure 10-19D. Longitudinal baffle, sliding slot detail.

6. Tie Rods

Tie rods with concentric tube spacers are used to space the baffles and tube supports along the tube bundle. The baffles or supports must be held fixed in position since any chattering or vibration with respect to the tubes may wear and eventually destroy the tube at the baffle location. The number of tie rods used depends upon the size and

TABLE 10-7
Heat Exchanger Tube Sheet Layout Count Table

37	35	33	31	29	27	25	23¼	21¼	19¼	17¼	15¼	13¼	12	10	8	I.D. of Shell (In.)		
1269	1143	1019	881	763	663	553	481	391	307	247	193	135	105	69	33	¾″ on 15/16″ △	Fixed Tubes	One-Pass
1127	1007	889	765	667	577	493	423	343	277	217	157	117	91	57	33	¾″ on 1″ △		
965	865	765	665	587	495	419	355	287	235	183	139	101	85	53	33	¾″ on 1″ □		
699	633	551	481	427	361	307	247	205	163	133	103	78	57	33	15	1″ on 1¼″ △		
595	545	477	413	359	303	255	215	179	139	111	83	65	45	33	17	1″ on 1¼″ □		
1242	1088	964	846	734	626	528	452	370	300	228	166	124	94	58	32	¾″ on 15/16″ △	Fixed Tubes	Two-Pass
1083	972	858	746	646	556	468	398	326	264	208	154	110	90	56	28	¾″ on 1″ △		
946	840	746	644	560	486	408	346	280	222	172	126	94	78	48	26	¾″ on 1″ □		
688	608	530	462	410	346	292	244	204	162	126	92	62	52	32	16	1″ on 1¼″ △		
584	522	460	402	348	298	248	218	172	136	106	76	56	40	26	12	1″ on 1¼″ □		
1126	1008	882	768	648	558	460	398	304	234	180	134	94	64	34	8	¾″ on 15/16″ △	U Tubes[2]	
1000	882	772	674	566	484	406	336	270	212	158	108	72	60	26	8	¾″ on 1″ △		
884	778	688	586	506	436	362	304	242	188	142	100	72	52	30	12	¾″ on 1″ □		
610	532	466	396	340	284	234	192	154	120	84	58	42	26	8	XX	1″ on 1¼″ △		
526	464	406	356	304	256	214	180	134	100	76	58	38	22	12	XX	1″ on 1¼″ □		
1172	1024	904	788	680	576	484	412	332	266	196	164	108	84	48	XX	¾″ on 15/16″ △	Fixed Tubes	Four-Pass
1024	912	802	692	596	508	424	360	292	232	180	134	96	72	44	XX	¾″ on 1″ △		
880	778	688	590	510	440	366	308	242	192	142	126	88	72	48	XX	¾″ on 1″ □		
688	560	486	422	368	308	258	212	176	138	104	78	60	44	24	XX	1″ on 1¼″ △		
584	476	414	360	310	260	214	188	142	110	84	74	48	40	24	XX	1″ on 1¼″ □		
1092	976	862	740	622	534	438	378	286	218	166	122	84	56	28	XX	¾″ on 15/16″ △	U Tubes[2]	
968	852	744	648	542	462	386	318	254	198	146	98	64	52	20	XX	¾″ on 1″ △		
852	748	660	550	482	414	342	286	226	174	130	90	64	44	24	XX	¾″ on 1″ □		
584	508	444	376	322	266	218	178	142	110	74	50	36	20	XX	XX	1″ on 1¼″ △		
500	440	384	336	286	238	198	166	122	90	66	50	32	16	XX	XX	1″ on 1¼″ □		
1106	964	844	732	632	532	440	372	204	230	174	116	80	XX	XX	XX	¾″ on 15/16″ △	Fixed Tubes	Six-Pass
964	852	744	640	548	464	388	322	258	202	156	104	66	XX	XX	XX	¾″ on 1″ △		
818	224	634	536	460	394	324	266	212	158	116	78	54	XX	XX	XX	¾″ on 1″ □		
586	514	442	382	338	274	226	182	150	112	82	56	34	XX	XX	XX	1″ on 1¼″ △		
484	430	368	318	268	226	184	154	116	88	66	44	XX	XX	XX	XX	1″ on 1¼″ □		
1068	944	826	716	596	510	416	358	272	206	156	110	74	XX	XX	XX	¾″ on 15/16″ △	U Tubes[2]	
940	826	720	626	518	440	356	300	238	184	134	88	56	XX	XX	XX	¾″ on 1″ △		
820	718	632	534	458	392	322	268	210	160	118	80	56	XX	XX	XX	¾″ on 1″ □		
562	488	426	356	304	252	206	168	130	100	68	42	30	XX	XX	XX	1″ on 1¼″ △		
478	420	362	316	268	224	182	152	110	80	60	42	XX	XX	XX	XX	1″ on 1¼″ □		
1040	902	790	682	576	484	398	332	258	198	140	94	XX	XX	XX	XX	¾″ on 15/16″ △	Fixed Tubes	Eight-Pass
902	798	694	588	496	422	344	286	224	170	124	82	XX	XX	XX	XX	¾″ on 1″ △		
760	662	576	490	414	352	286	228	174	132	94	XX	XX	XX	XX	XX	¾″ on 1″ □		
542	466	400	342	298	240	190	154	120	90	66	XX	XX	XX	XX	XX	1″ on 1¼″ △		
488	388	334	280	230	192	150	128	94	74	XX	XX	XX	XX	XX	XX	1″ on 1¼″ □		
1032	916	796	688	578	490	398	342	254	190	142	102	68	XX	XX	XX	¾″ on 15/16″ △	U Tubes[2]	
908	796	692	600	498	422	350	286	226	170	122	82	52	XX	XX	XX	¾″ on 1″ △		
792	692	608	512	438	374	306	254	194	146	106	70	48	XX	XX	XX	¾″ on 1″ □		
540	464	404	340	290	238	190	154	118	90	58	38	24	XX	XX	XX	1″ on 1¼″ △		
456	396	344	300	254	206	170	142	98	70	50	34	XX	XX	XX	XX	1″ on 1¼″ □		
37	35	33	31	29	27	25	23¼	21¼	19¼	17¼	15½	13¼	12	10	8	I.D. of Shell (in.)		

[1] Allowance made for Tie Rods.
[2] R. O. B. = 2½ × Tube Dia. Actual Number of "U" Tubes is one-half the above figures.

Method of Figuring Tube Counts—Use With Table 10-7

A. Fixed Tubes: All pitches and tube sizes

Pass: One: Straight through

Two: Half circle per pass

Four: 15¼" shell I.D. and smaller, used pie shape baffle layout

17¼" shell I.D. and larger, used ribbon baffle layout

Six: Ribbon baffle layout for all shell I.D.

Eight: Ribbon baffle layout for all shell I.D.

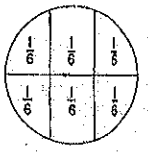
B. U-Tubes: Radius of Bend = 2½ times Tube O.D. For all pitches and tube sizes

Pass: Two: Pie Shape layout

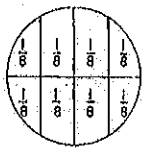
Four: Pie Shape layout

Six: Vertical baffle layout

Eight: Vertical baffle layout



Six Pass



Eight Pass

C. Allowances: For tie rods: 8-13¼" shell I.D., removed 4 tubes
15¼-29" shell I.D., removed 6 tubes
31-37" shell I.D., removed 8 tubes

Errors in tube counts can cause recalculation in expected exchanger performance.[103]

Number of tubes/shell:

(1) Triangular pitch (10-1)

$$N_t = \frac{[(D_s - K_1)^2 \pi/4 + K_2] - P(D_s - K_1)\,[K_3(n) + K_4]}{1.223(p)^2}$$

(2) Square pitch (10-2)

$$N_t = \frac{[(D_s - K_1)^2 \pi/4 + K_2] - P(D_s - K_1)\,[K_3(n) + K_4]}{(p)^2}$$

where:

N_t = Number tubes in shell

D_s = Inside Dia. of shell, inches

p = Tube pitch, Inches

n = Number of tube passes

K_1, K_2, K_3, K_4 = Constants depending on tube size and layout. Use Table below.

Table of K Values

Tube Size Inches	Arrangement	Pitch Inches	K_1	K_2	K_3	K_4
¾	Triangular	15/16	1.080	—0.900	0.690	—0.800
¾	Triangular	1	1.080	—0.900	0.690	—0.800
¾	Square	1	—1.040	—0.100	0.430	—0.250
1	Triangular	1¼	1.080	—0.900	0.690	—0.800
1	Square	1¼	—1.040	—0.100	0.430	—0.250

The tube layouts given in Figures 10-22A thru K are examples of convenient form for modifying standard layouts to fit special needs, such as removal of certain tubes, etc. Before fabrication an exact layout of the tubes, clearances, etc. must be made; however, for most design purposes the tube counts for fixed tube sheets and U-Bundles as given in Tables 10-7 and 10-8 are quite accurate. Comparison with tube counts in other references[18,59] indicate an agreement of ± 3 percent in the small diameters up to about 23¼ inches I.D. shell and graduating up to about ± 10 percent for the larger shells. The counts as presented have checked manufacturers shop layouts ± one tube for 8-in. to 17¼-in. I.D. shell; ± 5 tubes for 21¼-in. to 27-in. I.D.; and ± 10 to 20 tubes for the larger shells. There are no allowances for impingement baffles in these layouts, although, channel and head baffle lanes have been considered. A standard manufacturing tolerance of —⅜ inch has been maintained between the specified inside diameter of the shell to the nearest point on any tube (tube clearance).

Table 10-8A

Full Circle Tube Layouts Floating Head Exchanger ¾-in. O.D. Tubes on 15/16-in. Triangular Pitch

Size (Inches)	NUMBER OF PASSES 1	2	4	6	8	Net Free Distance 2 Passes	Rows Across
8	42	40	32	32	24	3.75	13
10	73	68	56	54	52	4.63	17
12	109	106	88	86	80	4.00	21
14	130	124	110	108	104	4.50	25
16	187	176	162	152	144	5.00	29
18	241	232	214	216	204	5.88	33
20	308	302	282	274	264	6.50	37
22	384	372	352	348	336	7.13	41
24	472	458	432	420	400	7.75	45
26	555	538	510	510	502	8.63	48
28	649	636	610	606	580	8.13	53
30	764	744	716	708	700	8.75	57
32	868	850	822	812	796	9.38	63
34	994	970	930	928	912	9.75	65
36	1131	1108	1066	1058	1028	10.50	71
38	1268	1246	1204	1190	1172	11.25	75
40	1414	1390	1360	1338	1316	12.06	79
42	1558	1544	1502	1482	1464	11.50	83

Tables 10-8B—10-8E on next page

Table 10-8B

Full Circle Tube Layouts Floating Head Exchanger
¾-in. O.D. Tubes on 1-in. Square Pitch

Size (Inches)	NUMBER OF PASSES 1	2	4	6	8	Net Free Distance 2 Passes	Rows Across
8	32	32	26	24	24	3.50	6
10	56	52	48	48	48	4.13	8
12	82	82	78	72	72	4.50	11
14	104	96	92	88	88	6.00	11
16	140	136	128	120	120	6.50	14
18	185	180	172	168	164	6.88	16
20	241	236	224	212	212	7.38	17
22	300	280	280	268	268	7.75	20
24	360	350	336	332	332	8.25	21
26	424	412	402	392	392	8.75	23
28	402	488	480	472	472	9.25	25
30	580	566	566	548	548	9.75	27
32	665	648	644	628	628	10.00	29
34	756	758	730	728	728	10.19	31
36	853	848	832	816	816	11.69	33
38	973	950	938	932	932	12.19	35
40	1085	1064	1052	1036	1036	12.69	37
42	1201	1176	1162	1148	1148	13.19	39

Table 10-8C

Full Circle Tube Layouts Floating Head Exchanger
¾-in. O.D. Tubes on 1-in. Triangular Pitch

Size (Inches)	NUMBER OF PASSES 1	2	4	6	8	Net Free Distance 2 Passes	Rows Across
8	37	30	26	26	24	4.13	11
10	61	56	52	46	44	4.88	17
12	92	90	86	78	72	4.38	21
14	121	110	102	98	92	5.50	21
16	163	152	146	140	132	6.25	25
18	212	202	194	188	184	5.88	29
20	269	260	250	240	236	6.63	35
22	337	330	314	300	296	7.33	39
24	421	404	380	378	364	8.00	43
26	499	476	460	450	440	8.88	47
28	579	562	542	538	520	9.63	51
30	668	648	636	624	612	10.33	53
32	766	744	732	714	712	11.00	57
34	870	850	834	828	808	10.50	61
36	986	978	942	932	920	11.38	67
38	1108	1100	1060	1060	1036	12.13	71
40	1236	1228	1200	1190	1164	12.75	75
42	1367	1350	1322	1306	1288	13.25	77

Table 10-8D

Full Circle Tube Layouts Floating Head Exchanger
1-in. O.D. Tubes on 1¼-in. Square Pitch

Size (Inches)	NUMBER OF PASSES 1	2	4	6	8	Net Free Distance 2 Passes	Rows Across
8	21	16	16	....	....	4.13	5
10	37	32	32	32	....	4.25	6
12	48	52	48	48	48	4.25	8
14	61	60	60	52	52	5.50	10
16	89	84	80	76	76	5.50	11
18	113	112	112	108	108	5.38	13
20	148	148	140	136	136	5.38	14
22	184	178	172	168	164	7.38	16
24	221	220	212	208	208	7.38	17
26	266	266	258	252	252	7.38	19
28	316	308	304	292	292	7.38	20
30	368	360	352	344	340	9.38	21
32	421	410	402	392	392	9.38	23
34	481	472	464	452	452	9.69	24
36	545	540	532	524	524	9.69	26
38	608	608	588	588	588	9.69	28
40	680	680	656	664	660	9.69	29
42	750	788	728	728	728	11.69	31

Table 10-8E

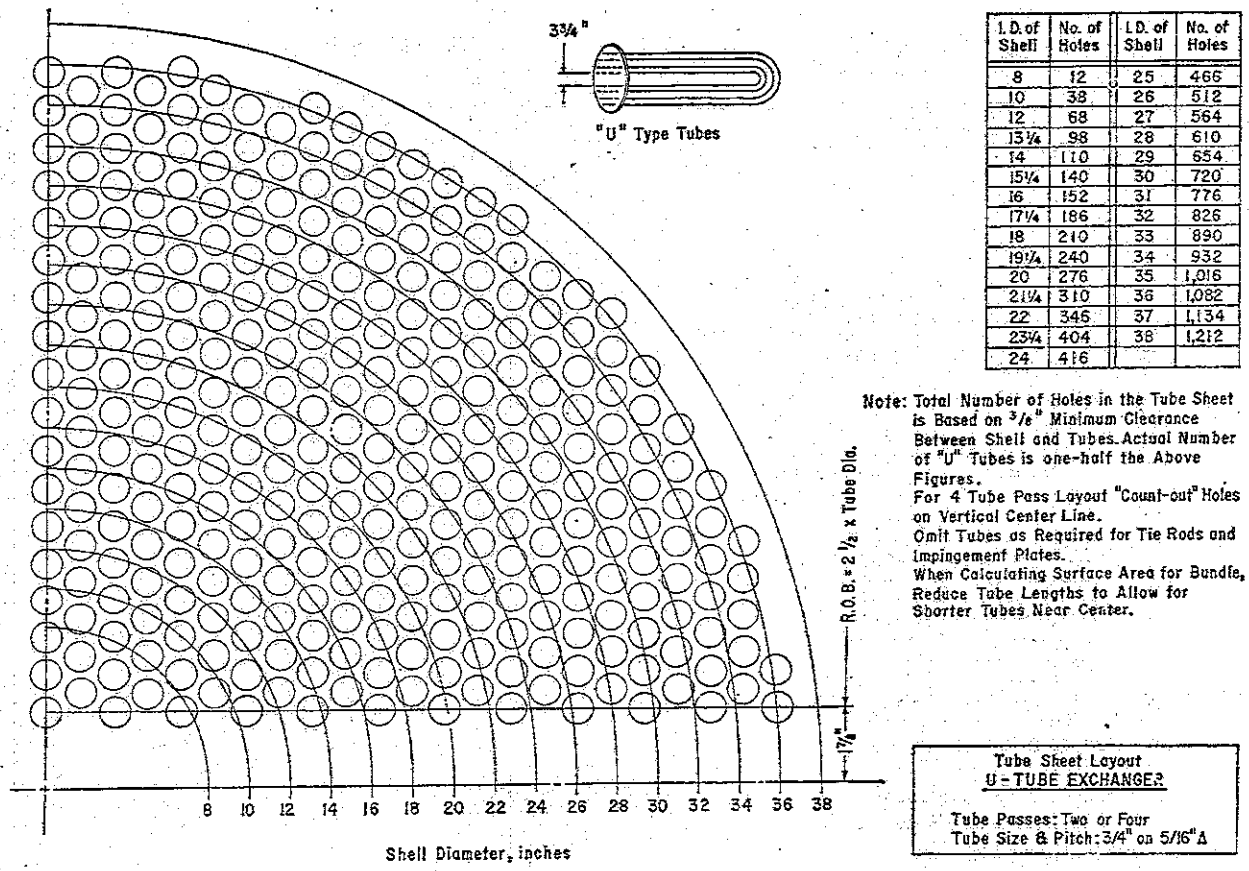
Full Circle Tube Layouts Floating Head Exchanger
1-in. O.D. Tubes on 1¼-in. Triangular Pitch

Size (Inches)	NUMBER OF PASSES 1	2	4	6	8	Net Free Distance 2 Passes	Rows Across
8	22	20	18	16	12	4.13	9
10	38	36	32	32	28	4.50	13
12	60	52	48	46	44	4.63	15
14	73	68	60	58	56	4.25	19
16	97	98	86	82	80	4.25	21
18	130	126	118	114	112	6.50	25
20	170	164	152	150	144	6.75	27
22	212	202	196	188	184	7.00	31
24	258	250	242	232	228	7.25	33
26	304	302	286	278	272	7.50	37
28	361	348	338	336	324	7.75	39
30	421	408	400	394	388	8.00	43
32	482	472	456	446	440	8.25	47
34	555	538	524	520	500	11.06	49
36	625	618	592	588	572	10.44	51
38	700	688	672	660	640	10.60	55
40	786	776	752	742	736	11.00	59
42	872	850	834	824	816	11.32	61

Tube spacing arrangements are shown in Figure 10-23 for the usual designs. There are countless special configurations for special purposes, such as wide pitch dimensions to give larger ligaments to provide access for cleaning tools to clean scale and fouling films from the outside of tubes by mechanical means. Often chemical cleaning is satisfactory, and wide lanes are not justified. Wide spacings also give low pressure drops, but require special care to avoid low transfer coefficients, or at least these conditions should be recognized. Special directional tube lanes as in steam surface condensers for power plants allow the fluid to penetrate the large bundle and thereby give good access to the surface.

Applications of Tube Pitch Arrangements

Triangular Pitch. Apex vertical or facing oncoming flow: Most popular, generally suitable for non-fouling or fouling



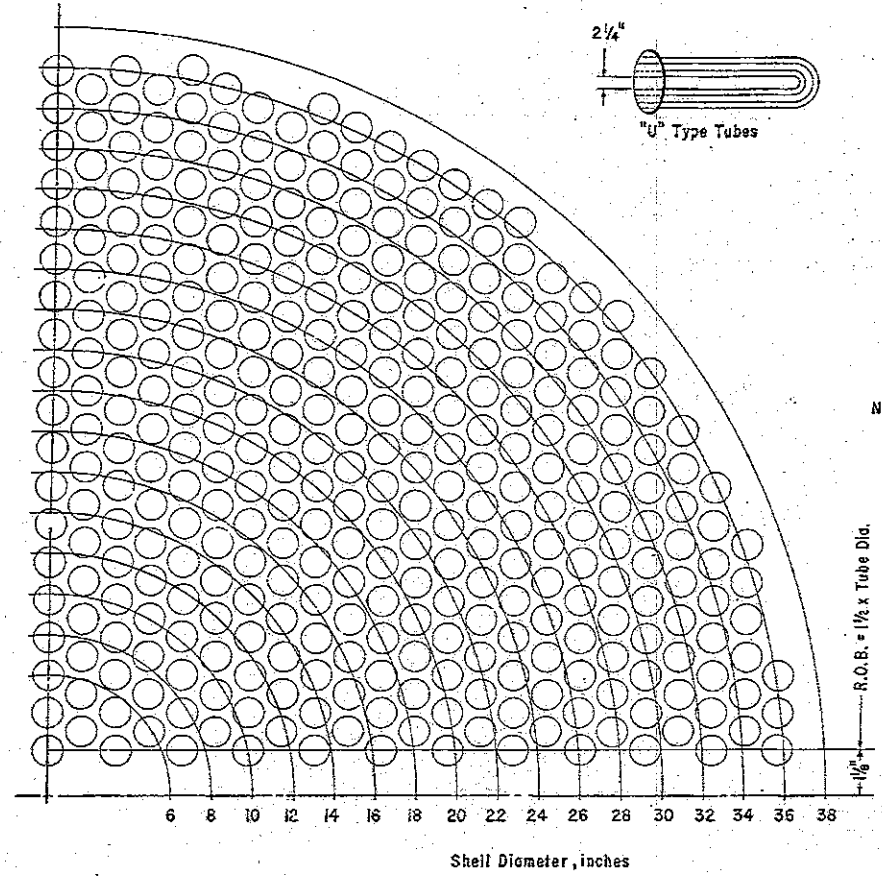
I.D. of Shell	No. of Holes	I.D. of Shell	No. of Holes
8	12	25	466
10	38	26	512
12	68	27	564
13¼	98	28	610
14	110	29	654
15¼	140	30	720
16	152	31	776
17¼	186	32	826
18	210	33	890
19¼	240	34	932
20	276	35	1,016
21¼	310	36	1,082
22	346	37	1,134
23¼	404	38	1,212
24	416		

Note: Total Number of Holes in the Tube Sheet is Based on 3/8" Minimum Clearance Between Shell and Tubes. Actual Number of "U" Tubes is one-half the Above Figures.
For 4 Tube Pass Layout "Count-out" Holes on Vertical Center Line.
Omit Tubes as Required for Tie Rods and Impingement Plates.
When Calculating Surface Area for Bundle, Reduce Tube Lengths to Allow for Shorter Tubes Near Center.

Tube Sheet Layout
U-TUBE EXCHANGER

Tube Passes: Two or Four
Tube Size & Pitch: 3/4" on 5/16" Δ

Figure 10-22A. Tube sheet layout for U-tube exchanger. Tube passes: two or four. Tube sizes and pitch: ¾" on 15/16" △. Radius of bend 2½ x tube diameter.



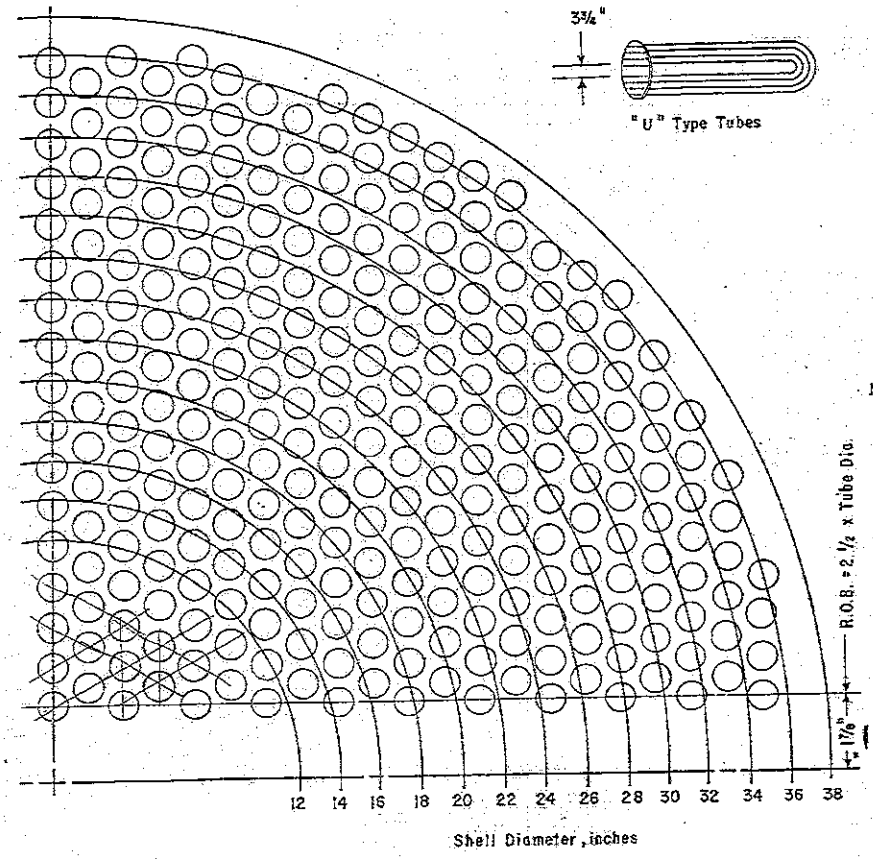
I.D. of Shell	No. of Holes	I.D. of Shell	No. of Holes
8	26	25	516
10	52	26	552
12	90	27	606
13¼	108	28	662
14	132	29	708
15¼	166	30	782
16	186	31	818
17¼	220	32	900
18	240	33	946
19¼	282	34	1,014
20	314	35	1,086
21¼	348	36	1,148
22	392	37	1,212
23¼	434	38	1,294
24	470		

Note: Total Number of Holes in the Tube Sheet is Based on ⅜" Minimum Clearance Between Shell and Tubes. Actual Number of "U" Tubes is one-half the Above Figures.
For 4 Tube Pass Layout "Count-out" Holes on Vertical Center Line.
Omit Tubes as Required for Tie Rods and Impingement Plates.
When Calculating Surface Area for Bundle, Reduce Tube Lengths to Allow for Shorter Tubes Near Center.

Tube Sheet Layout
U-TUBE EXCHANGER

Tube Passes: Two or Four
Tube Size & Pitch: ¾" on 15/16" Δ

Figure 10-22B. Tube sheet layout for U-tube exchanger tube passes: two or four. Tube size and pitch: ¾" on 15/16" Δ. Radius of bend: 1½ x tube diameter.



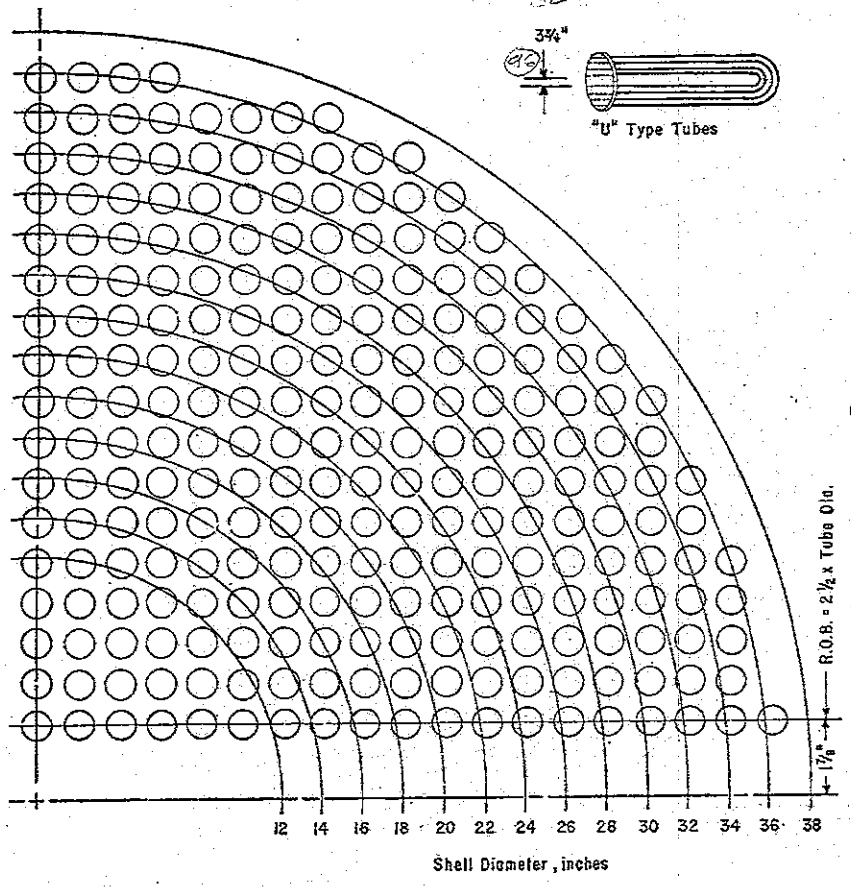
I.D. of Shell	No. of Holes	I.D. of Shell	No. of Holes
12	64	26	458
14	98	28	540
16	140	30	634
18	186	32	728
20	240	34	834
22	306	36	952
24	380	38	1,078

Note: Total Number of Holes in the Tube Sheet is Based on ⅜" Minimum Clearance Between Shell and Tubes. Actual Number of "U" Tubes is one-half the Above Figures.
For 4 Tube Pass Layout "Count-out" Holes on Vertical Center Line.
Omit Tubes as Required for Tie Rods and Impingement Plates.
When Calculating Surface Area for Bundle, Reduce Tube Lengths to Allow for Shorter Tubes Near Center.

Tube Sheet Layout
U-TUBE EXCHANGER

Tube Passes: Two or Four
Tube Size & Pitch: 3/4" on 1" Δ

Figure 10-22C. Tube sheet layout for U-tube exchanger, tube passes: two or four. Tube size and pitch: ¾" O.D. on 1" Δ. Radius of bend: 2½ x tube diameter.



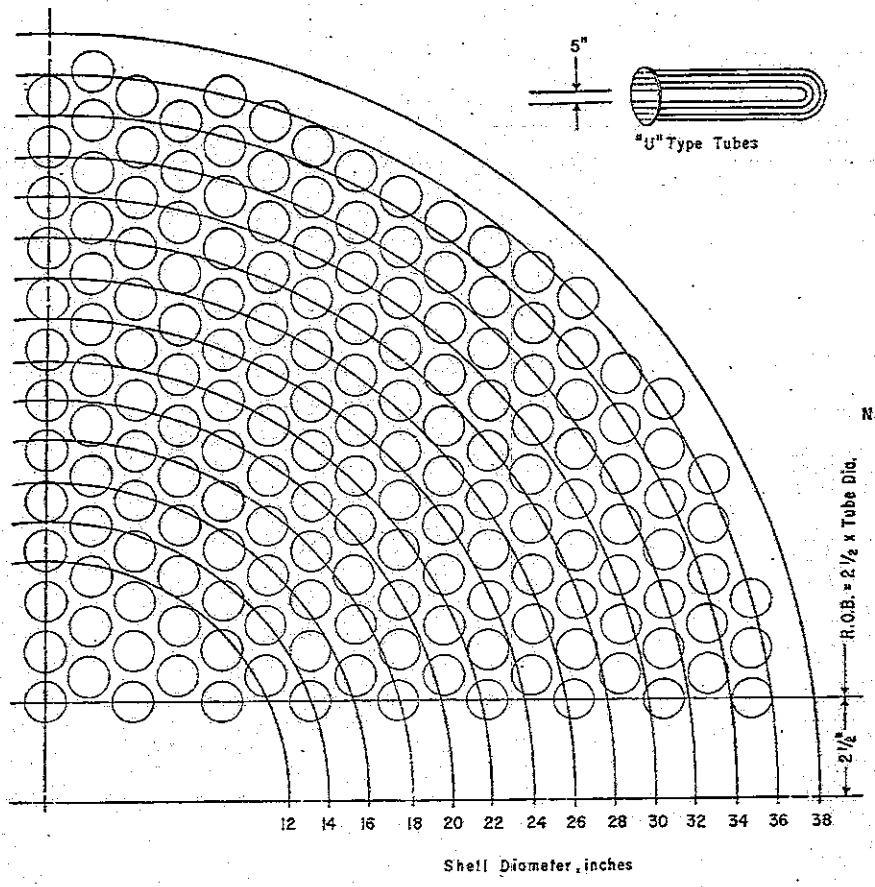
I.D. of Shell	No. of Holes	I.D. of Shell	No. of Holes
12	56	26	410
14	86	28	476
16	128	30	562
18	166	32	652
20	220	34	746
22	278	36	840
24	336	38	912

Note: Total Number of Holes in the Tube Sheet is Based on 3/8" Minimum Clearance Between Shell and Tubes. Actual Number of "U" Tubes is one-half the Above Figures.
For 4 Tube Pass Layout "Count-out" Holes on Vertical Center Line.
Omit Tubes as Required for Tie Rods and Impingement Plates.
When Calculating Surface Area for Bundle, Reduce Tube Lengths to Allow for Shorter Tubes Near Center.

Tube Sheet Layout
U-TUBE EXCHANGER

Tube Passes: Two or Four
Tube Size & Pitch: 3/4" on 1" Δ

Figure 10-22D. Tube sheet layout for U-tube exchanger tube passes: two or four tube. Size and pitch: ¾" on 1" □. Radius of bend: 2½" x tube diameter.



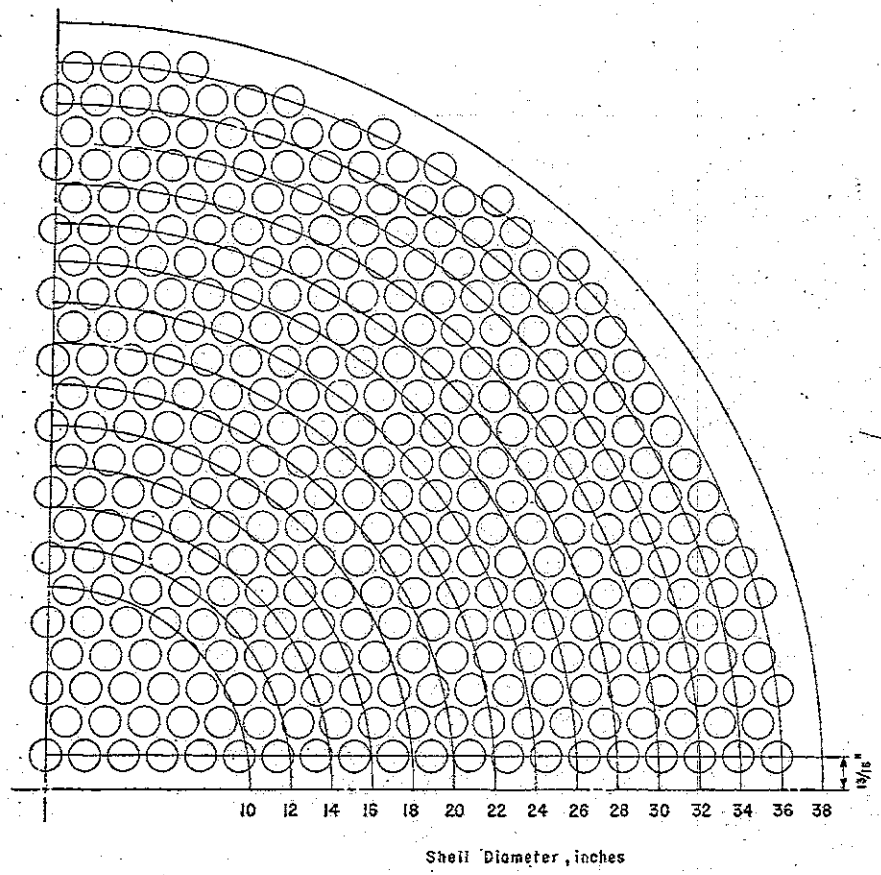
I.D. of Shell	No. of Holes	I.D. of Shell	No. of Holes
12	30	26	268
14	46	28	314
16	76	30	372
18	98	32	438
20	140	34	494
22	174	36	568
24	218	38	654

Note: Total Number of Holes in the Tube Sheet is Based on 3/8" Minimum Clearance Between Shell and Tubes. Actual Number of "U" Tubes is one-half the Above Figures.
For 4 Tube Pass Layout "Count-out" Holes on Vertical Center Line.
Omit Tubes as Required for Tie Rods and Impingement Plates.
When Calculating Surface Area for Bundle, Reduce Tube Lengths to Allow for Shorter Tubes Near Center.

Tube Sheet Layout
U-TUBE EXCHANGER

Tube Passes: Two or Four
Tube Size & Pitch: 1" on 1 1/4" Δ

Figure 10-22E. Tube sheet layout for U-tube exchanger tube passes: two or four. Tube size and pitch: 1" on 1¼" Δ. Radius of bend: 2½ x tube diameter.

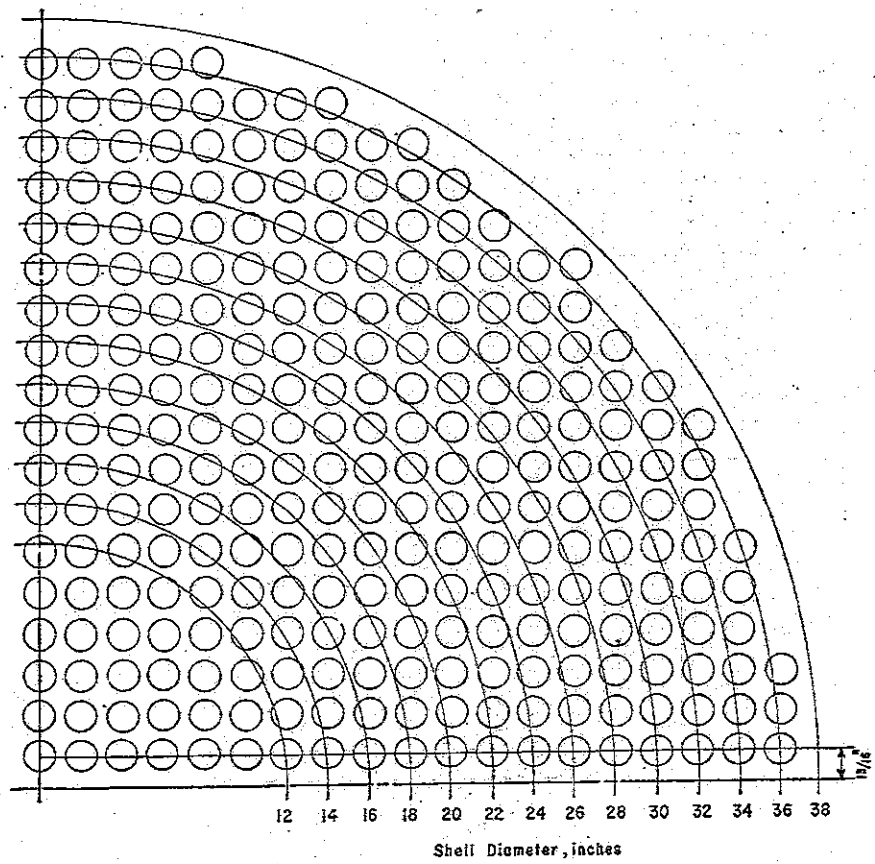


I.D. of Shell	No. of Holes	I.D. of Shell	No. of Holes
8	36	25	534
10	62	26	596
12	98	27	632
13¼	128	28	696
14	148	29	740
15¼	172	30	810
16	204	31	854
17¼	234	32	934
18	266	33	972
19¼	306	34	1,056
20	332	35	1,096
21¼	376	36	1,198
22	420	37	1,250
23¼	458	38	1,326
24	498		

Note : Total Number of Holes in Tube Sheet is Based on 3/8" Minimum Clearance Between Shell and Tubes.
Make Allowances for Tie Rods and Impingement Plates.

Tube Sheet Layout
FIXED TUBE SHEET EXCHANGER
(Also Non-Removable Floating Head)
Tube Passes : Two
Tube Size & Pitch : 3/4" on 15/16" Δ

Figure 10-22F. Tube sheet layout for fixed tube sheet exchanger (also non-removable floating head). Tube size and pitch: ¾" on 15/16" Δ. Tube passes: two.

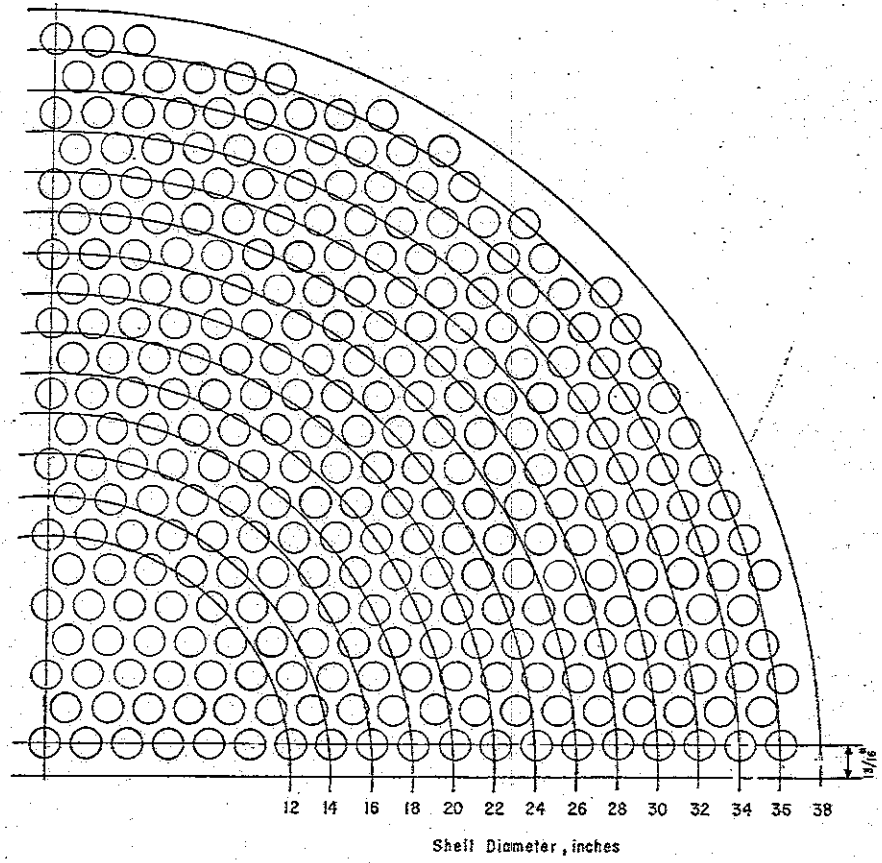


I.D. of Shell	No. of Holes	I.D. of Shell	No. of Holes
12	82	26	460
14	112	28	530
16	162	30	632
18	204	32	718
20	258	34	816
22	324	36	922
24	386	38	1,032

Note : Total Number of Holes in Tube Sheet is Based on 3/8" Minimum Clearance Between Shell and Tubes.
Make Allowances for Tie Rods and Impingement Plates.

Tube Sheet Layout.
FIXED TUBE SHEET EXCHANGER
(Also Non-Removable Floating Head)
Tube Passes : Two
Tube Size & Pitch: 3/4" on 1" □

Figure 10-22H. Fixed tube sheet exchanger (also non-removable floating head). Tube size and pitch: ¾" on 1" □. Tube passes: two.



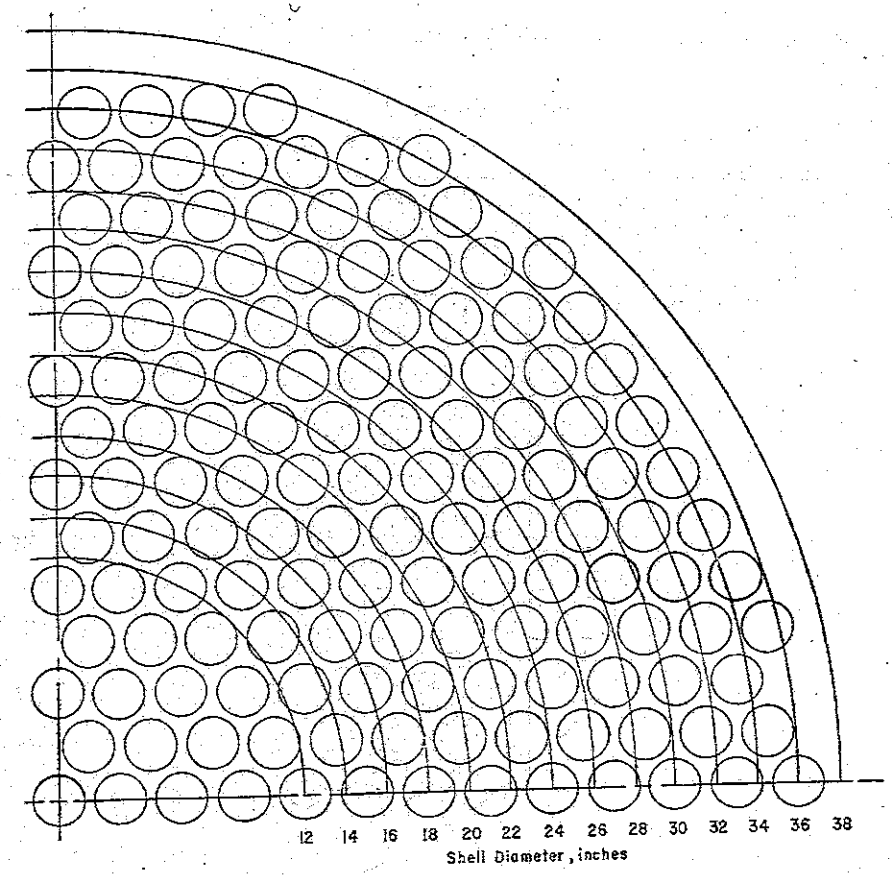
I.D. of Shell	No. of Holes	I.D. of Shell	No. of Holes
12	94	26	
14	132	28	
16	176	30	
18	230	32	
20	294	34	
22	364	36	
24	438	38	

Note : Total Number of Holes in Tube Sheet is Based on 3/8" Minimum Clearance Between Shell and Tubes.
Make Allowances for Tie Rods and Impingement Plates.

Tube Sheet Layout
FIXED TUBE SHEET EXCHANGER
(Also Non-Removable Floating Head)
Tube Passes : Two
Tube Size & Pitch : 3/4" on 1" Δ

Figure 10-22G. Fixed tube sheet exchanger (also non-removable floating head). Tube size and pitch (3/4") on 1" (Δ). Tube passes: two.

EMPRESA PARA LA INDUSTRIA QUIMICA S.A.
MONTCRO
PUERTOLLANO

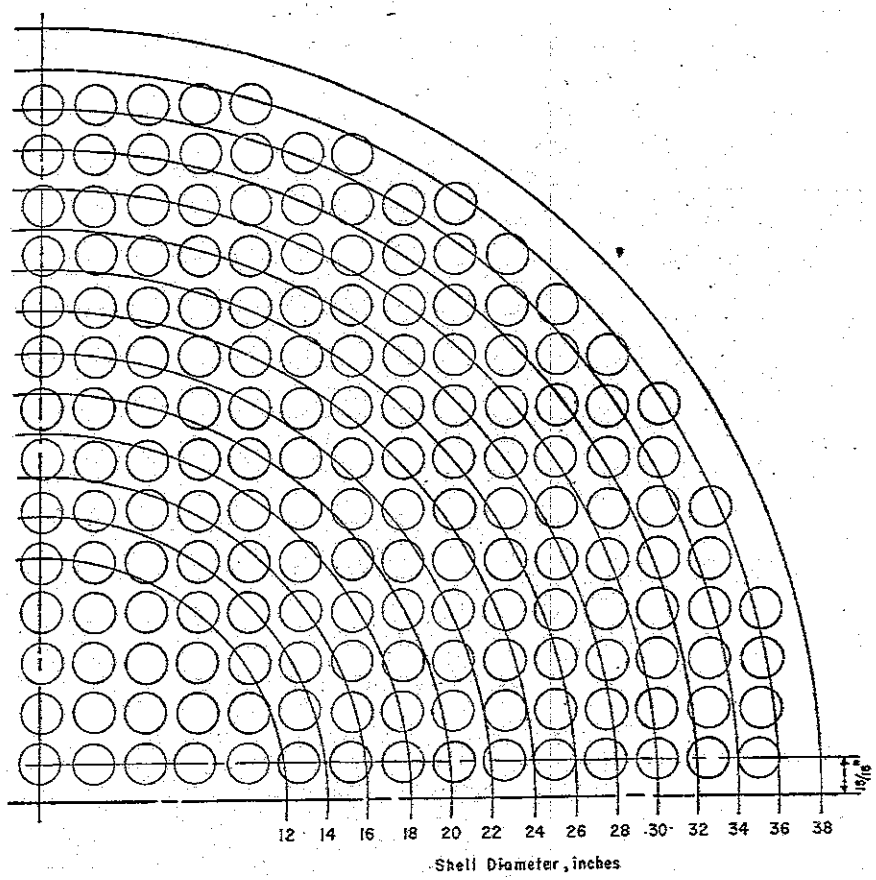


I.D. of Shell	No. of Holes	I.D. of Shell	No. of Holes
12	37	26	241
14	61	28	271
16	85	30	313
18	109	32	363
20	123	34	421
22	163	36	463
24	199	38	517

Note : Total Number of Holes in Tube Sheet is Based on 3/8" Minimum Clearance Between Shell and Tubes.
Make Allowances for Tie Rods and Impingement Plates.

Tube Sheet Layout
FIXED TUBE SHEET EXCHANGER
(Also Non-Removable Floating Head)
Tube Passes : One
Tube Size & Pitch: 1 1/4" on 1 1/2" Δ

Figure 10-22K. Tube sheet layout for fixed tube sheet exchanger (also non-removable floating head). Tube size and pitch: 1¼" on 1½" △. Tube passes: one.

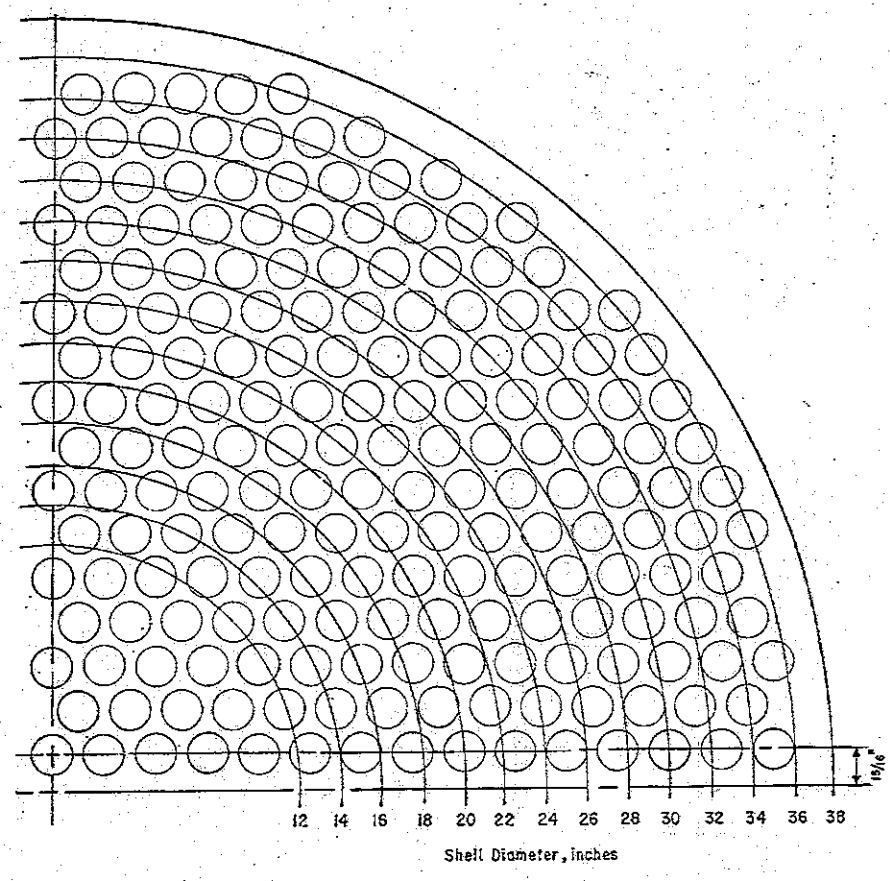


I.D. of Shell	No. of Holes	I.D. of Shell	No. of Holes
12	52	26	280
14	70	28	336
16	90	30	394
18	124	32	452
20	158	34	514
22	196	36	570
24	234	38	640

Note : Total Number of Holes in Tube Sheet is Based on 3/8" Minimum Clearance Between Shell and Tubes.
Make Allowances for Tie Rods and Impingement Plates.

Tube Sheet Layout
FIXED TUBE SHEET EXCHANGER
(Also Non-Removable Floating Head)
Tube Passes : Two
Tube Size & Pitch : 1" on 1 1/4" □

Figure 10-22i. Tube sheet layout for fixed tube sheet exchanger (also non-removable floating head). Tube size and pitch: 1" on 1¼" □. Tube passes: two.



I.D. of Shell	No. of Holes	I.D. of Shell	No. of Holes
12	56	26	328
14	82	28	384
16	110	30	454
18	144	32	518
20	180	34	584
22	222	36	660
24	274	38	744

Note : Total Number of Holes in Tube Sheet is Based on 3/8" Minimum Clearance Between Shell and Tubes.
Make Allowances for Tie Rods and Impingement Plates.

Tube Sheet Layout
FIXED TUBE SHEET EXCHANGER
(Also Non-Removable Floating Head)
Tube Passes : Two
Tube Size & Pitch: 1" on 1 1/4" Δ

Figure 10-22. Tube sheet layout for fixed tube sheet exchanger (also non-removable floating head). Tube size and pitch: 1" on 1¼" Δ. Tube passes: two.

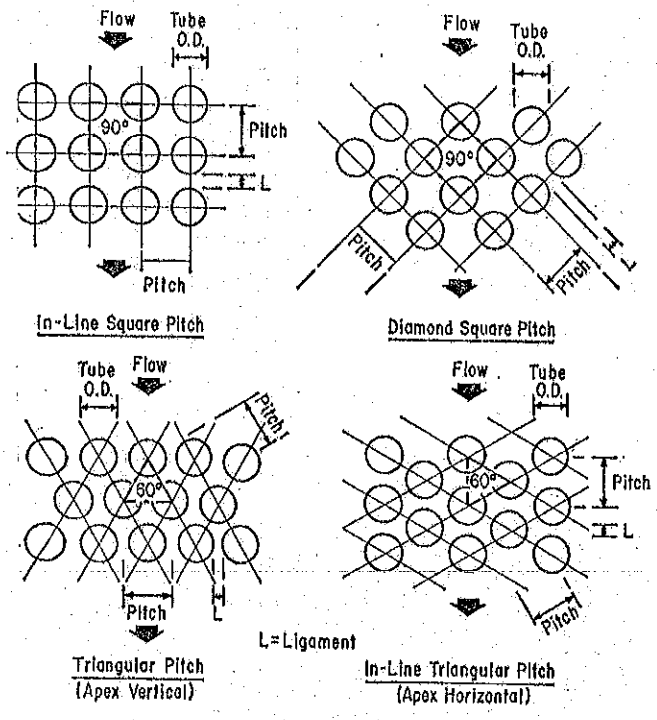


Figure 10-23. Tube spacing layouts for tube sheets.

services handled by chemical treatment, medium to high pressure drop, gives better coefficients than in-line square pitch.

In-Line Triangular Pitch, Apex Horizontal or at right angle to oncoming flow:

Not as popular as the staggered triangular pitch; coefficients not as high, but better than in-line square pitch; pressure drop about medium to high; generally suitable for fouling conditions same as above.

In-Line Square Pitch:

Popular for conditions requiring low pressure drop and/or cleaning lanes for mechanical cleaning of outside of tubes; coefficient lower than triangular pitch.

Diamond Square Pitch:

Popular arrangement for reasonably low pressure drop (not as low as In-Line Square), mechanical cleaning requirements, and better coefficient than In-Line Square pitch.

Exchanger Surface Area

The actual surface area available for heat transfer is determined from the fabricator's shop drawings. From these details the following are fixed:

A. Number of tubes.

The actual number of tubes to be installed in the unit. Manufacturing tolerances may require elimination of some tubes which preliminary design layouts and tables indicated might be installed in the unit. Figures 10-22A-K and Table 10-7 have considered known fabrication tolerances. Sometimes extra tie rods for baffles must be added, or in some cases eliminated. The outer tube circle limit for each exchanger is determined by the type of shell to be used. That is, (1) if commercial pipe, greater out-of-round tolerances might be required or (2) if formed on shop rolls, the out-of-round tolerance will be known, but not necessarily the same for each diameter shell.

B. Exact distance between faces of tube sheets.

Tubes are usually ordered in even lengths, such as 8, 10, 12, 16, 24 or 32 feet and the tube sheets are from ¼ inch to ½ inch shorter between outer faces.

C. Net effective tube length.

This is the net length of tube exposed inside the shell and available for contact by the shell-side fluid. This length accounts for the thickness of each tube sheet (and for the double tube sheets when used). For design purposes it is usually estimated from experience, allowing about:

1. 1½ inches per tube sheet for low pressure units
2. 2 to 3 inches per tube sheet for high pressure exchangers, 200 psi-400 psi

D. Exact baffle spacing.

In some instances the baffle spacing must be rearranged to allow for a nozzle or coupling connection. It is important that changes in baffle location be reviewed, as performance or pressure drop can be seriously affected. This is of extreme importance in vacuum units. Baffle orientation is sometimes misinterpreted by the fabricator, and this can cause serious problems where liquid drainage is

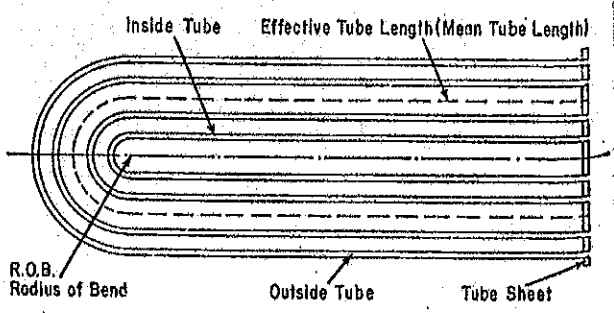
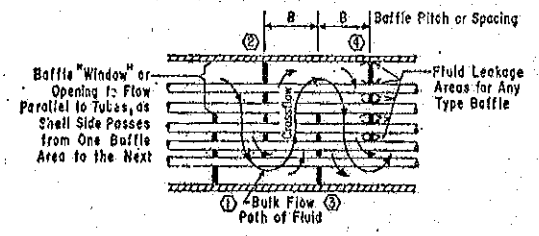
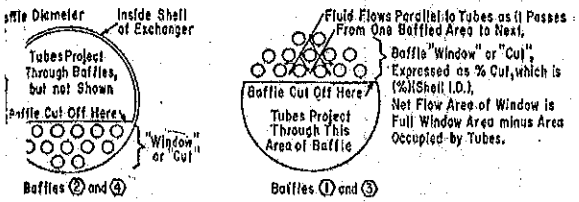


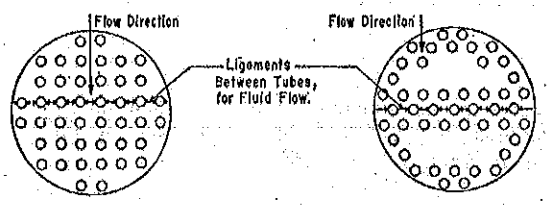
Figure 10-24. U-tube bundle.



A. Shell side fluid baffling showing segmental cut baffles.



B. Segmental baffles showing window are for fluid flow.



Note: Area Available for Cross Flow used Consistent with Reference 61, other References 35, 21 use other Arrangements to Obtain Essentially the Same Results.

C. Cross flow area for tube layouts.

Figure 10-45. Shell side baffles and cross-flow area.

Table 10-19*

Equivalent Tube Diameters of Various Tube Arrangements

Tube O.D. In.	Pitch	Equivalent Diameter, d_e, In.
½	⅝ triangular	0.36
½	¾ triangular	0.74
¾	15/16 triangular	0.55
¾	1 triangular	0.73
1	1¼ triangular	0.72
1¼	1 9/16 triangular	0.91
½	⅝ square	0.48
½	¾ square	0.88
¾	15/16 square	0.72
¾	1 square	0.95
1	1¼ square	0.99
1¼	1 9/16 square	1.23

*By permission, Engineering Data Book Section, Wolverine Tube Div., Calumet & Hecla, Inc., (1959) and Kern, D. Q., *Process Heat Transfer*, McGraw-Hill (1950).

G_c = Cross flow mass velocity, lb/hr.(sq.ft.)

G_b = Mass vel. thru baffle window opening, based on the area of the opening less the area of tubes passing through it, lb./(hr.) (sq.ft.)

μ = Viscosity, lb./hr. (ft.)

Shell Side Equivalent Tube Diameter,[59] See Figure 10-46 and Table 10-19.

Best results are obtained when baffle pitch or spacing between baffles is between one-fifth to one shell diameter.

For square pitch tubes:

$$d_e = \frac{4(p^2 - \pi d_o^2/4)}{\pi d_o}, \text{ inches} \qquad (10\text{-}38)$$

For 60° triangular equilateral pitch tubes:

$$d_e = \frac{4[(0.5p)(0.86p) - 0.5\pi d_o^2/4]}{\frac{\pi d_o}{2}}, \text{ inches} \qquad (10\text{-}39)$$

where: d_e = Equivalent diameter, inches

p = Tube pitch, inches

d_o = Outside diameter of tube, inches

Cross-flow area for Figure 10-44[38] is based upon the maximum flow area at the nearest tube row to the centerline of the shell.[59] The length of the flow area is the baffle spacing.

$$a_s = \frac{D_s (c' B)}{p(144)}, \text{ sq.ft.} \qquad (10\text{-}40)$$

$$G_s = \frac{W}{a_s}, \text{ Lb./(hr.) (sq.ft)} \qquad (10\text{-}41)$$

where: D_s = Shell inside diameter, inches

c' = Clearance between tubes measured along the tube pitch, inches

B = Baffle spacing, inches

W = Weight flow of fluid, lb/hr.

p = Tube pitch, inches

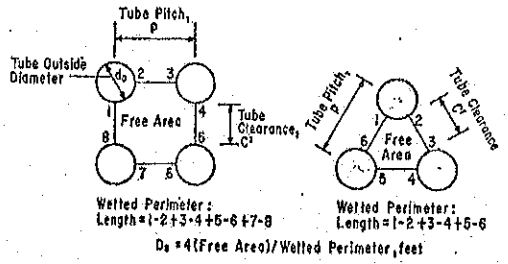


Figure 10-46. Equivalent diameter for tubes on shell side of exchanger taken along tube axis. (Adapted by permission, D. Q. Kern, "Process Heat Transfer," First Ed., McGraw-Hill Book Co. (1950).)

R-10 END FLANGES AND BOLTING.—(Continued)

TABLE R-10.3

FLANGE BOLT CLEARANCES

(All Dimensions in Inches)			
d_B	R	E	B_{min}
3/4	1-1/8	13/16	1-3/4
7/8	1-1/4	15/16	2-1/16
1	1-3/8	1-1/16	2-1/4
1-1/8	1-1/2	1-1/8	2-1/2
1-1/4	1-3/4	1-1/4	2-13/16
1-3/8	1-7/8	1-3/8	3-1/16
1-1/2	2	1-1/2	3-1/4
1-5/8	2-1/8	1-5/8	3-1/2
1-3/4	2-1/4	1-3/4	3-3/4
1-7/8	2-3/8	1-7/8	4
2	2-1/2	2	4-1/4

R-10.4 LOAD CONCENTRATION FACTOR

When the distance between bolt centerlines exceeds recommended B_{max}, the total flange moment determined by Code design methods shall be multiplied by a correction factor equal to $\sqrt{B/B_{max}}$ where symbols are defined in paragraph R-10.22.

R-10.5 BOLT TYPE

Except for special design considerations, flanges shall be through-bolted with stud bolts, threaded full length with a removable nut on each end. Stud bolt length shall be such that the nuts are fully engaged and project through the nuts approximately 1/8" on each end.

R-10 END FLANGES AND BOLTING

Flanges and bolting for external joints shall be in accordance with Code design rules, subject to the limitations set forth in the following paragraphs.

R-10.1 MINIMUM BOLT SIZE

The minimum permissible bolt diameter shall be ¾". Threads shall be in accordance with USA Standard B1.1 for high strength bolting. Sizes 1" and smaller shall be Coarse Thread Series and larger sizes shall be 8-Pitch Thread Series.

R-10.2 BOLT CIRCLE LAYOUT

R-10.21 MINIMUM RECOMMENDED BOLT SPACING

The minimum recommended spacing between bolt centers shall be as given by Table R-10.3.

R-10.22 MAXIMUM RECOMMENDED BOLT SPACING

The maximum recommended spacing between bolt centers shall be:

$$B_{max} = 2d_B + \frac{6t}{(m + 0.5)}$$

where

B = Bolt spacing, inches.
d_B = Nominal bolt diameter, inches.
t = Flange thickness, inches.
m = Gasket factor used in Code flange calculations.

R-10.23 BOLT ORIENTATION

Bolt centers shall evenly straddle both natural centerlines of the exchanger. For horizontal units the natural centerlines shall be considered to be the horizontal and vertical centerlines of the exchanger. In special cases, by agreement between purchaser and manufacturer, the bolt count may be reduced from a multiple of four (as required by the foregoing) to a multiple of two.

R-10.3 MINIMUM RECOMMENDED WRENCH AND NUT CLEARANCES

Minimum recommended radial dimensions "R" and "E", as defined in Figure R-10.3, and minimum recommended bolt spacing B_{min} shall be as given in Table R-10.3.

FIGURE R-10.3

