

INSTITUTO TECNOLÓGICO DE TUXTLA GUTIÉRREZ

FACULTAD DE INGENIERIA QUIMICA



PROYECTO DE RESIDENCIA PROFESIONAL

“DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN PROTOTIPO DIDÁCTICO DE UN INTERCAMBIADOR DE CALOR DE TUBOS Y CORAZA ”

ALUMNO

GÓMEZ ESPINOSA FIDEL

NÚMERO DE CONTROL:

14270303

ASESOR:

ING.MARCO ANTONIO MAZARIEGOS MORALES

REVISORES:

ING.JOSÉ LUIS ESCOBAR VILLAGRÁN

MC.ROBERTO DAVID VAZQUEZ SÓLIS

TUXTLA GUTIÉRREZ, CHIAPAS; A 9 DE ENERO DEL 2018

A mis maestros:

Ing. Marco Antonio Mazariegos Morales

Ing. José Luis Escobar Villagrán

MC. Roberto David Vázquez Solís

Con respeto

RESUMEN

El presente trabajo tiene como finalidad dar una descripción básica de los intercambiadores de calor de tubos y coraza, los fenómenos involucrados en la transferencia de calor, y algunos parámetros establecidos para su construcción, para su posterior uso en el diseño y construcción de un prototipo didáctico, el cual servirá como apoyo y refuerzo al estudio de determinados equipos en los cursos de procesos de transferencia de calor y termodinámica. De manera que el estudiante pueda realizar los cálculos en el aula y su posterior comprobación en prototipo (Teoría – Práctica). Cabe destacar que los materiales a utilizarán serán aquellos que se encuentren en el entorno como dentro del alcance económico. Por ello no es de extrañarse que en el diseño y construcción se omitan algunos parámetros. Al final se da un breve ejemplo de cómo estimar las temperaturas de salida, teniendo los datos del prototipo, las corrientes de entrada (flujo másico, y temperaturas de entrada de ambos flujos).

CONTENIDO

INTRODUCCIÓN	1
JUSTIFICACIÓN	2
OBJETIVOS	3
OBJETIVO GENERAL.....	3
OBJETIVO ESPECIFICOS.....	3
CAPITULO 1.- CARACTERISTICAS DEL ÁREA EN LA QUE PARTICIPO	4
1.1.- DESCRIPCIÓN DEL INSTITUTO	4
1.2.- MISIÓN	5
1.3.- VISIÓN	6
1.3.- ACTUALIDAD	6
CAPITULO 2.- EQUIPOS DE TRANSFERENCIA DE CALOR.....	7
2.1.- INTERCAMBIADOR DE CALOR	7
2.1.1- CLASIFICACIÓN DE LOS INTERCAMBIADORES DE CALOR.....	9
2.2.- INTERCAMBIADORES DE CALOR DE TUBOS Y CORAZA	9
2.2.1.- PARTES	10
2.2.1.1.- CARCASA O ENVOLVENTE	12
2.2.1.2.- CABEZAL DE DISTRIBUCIÓN	16
2.2.1.3.- CABEZAL FLOTANTE	17
2.2.1.4.- HAZ DE TUBOS.....	18
2.2.1.5.- DEFLECTORES	20
2.2.1.6.- PLACA TUBULAR.....	22
2.2.2.- CLASIFICACIÓN	22
2.2.2.1.- DE ACUERDO A LOS ESTANDARES GENERALES DE DISEÑO,	22
2.2.2.2.- DE ACUERDO A SU CONSTRUCCIÓN MECÁNICA.....	23
2.2.3.- OTROS USOS.....	24
2.2.3.1.- CONDENSADORES	24
2.2.3.2.- EVAPORADORES.....	24
2.2.4.- ARREGLO DE LOS FLUJOS	25
2.2.4.1.- INTERCAMBIADORES DE FLUJO PARALELO.....	25
2.2.4.2.- INTERCAMBIADORES DE FLUJO A CONTRACORRIENTE	27
2.2.4.3.- INTERCAMBIADORES DE FLUJO CRUZADO	27
2.2.5.- ARREGLOS DE PASOS	28

2.2.6.- PROBLEMAS OPERATIVOS Y COMO MANEJARLOS	30
2.2.7.- NORMAS DE DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN	31
2.2.7.1.- NORMA TEMA (THE TABULAR EXCHANGER MANUFACTURERS ASSOCIATION)	31
2.2.7.2.- NORMA ASME (AMERICAN SOCIETY OF MECHANICAL ENGINEERS) SECCIÓN VIII. 32	
2.2.7.3.- MANUAL HEDH (HEAT EXCHANGER DESIGN HANDBOOK)	33
CAPITULO 3.-TRANSFERENCIA DE CALOR	34
3.1.- ¿QUÉ ES EL CALOR?.....	34
3.1.1.- DIFERENCIA DE TEMPERATURA COMO MOTIVO DE TRANSFERENCIA DE CALOR	34
3.1.3.- CAPACIDAD CALORIFICA	35
3.1.4.- CALOR ESPECIFICO	36
3.1.5.- CALOR LATENTE	36
3.1.6.- CALOR LATENTE DE VAPORIZACIÓN Y CALOR LATENTE DE CONDENSACIÓN.	37
3.1.7.- CALOR LATENTE DE FUSIÓN Y CALOR LATENTE DESOLIDIFICACIÓN	38
3.1.8.- CALOR CEDIDO Y ABSORBIDO POR LOS CUERPOS	38
3.2.- CONDUCTIVIDAD TERMICA.....	39
3.3.- MECANISMOS DE TRANSMISIÓN DE CALOR	40
3.3.1.- CONDUCCIÓN.....	41
3.3.2.- CONVECCIÓN.....	45
3.3.3.- RADIACIÓN	47
3.3.4.- CONDUCCIÓN Y CONVECCIÓN EN UNA TUBERÍA	49
3.5.- METODO DE DISEÑO DE INTERCAMBIADORES DE CALOR.....	52
3.5.1.-LMTD (DIFERENCIA MEDIA LOGARITMICA DE TEMPERATURAS).....	52
3.5.2.-NTU (NÚMERO DE TRANSFERENCIA DE UNIDADES).....	60
3.5.3.-KERN.....	65
CAPITULO 4.- PROTOTIPO	72
4.1.- DISEÑO	72
4.2.-MATERIALES.....	84
4.3.-EQUIPOS Y HERRAMIENTAS.....	84
4.4.-CONSTRUCCIÓN	85
4.5.- COSTO DEL PROYECTO	89
4.6.- CASO PRACTICO (EJEMPLO PARA EL CALCULO TEORICO DE LAS TEMPERATURAS DE SALIDA Y CAIDA DE PRESIÓN EN EL PROTOTIPO)	90
CONCLUSIÓN	97

COMPETENCIAS DESARROLLADAS	98
BIBLIOGRAFÍAS	99
ANEXOS	100

LISTA DE TABLAS

CAPITULO 2	pág.
Tabla 2.1. - Partes típicas de un intercambiador de calor de tubos y coraza....	12
Tabla 2.2. - Constante de conteo de pasos por los tubos.....	14
Tabla 2.3. - Constante de configuración de los tubos.....	14
Tabla 2.4. - Tipos de carcasa según la norma TEMA.....	15
Tabla 2.5. - Tipos de cabezales de distribución.....	16
Tabla 2.6. - Diferentes tipos de cabezales flotantes según la norma TEMA.....	17
Tabla 2.7. - Arreglos de tubos más utilizados en los intercambiadores de calor de tubos y coraza.....	19
CAPITULO 3	
Tabla 3.1. - Relación del NTU para los intercambiadores de calor.....	64
Tabla 3.2. - Relación de la efectividad los intercambiadores de calor.....	65
CAPITULO 4	
Tabla 4.1. - Costos de los materiales.....	89
Tabla 4.2. - Datos del prototipo (Intercambiador de calor de tubos y coraza 1-2, 15 tubos por paso)	90
Tabla 4.3. - Propiedades de las corrientes de entradas.....	90
ANEXOS	
Tabla 1. - Factores de conversión.....	100
Tabla 2. - Propiedades de las áreas.....	102
Tabla 3. - Propiedades de los sólidos.....	104
Tabla 4. - Coeficientes totales de calor.....	106
Tabla 5. - Disposición de los arreglos de los tubos.....	112
Tabla 6 (a). - Propiedades del agua (unidades del SI)	117
Tabla 6 (b). - Propiedades del agua (sistema de uso común en los Estados Unidos)	118
Tabla 7 (a). - Viscosidad cinemática y dinámica de algunos líquidos	

(unidades del SI)	119
Tabla 7 (a). - Viscosidad cinemática y dinámica de algunos líquidos (sistema de uso común en los Estados Unidos)	120
Tabla 8. - Viscosidad cinemática de algunos lubricantes.....	121
Tabla 9. - Coordenadas para encontrar las Viscosidades de algunos líquidos en la Figura 1.....	122
Tabla 10 (a). - Propiedades del aire (unidades del SI)	126
Tabla 10 (b). - Propiedades del aire (sistema de uso común en los Estados Unidos)	127
Tabla 11. - Propiedades del aire a diferentes alturas.....	128
Tabla 12. - Datos de tubos de intercambiadores y condensadores.....	129
Tabla 13 (a). - Dimensiones de tuberías de acero - Cedula 40.....	131
Tabla 13 (b). - Dimensiones de tuberías de acero - Cedula 80.....	132
Tabla 14. - Dimensiones de tubos de acero, cobre y plástico.....	133
Tabla 15. - Dimensiones de tubos hidráulicos de acero y cobre.....	134
Tabla 16. - Dimensiones de tubería plástica de PVC a presión.....	135
Tabla 17. - Diámetros de diferentes contenedores de gas LP.....	136
Tabla 18. - Factores de incrustación representativos (resistencia térmica debida a la incrustación para una unidad de área superficial)	136
Tabla 19. - Conductividades térmicas de aislantes y algunos materiales de construcción.....	137
Tabla 20. - Gravedad específica, calor específico, y conductividad térmica de algunas sustancias.....	141
Tabla 21. - Conductividades térmicas de algunos líquidos.....	142
Tabla 22. - Gravedades específicas y pesos moleculares de líquidos.....	145

LISTA DE FIGURAS

CAPITULO 1	pág.
Figura 1.1. – Foto del Instituto Tecnológico de Tuxtla Gutiérrez.....	4
Figura 1.2. - Localización de la institución.....	4
Figura 1.3. - Laboratorio de ingeniería química.....	5
CAPITULO 2	
Figura 2.1. - Mapa conceptual, clasificación de los intercambiadores de Calor.....	8
Figura 2.2. - Intercambiador de calor de tubos y coraza.....	10
Figura 2.3.- Esquema de diferentes intercambiadores de calor de tubos y coraza.....	11
Figura 2.4.- Carcaza de intercambiadores de calor de tubos y coraza.....	13
Figura 2.5. - Arreglos de tubos típicos en los intercambiadores de calor de tubos y coraza.....	20
Figura 2.6. - Corte y sentido de los deflectores.....	21
Figura 2.7. - Diferentes configuraciones y diseños de los deflectores.....	21
Figura 2.8. - Espaciamiento de los deflectores.....	22
Figura 2.9. - Esquema de un intercambiador de doble tubo de flujo paralelo...	26
Figura 2.10. - Esquema de un intercambiador de doble tubo de flujo a contracorriente.....	27
Figura 2.11. - Esquema de un intercambiador de doble tubo de flujo cruzado.....	28
Figura 2.12. -Cabezal de distribución con deflector longitudinal.....	29
Figura 2.13.- Esquema del flujo en un intercambiador de tubos y coraza con deflector longitudinal en el cabezal de distribución.....	29
Figura 2.14. - Esquema de una carcasa segmentada con tres deflectores longitudinales, dando como resultado cuatro pasos.....	30
CAPITULO 3	
Figura 3.1.- Grafica de coeficientes de conductividad térmica de diferentes materiales.....	40
Figura 3.2.- El calor se propaga de la región de temperatura alta a la de temperatura baja a lo largo del sólido, debido a la agitación térmica de los átomos.....	41

Figura 3.3. - Pared compuesta de tres materiales distintos.....	43
Figura 3.4. -Tubería con dos capas.....	44
Figura 3.5.- Ejemplo práctico de la transmisión de calor por convección.....	46
Figura 3.6.- Ejemplo práctico de la transmisión de calor por convección y Conducción.....	47
Figura 3.7.- Uso práctico de la radiación.....	48
Figura 3.8.-Perdida de calor a través de una tubería.....	49
Figura 3.9.-Transferencia de calor a través de una tubería.....	50
Figura 3.10. - Esquema de temperaturas en un intercambiador 1-2.....	55
Figura 3.11. – Esquema de un intercambiador de calor 2-4.....	56
Figura 3.12. - Esquema de 2 intercambiadores de calor 1-2 conectados en serie.....	58
Figura 3.13.-Nomenclatura para intercambiadores usando el método NTU.....	59

CAPITULO 4

Figura 4.1. - Esquema preliminar del intercambiador.....	75
Figura 4.2. - Dimensiones del intercambiador.....	75
Figura 4.3. - Dimensiones de la coraza.....	76
Figura 4.4. - Haz de los tubos.....	76
Figura 4.5. - Esquema de los flectores.....	77
Figura 4.6. - Esquema de las tapas porta tubos.....	77
Figura 4.7. - Esquema de las bridas.....	78
Figura 4.8. - Esquema de las tapas de retorno.....	79
Figura 4.9. - Esquema del cabezal de distribución.....	80
Figura 4.10. - Esquema de la silleta.....	81
Figura 4.11. - Esquema del sistema de válvulas del intercambiador.....	82
Figura 4.12. - Esquema del flujo en la carcasa del prototipo.....	83
Figura 4.13. – Cronograma de la primera parte del proceso de construcción...85	
Figura 4.14. – Cronograma de la segunda parte de la construcción.....86	
Figura 4.15. – Cronograma de la tercera parte de la construcción.....87	
Figura 4.16. – Cronograma de la cuarta parte de la construcción.....88	
Figura 17. - Diagrama del ejemplo.....	91

ANEXO

Figura 1.-Viscosidades de líquidos.....	123
Figura 2 (a). - viscosidad dinámica contra temperatura (unidades del SI).....	124
Figura 2(b). - viscosidad dinámica contra temperatura (sistema de uso común en los estados unidos)	125
Figura 3. - Calores específicos de líquidos.....	143
Figura 4. - Calores específicos de gases a 1 atm.....	144
Figura 5. - Curva de transferencia de calor, agua en los tubos.....	146
Figura 6. - Factores LMTD para intercambiadores de calor 1-2.....	147
Figura 7. - Factores LMTD para intercambiadores de calor 2-4.....	147
Figura 8. - Factores LMTD para intercambiadores de calor 4-8.....	148
Figura 9. - Factores LMTD para intercambiadores de calor 5-10.....	148
Figura 10. - valores del factor de fricción f en función del número de reynolds para la coraza con deflectores segmentados al 25 %.....	149
Figura 11. - valores del factor de fricción f en función del número de reynolds para la coraza con diferentes % de cortes en los deflectores.....	150
Figura 12. - Pérdida de presión por retorno, lado de los tubos.....	151
Figura 13. - Factores de fricción, para lado de tubo.....	152
Figura 14 (a). - Relación de las silletas en base a las dimensiones del recipiente 6"-20".....	153
Figura 14 (b). - Relación de las silletas en base a las dimensiones del recipiente 24"-144".....	154

NOMENCLATURA

A = Área de transferencia de calor.

A_T = Distancia Centro de la silleta – línea de tangencia.

B = Distancia de los deflectores (baffles).

C = Razón de capacidades caloríficas.

C' = Distancia perímetro externo – perímetro externo de los tubos.

CL = constante de configuración de tubo.

C_p = Capacidad calorífica de la sustancia.

CTP = constante de conteo de tubos.

D_s = Diámetro interno de la coraza.

D_e = Diámetro equivalente.

d_o = Diámetro externo de los tubos.

d_i = Diámetro interno de los tubos.

ΔP_r = Caída de presión por retorno en los tubos.

ΔP_t = Caída de presión por los tubos.

ΔP_s = Caída de presión por la coraza.

ϵ = Efectividad de transferencia de calor.

f = Factor de fricción.

G = Flujo másico por unidad de área.

h_i = Coeficiente de transferencia de calor en el lado de los tubos.

h_o = Coeficiente de transferencia de calor en el lado de la carcasa.

k = Conductividad térmica de la sustancia o material.

L = Longitud de los tubos.

I = Longitud total del intercambiador.

$LMTD$ = Diferencia media logarítmica de temperaturas

N_t = Número de tubos.

n = Número de pasos.

μ = Viscosidad del fluido.

NTU = Numero de transferencia de unidades.

PT = Distancia centro-centro de los tubos (pitch).

Pr = Número de prandtl.

Q = Flujo de calor.

Re = Numero de Reynolds.

R_D = Factor de obstrucción.

S = Gravedad especifica.

$T_{c,i}$ y $T_{c,o}$ = Temperatura de entrada y salida del fluido frio.

$T_{h,i}$ y $T_{h,o}$ = Temperatura de entrada y salida del fluido caliente.

t_w = Temperatura de pared.

U = Coeficiente total de transferencia de calor.

W, w = Flujo másico.

INTRODUCCIÓN

A pesar de que el sol se encuentra a 149.6 millones kilómetros de distancia es capaz de producir temperaturas en exceso de ciento treinta grados Fahrenheit aquí en la tierra, proporciona el calor necesario para soportar la vida y continuar muchos ciclos naturales, obtenemos el calor del sol por un proceso llamado radiación que es solo una forma de transferencia de calor, en las plantas químicas se usan dos procesos para transferir calor los cuales son conducción y convección, usando intercambiadores de calor hacen que las operaciones sean más energéticas y eficientes.

Los intercambiadores de calor son aparatos que como su nombre lo dice intercambian calor de la parte con mayor temperatura a la más fría además evitan que los fluidos de interés se mezclen entre sí. En la vida cotidiana sin darnos cuenta utilizamos intercambiadores de calor ejemplo de ello es cuando solemos enfriar o conservar nuestros alimentos en el refrigerador, aparato que funciona gracias a principios termodinámicos e ingenioso diseño.

Los intercambiadores de calor difieren de las cámaras de mezclado ya que en estos se permiten que se combinen los dos fluidos que intervienen.

Cabe recalcar que, aunque se cuentan con conocimientos en el área de la termodinámica que trata de la cantidad de calor que se transfiere describe el intercambio de calor no nos da a conocer cómo se comportaran los intercambiadores de calor al hacerles pequeñas o grandes modificaciones en su diseño.

JUSTIFICACIÓN

En la facultad de ingeniería química del Instituto Tecnológico de Tuxtla Gutiérrez en el estado de Chiapas se imparte cursos de termodinámica y transferencia de calor como parte del programa educativo de la carrera, estos cursos tienen como finalidad dar al estudiante conocimientos respecto a la energía térmica su propagación sus principios y todo lo que ello con lleva como la cantidad de calor y el tiempo de transferencia, en la universidad se cuentan con algunos intercambiadores de calor (de doble tubo y serpentín) sin embargo no se cuenta con un intercambiador que hace presencia en cualquier libro de transferencia de calor, estamos hablando del intercambiador de calor de tubos y coraza (Shell & tube) ya que es muy usado en las refinerías y plantas químicas en general debido a que proporciona flujos de calor elevados en relación con su peso y volumen, es relativamente fácil de construir en una gran variedad de tamaños, es bastante fácil de limpiar y reparar, versátil, y sobre todo puede ser diseñado para cumplir prácticamente con cualquier aplicación. Es por ello que se ha propuesto el diseño y construcción de un prototipo de intercambiador de calor de tubos y coraza utilizando materiales que se tenga en él entorno.

OBJETIVOS

OBJETIVO GENERAL

El presente trabajo tiene como objetivo el diseño y construcción de un prototipo de un intercambiador de calor de tubos y coraza para poder verificar (realizar prácticas de laboratorio) las ecuaciones que comúnmente se muestran en los libros de transferencia de calor.

OBJETIVO ESPECIFICOS

- Selección de los materiales a utilizar.
- Aplicación de los parámetros de diseño de los intercambiadores de calor de tubos y coraza.
- Análisis del prototipo del intercambiador de calor de tubos y coraza con las especificaciones de su construcción.
- Montaje del equipo para pruebas.

CAPITULO 1.- CARACTERISTICAS DEL ÁREA EN LA QUE PARTICIPO

1.1.- DESCRIPCIÓN DEL INSTITUTO

El Instituto Tecnológico de Tuxtla Gutiérrez (ITTG), es una universidad de índole pública, fundada el 22 de octubre de 1972, se encuentra en el país de México más precisamente en la capital chiapaneca. La institución está afiliada a la Asociación Nacional de Universidades e Instituciones de Educación Superior (ANUIES) así como su pertenencia al sistema Nacional de Institutos Tecnológicos de México.

Figura 1.1. – Foto del Instituto Tecnológico de Tuxtla Gutiérrez.



Fuente: Google site, Tec de Tuxtla Gutiérrez, 2015.

Para poder encontrar la escuela Carretera Panamericana se presenta el siguiente domicilio: Km 29020, Carretera. Panamericana 1080, Boulevares, Tuxtla Gutiérrez, Chis.

Figura 1.2. - Localización de la institución.



Fuentes: Google Maps 2018

En la década de los setenta se incorpora el estado de Chiapas al movimiento educativo nacional, por intervención del gobierno del estado de Chiapas , por ese entonces a cargo del Dr. Manuel Velasco Suárez.

El día 23 de agosto 1971 el gobernador colocó la primera piedra de lo que posteriormente sería el instituto tecnológico de Tuxtla Gutiérrez.

Figura 1.3. - Laboratorio de ingeniería química.



Fuente: Esta investigación, 2018.

El día 22 de octubre de 1972, con una infraestructura de 2 edificios con 8 aulas, 2 laboratorios y un edificio para talleres abre sus puertas el Instituto Tecnológico de Tuxtla Gutiérrez con las carreras de Técnico en Máquinas de Combustión Interna, Electricidad, Laboratorista Químico y Máquinas y Herramientas.

1.2.- MISIÓN

La misión del Instituto Tecnológico de Tuxtla Gutiérrez es formar de manera integral profesionales de excelencia en el campo de la ciencia y la tecnología con actitud emprendedora, respeto al medio ambiente y apego a los valores éticos.

1.3.- VISIÓN

Ser una Institución de excelencia en la educación superior tecnológica del sureste, comprometida con el desarrollo socioeconómico sustentable de la región.

1.3.- ACTUALIDAD

Hoy en día la institución está liderada por el M.E.H José Méndez Navarro, se encuentra entre una de las dos máximas casas de estudios del estado de Chiapas a pesar de haber sufrido daños en su infraestructura a causa del terremoto del 7 de septiembre de 2017.

CAPITULO 2.- EQUIPOS DE TRANSFERENCIA DE CALOR

2.1.- INTERCAMBIADOR DE CALOR

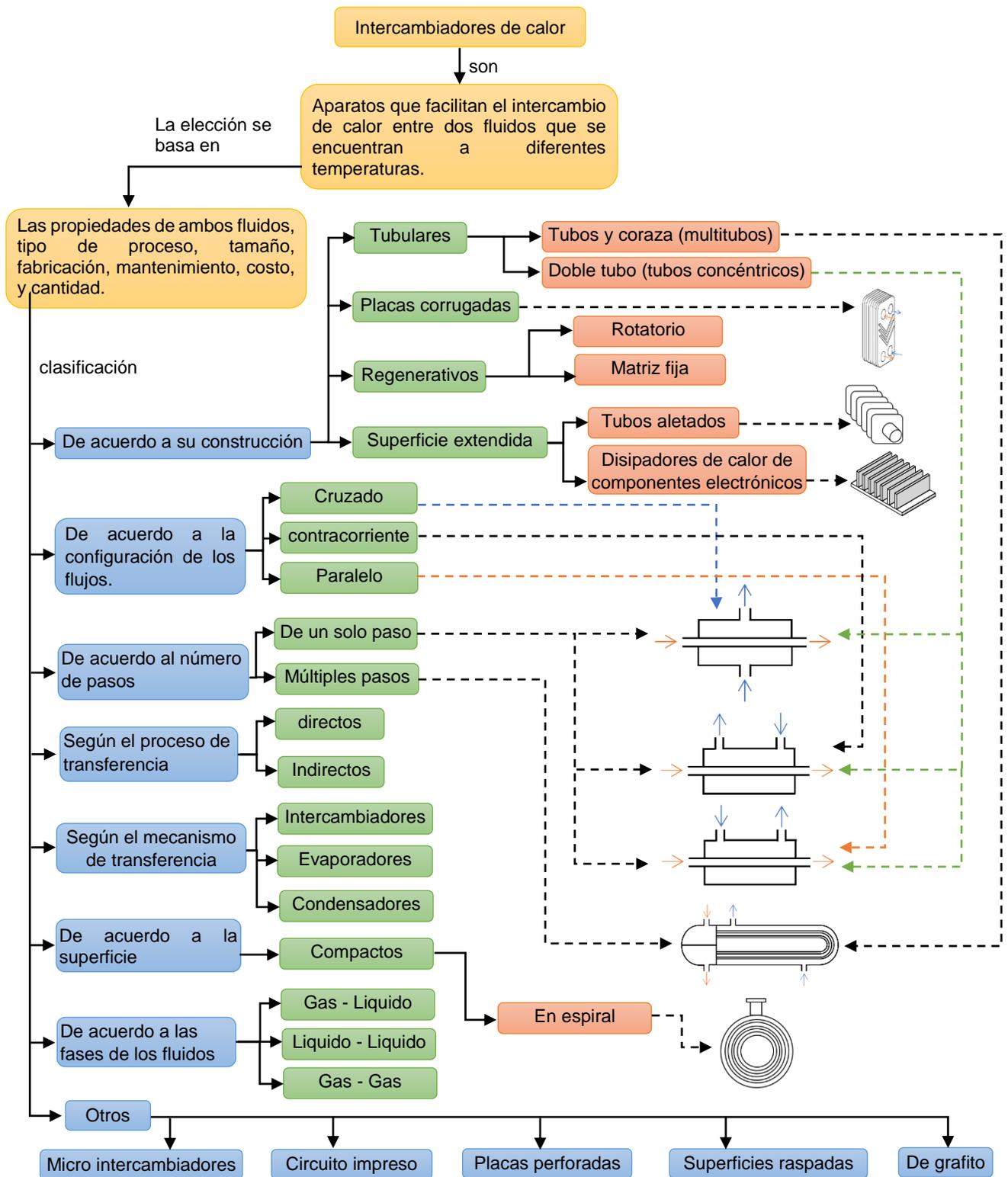
“Un intercambiador de calor es un dispositivo de transferencia de calor que se utiliza para transferir energía térmica entre dos o más fluidos disponibles a diferentes temperaturas¹”. En la mayoría de los intercambiadores de calor, los fluidos están separados por una superficie de transferencia de calor, e idealmente no se mezclan. Los intercambiadores de calor se utilizan en el proceso, energía, petróleo, transporte, aire acondicionado, refrigeración, criogenia, recuperación de calor, combustibles alternativos y otras industrias. Algunos ejemplos comunes de intercambiadores de calor que conocemos en el día a día son los radiadores de automóviles, condensadores, evaporadores, precalentadores de aire y enfriadores de aceite. Los intercambiadores de calor se pueden clasificar de muchas maneras diferentes.

“Un intercambiador de calor consta de elementos de intercambio de calor, como un núcleo o matriz que contiene la superficie de transferencia de calor, y elementos de distribución de fluido, como cabeceras o tanques, boquillas o tuberías de entrada y salida, etc. Generalmente, no hay piezas móviles en el calor. intercambiador, sin embargo, hay excepciones, como un regenerador rotativo en el que la matriz se acciona para girar a cierta velocidad de diseño y un intercambiador de calor de superficie rascada en el que un elemento rotativo con cuchillas raspadoras gira continuamente dentro del tubo de transferencia de calor²”. La superficie de transferencia de calor está en contacto directo con fluidos a través de los cuales el calor se transfiere por conducción. La porción de la superficie que separa los fluidos se conoce como la superficie de contacto principal o directa. Para aumentar el área de transferencia de calor, las superficies secundarias conocidas como aletas se pueden unir a la superficie primaria.

¹Jacobo Cabanzón.L, Diseño y calculo de un intercambiador de calor, 2018. P. 2.

²Kuppan Thulukkanam, Heat exchanger design handbook, second edition: CRC Press, 2013.P. 2.

Figura 2.1. - Mapa conceptual, clasificación de los intercambiadores de calor



Fuente: Esta investigación, elaboración propia 2018.

2.1.1- CLASIFICACIÓN DE LOS INTERCAMBIADORES DE CALOR

Las diferentes aplicaciones de la transferencia de calor hacen que se requieran distintos equipos para dichas aplicaciones. En general, los intercambiadores de calor industriales se han clasificado de acuerdo con, la construcción, los procesos de transferencia, los grados de compacidad de la superficie, las disposiciones de flujo, números de paso, fase de los fluidos del proceso, y mecanismos de transferencia de calor.

2.2.- INTERCAMBIADORES DE CALOR DE TUBOS Y CORAZA

En las industrias de procesos tal como una planta de energía, planta de fertilizantes, refinerías, plantas petroquímicas, unidades de procesamiento de gas, industrias farmacéuticas, etcétera, los intercambiadores de calor de tubos y coraza se utilizan en grandes cantidades, mucho más que cualquier otro tipo de intercambiador. Más del 90% de los intercambiadores de calor utilizados en la industria son del tipo de tubos y coraza.

Este tipo de intercambiador de calor contiene un gran número de tubos empacados en un casco con sus ejes paralelos al de éste. “La transferencia de calor tiene lugar a medida que uno de los fluidos se mueve por dentro de los tubos, por lo cual el otro se mueve por fuera de estos, pasando por el casco. Por lo general se emplean desviadores en el casco, lo cual fuerza al fluido a moverse en dirección transversal a dicho casco con el fin de mejorar la transferencia de calor, y también para mantener un espacio uniforme entre los tubos³”. El calor se transfiere del fluido caliente al frío a través de la pared que los separa. “Están diseñados para la transferencia de calor entre dos fluidos dentro del dispositivo, por lo que normalmente la coraza externa está bien aislada para evitar cualquier pérdida de calor hacia el medio circundante⁴”.

³Cengel, Yunus. A. Termodinámica, cuarta edición, México D.F: McGraw Hill P. 670.

⁴Cengel, Yunus. A. Termodinámica, cuarta edición, México D.F: McGraw Hill, P. 244.

Figura 2.2. - Intercambiador de calor de tubos y coraza.



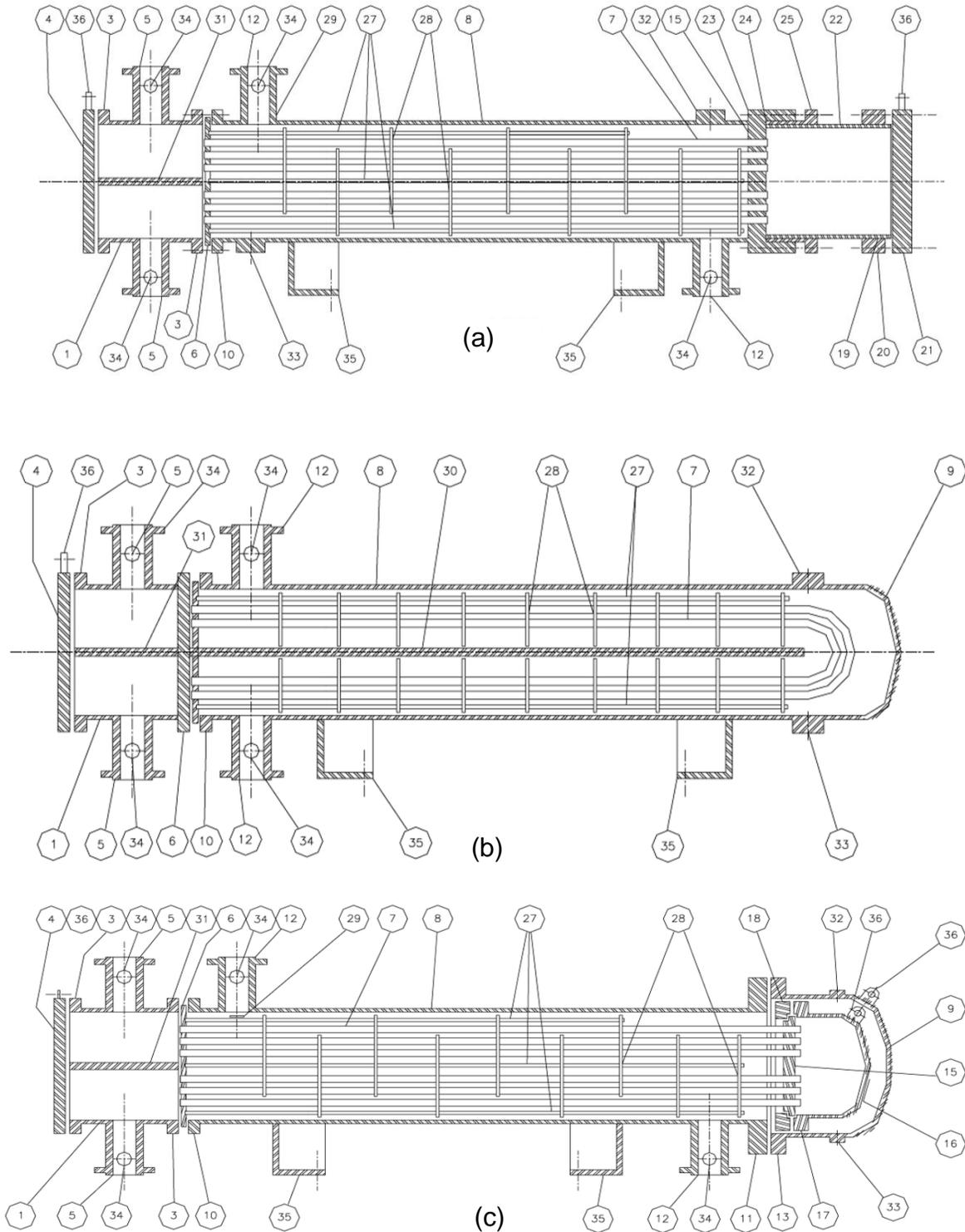
Fuente: induradia.com, intercambiadores de calor de tubos y coraza.

Estos tipos de intercambiadores de calor son los "caballos de batalla" de la transferencia de calor de procesos industriales. Son la primera opción debido a los procedimientos bien establecidos para el diseño y fabricación de una amplia variedad de materiales, muchos años de servicio satisfactorio y disponibilidad de códigos y estándares para el diseño y la fabricación. Se producen en la más amplia variedad de tamaños y estilos. Prácticamente no hay límite en la temperatura y presión de funcionamiento.

2.2.1.- PARTES

Los intercambiadores de calor de tubos y coraza tienen un sistema de tuberías en el interior de una coraza, el líquido que recorre entre los tubos se refiere como flujo lateral del tubo, mientras que el flujo lateral de coraza hace mención al flujo que viaja en el espacio que hay entre el mazo de tubos y la coraza.

Figura 2.3.- Esquema de diferentes intercambiadores de calor de tubos y coraza
 (a) tubos fijos, (b) tubos en U, (c) cabezal flotante.



Fuente: Standards Of Tubular Exchanger Manufacturers Association (TEMA) 9th edition, 2009.

Tabla 2.1. - Partes típicas de un intercambiador de calor de tubos y coraza.

1.- Cabezal de distribución o estacionario	20.- Brida deslizable de apoyo
2.- Cabezal de distribución o Bonete	21.- Tapa del cabezal flotante
3.- Brida del cabezal estacionario	22.- Faldón del cabezal flotante
4.- Tapa del cabezal de distribución	23.- Caja de empaquetadura
5.- Conexión entrada cabezal	24.- Empaquetadura
6.- Placa tubular fija o estacionaria	25.- Contra brida de la caja
7.- Tubos de transferencia	26.- Anillo opresor
8.- Carcaza o Envoltente	27.- Varillas tensoras y espaciadoras
9.- Cabezal de la carcaza	28.- Baffles transversales
10.- Brida de la carcaza a la placa tubular	29.- Placa de choque
11.- Brida de la carcaza al cabezal	30.- Baffle longitudinal
12.- Conexión entrada carcaza	31.- Placa de partición de pasos
13.- Brida del cabezal de la carcaza	32.- Brida de cuerpo carcaza
14.- Junta de expansión	33.- Brida de cuerpo cabezal
15.- Placa tubular flotante	34.- Conexión de instrumentos
16.- Cabezal de la placa tubular flotante	35.- Silletas o cunas de soporte
17.- Brida del cabezal flotante	36.- Orejeta de izado
18.- Contrabrida cabezal flotante	37.- Ménsula de soporte
19.- Anillo Dividido	

Fuente: *Standards Of Tubular Exchanger Manufacturers Association (TEMA) 9th edition, 2009.*

2.2.1.1.- CARCASA O ENVOLVENTE

Es el cuerpo cilíndrico construido de una o más piezas que puede ser un tubo sin costura o una chapa conformada que contendrá en su interior el haz tubular; a su vez, en su interior circula el fluido que baña el exterior de los tubos de dicho haz. Es

uno de los elementos más importantes de un intercambiador de calor de carcasa y tubos, especialmente desde el punto de vista estructural

Figura 2.4.- Carcaza de intercambiadores de calor de tubos y coraza.



Fuente: Sovonex.com, Intercambiadores de calor de carcasa y tubo ASME.

“Cuanto más largo es un intercambiador, menos tubos contiene, menor es el diámetro de la carcasa, su diseño es más simple y menor es su costo⁵”. El criterio general es de acuerdo a la siguiente restricción.

$$\frac{1}{15} < \frac{D_s}{L} < \frac{1}{5} \quad (2.1)$$

donde

D_s = Diámetro interno de la carcasa

L = Longitud de la carcasa o envolvente

La selección preliminar del diámetro de la carcasa se puede hacer a partir de la Tabla 5, conocido el número de tubos y la configuración de flujo.

Otra forma consiste en hacer un primer estimado a partir de la siguiente correlación empírica:

⁵María Isabel Briceño. Dimensionamiento de intercambiadores de calor tubulares, Monografias.com 2010.

$$D_s = 0.637 * \left(\sqrt{\frac{CL}{CTP}} \right) * \left(\sqrt{\frac{A_0 * d_o * \left(\frac{PT}{d_o}\right)^2}{L}} \right)$$

donde;

D_s = Diámetro interno de la carcasa

PT = pitch o distancia entre los centros de los tubos

L = Longitud de la carcasa

A_0 = Área requerida (área total de la superficie interna de los tubos)

d_o = diámetro externo de los tubos

CL = constante de configuración de tubo

CTP = constante de conteo de tubos

Tabla 2.2. - Constante de conteo de pasos por los tubos.

NÚMERO DE PASOS POR LOS TUBOS	CTP
1	1
2	0.9
4	0.85

Dimensionamiento de intercambiadores de calor tubulares, Monografias.com 2010

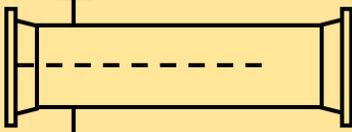
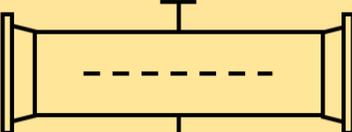
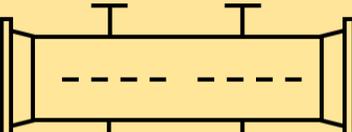
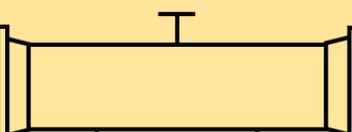
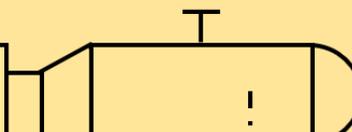
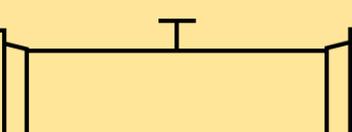
Tabla 2.3.- Constante de configuración de los tubos.

CONFIGURACIÓN	CL
Triangular	0.87
Cuadrado	1

Dimensionamiento de intercambiadores de calor tubulares, Monografias.com 2010

Entre los tipos más comunes de carcasas se encuentran 6 arreglos estandarizados de carcasas en las normas TEMA (Tubular Exchanger Manufacturers Association), los que son aplicables a cualquier tipo de intercambiador.

Tabla 2.4. - Tipos de carcasa según la norma TEMA.

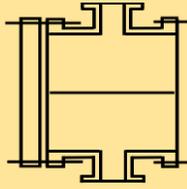
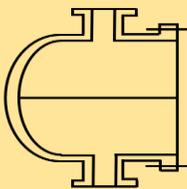
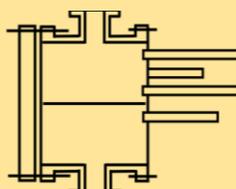
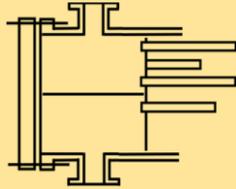
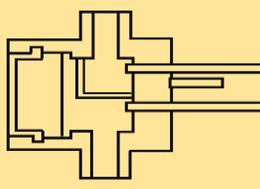
TIPO	APLICACIÓN	ESQUEMA
E	Un solo paso: Es el arreglo más común por ser el más económico y térmicamente el más eficiente. Las boquillas de entrada y salida están ubicadas en extremos opuestos o adyacentes de la carcasa.	
F	Dos pasos con deflector longitudinal: Se emplea cuando por razones térmicas, es necesario usar dos carcasas tipo E en serie; pero su diseño debe ser muy cuidadoso para prevenir las filtraciones del fluido entre el primero y el segundo paso	
G	Flujo distribuido: Esta carcasa es usada cuando se requiere de dos pasos y la caída de presión es un factor limitante.	
H	Doble flujo distribuido: La carcasa H es equivalente a dos tipos G en paralelo, pero unidas por los extremos.	
J	Flujo dividido: Emplear una carcasa de flujo dividido en la que la caída de presión se reduce en forma considerable al compararla con un tipo E del mismo diámetro; ya que la mitad del fluido del lado carcasa atraviesa la misma área transversal y sólo la mitad de la longitud del intercambiador	
K	Rehervidor tipo kettle: Se emplea, por lo general, cuando el fluido sufre un cambio de fase. Los tubos sólo ocupan la sección de coraza de menor diámetro, de manera que queda un espacio (especie de barriga) para la fase de vapor.	
X	Flujo cruzado: No tiene deflectores segmentados, por lo que el fluido atraviesa una vez al haz de tubos y la caída de presión es aún menor que en el tipo J. Esta carcasa posee soportes circulares que eliminan las vibraciones inducidas por el fluido en los tubos.	

Fuente: Standards Of Tubular Exchanger Manufacturers Association (TEMA) 9th edition, 2009.

2.2.1.2.- CABEZAL DE DISTRIBUCIÓN

Elemento similar a la carcasa, cuya función es recibir el fluido que ha de circular por el interior de los tubos, distribuirlo y recolectarlo para enviarlo fuera de él.

Tabla 2.5. - Tipos de cabezales de distribución.

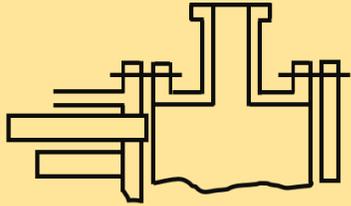
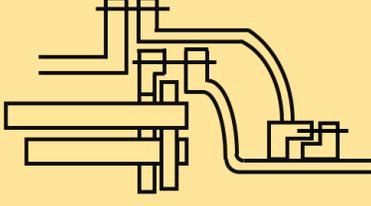
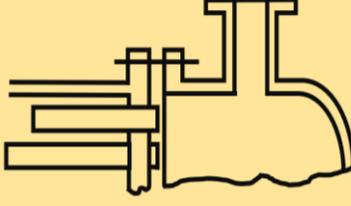
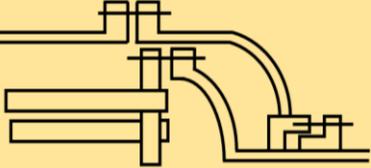
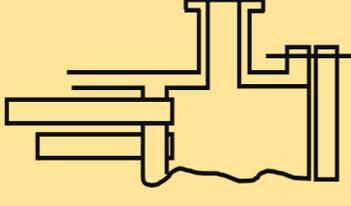
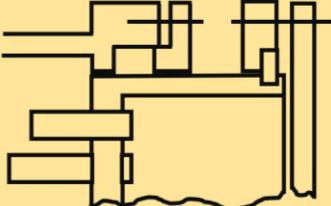
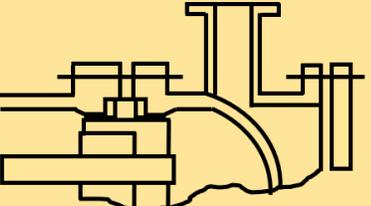
TIPO	APLICACIÓN	ESQUEMA
A	Canal y cubierta desmontable: Es un barril cilíndrico o canal con bridas en ambos extremos, uno de los cuáles permite el acceso al canal y el otro se sujeta con pernos a la hoja de tubos fija.	
B	Casquete (cubierta integrada): Consiste en un barril cilíndrico con un bonete soldado en un extremo y una brida en otro, sujeta con pernos a al espejo de tubos.	
C	Canal integrado con espejo y cubierta desmontable: Una brida se sujeta con pernos y permite el acceso al canal y el otro extremo esta soldado a la hoja de tubos. Presenta problemas de mantenimiento.	
N	Canal integrado con espejo y cubierta desmontable: Al igual que el tipo C la cubierta puede ser desmontada pero no el cabezal ya que forma parte de la carcasa.	
D	Cierre a especial para altas presiones: Es utilizado especialmente para altas presiones. El canal y la placa de tubo tienen construcción forjada integral	

Fuente: Standards Of Tubular Exchanger Manufacturers Association (TEMA) 9th edition, 2009.

2.2.1.3.- CABEZAL FLOTANTE

Está constituido por un cabezal que se fija a la placa tubular flotante por medio de pernos y un anillo dividido, teniendo como función retornar el fluido que circula por el interior de los tubos hacia el cabezal de distribución. Su construcción es compleja, demanda muchas horas de mecanizado y controles de calidad estrictos. No obstante, lo anterior, debido al gran número de juntas en este tipo de elemento suelen producirse fugas.

Tabla 2.6. – Diferentes tipos de cabezales flotantes según la norma TEMA.

TIPO	ESQUEMA	TIPO	ESQUEMA
L		S	
M		T	
N		U	
P		W	

2.2.1.4.- HAZ DE TUBOS

Es el elemento conformado por los tubos de transferencia, situado en el interior de la carcasa y orientado paralelamente a ella.

“Los tubos se encuentran disponibles en varios metales, los que incluyen acero, cobre, 70-30 cobre níquel, aluminio-bronce etc. Se pueden obtener en diferentes groesos de pared, definidos por el calibrador Birmingham para alambre, que en la práctica se denomina BGW del tubo. Los tubos $\frac{3}{4}$ y 1 plg son los más comunes en el diseño de intercambiadores de calor⁶”.

Para calcular el número de tubos, si se conoce el área requerida, puede utilizarse la siguiente formula:

$$N_t = \frac{A_0}{\pi * d_i * L} \quad (2.3)$$

donde;

Nt = Número de tubos

A0 = Área requerida

di = Diámetro interno de los tubos

L = Longitud de los tubos o de la carcasa

De igual forma con el diámetro interno de la coraza se puede determinar la cantidad de tubos dentro de esta, para ello se usa la siguiente expresión

$$N_t = 0.875 * \left[\frac{CTP}{CL} \right] * \left[\frac{D_s^2}{\left(\frac{P_t}{d_o} \right)^2 * d_o^2} \right] \quad (2.4)$$

⁶José Fernando. S. V, Diseño de equipos de transferencia de calor, San Nicolás de los garza Nuevo León, 2001, P.81.

donde;

N_t = Número de tubos

CTP = Constante de conteo de tubos

CL = Constante de configuración de los tubos

PT = Distancia de los centros de los tubos

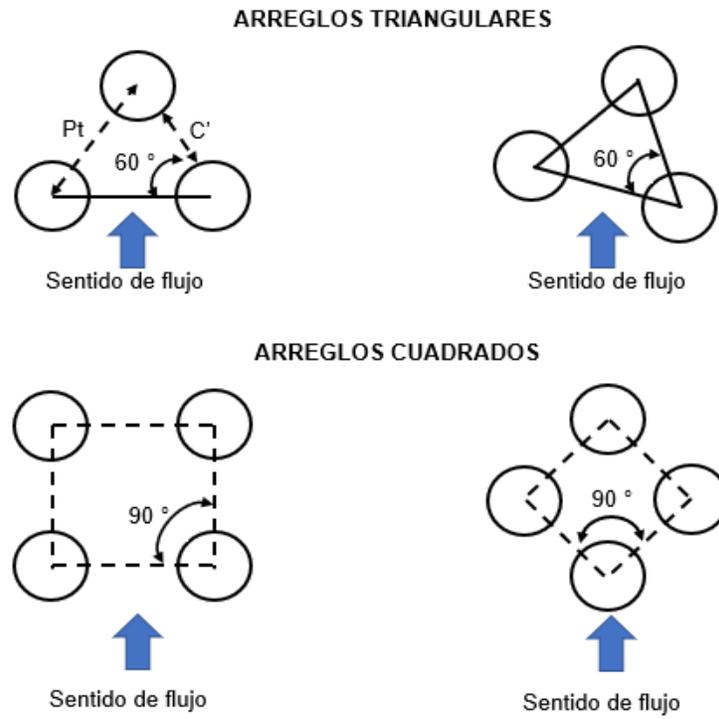
d_o = Diámetro externo de los tubos

La disposición en la placa y en el mazo involucra la ubicación de los mismos siguiendo características de regularidad geométrica donde la combinación entre las dimensiones del tubo, paso (distancia entre centros) y arreglos seleccionados. “La relación PT/d_o (distancia de los centros de los tubos / diámetro externo de los tubos) recomendable para el arreglo de tubos es de 1.25 a 2”.

Tabla 2.7. -Arreglos de tubos más utilizados en los intercambiadores de calor de tubos y coraza.

TIPO DE ARREGLO	APLICACIONES
Triangular 60°	Es poco usado en la mayoría de los procesos, ya que causa caídas de presión muy alta
Triangular 30°	Este arreglo es preferido para factores de ensuciamiento menores de 0.002 $\text{pie}^2\text{F}/\text{BTU}$, cabe destacar que son más económicos que los arreglos cuadrados.
Cuadrado 90°	Muy usado para un factor de ensuciamiento en la carcasa mayor a 0.002 $\text{pie}^2\text{F}/\text{BTU}$, cuando la limpieza mecánica es crítica, y cuando se requieren flujos turbulentos.
Cuadrado 45°	Se utiliza cuando el flujo laminar con un Reynolds (Re) < 2000

Figura 2.5. - Arreglos de tubos típicos en los intercambiadores de calor de tubos y coraza.



Fuente: Donald Kern, Procesos de transferencia de calor.

2.2.1.5.- DEFLECTORES

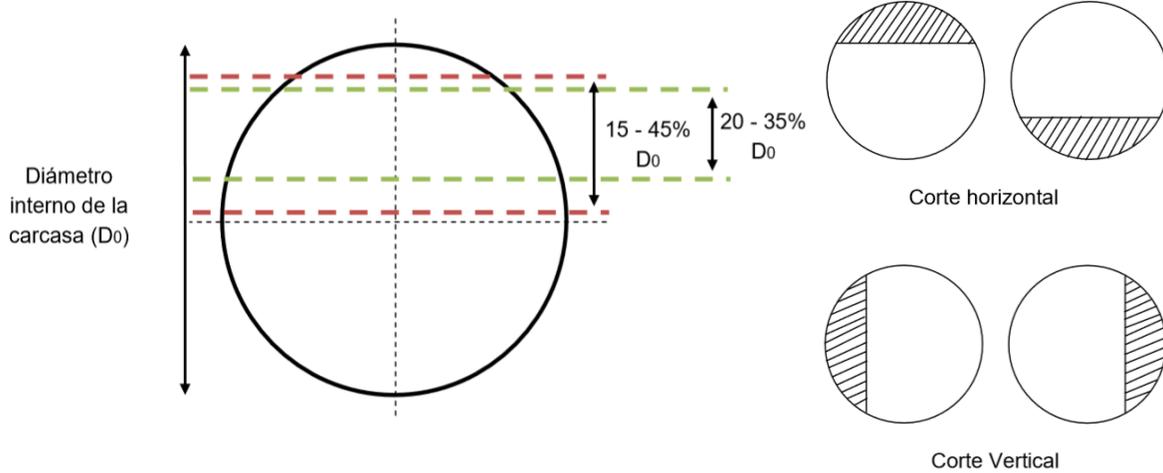
Son placas perforadas que soportan los tubos a lo largo de la carcasa para evitar las vibraciones, mantener el flujo turbulento el cual su propósito es mantener la temperatura del fluido homogénea, también tiene el propósito de aumentar el área contacto, en consecuencia, una mayor eficiencia en el intercambio térmico.

“Tienen la característica de ser segmentadas para permitir el flujo, por lo general la parte segmentada es del 25% del diámetro interno de la carcasa, no obstante, no es la excepción los valores de la parte segmentada puede ir del 15% – 45 % del diámetro interno de la carcasa, lo más recomendado es del 20% – 35 %⁸”.

⁸Alejandro A. Andrés, Diseño bajo la norma tema de intercambiadores tubo-carcasa, Universidad de Madrid, 2014, P. 51.

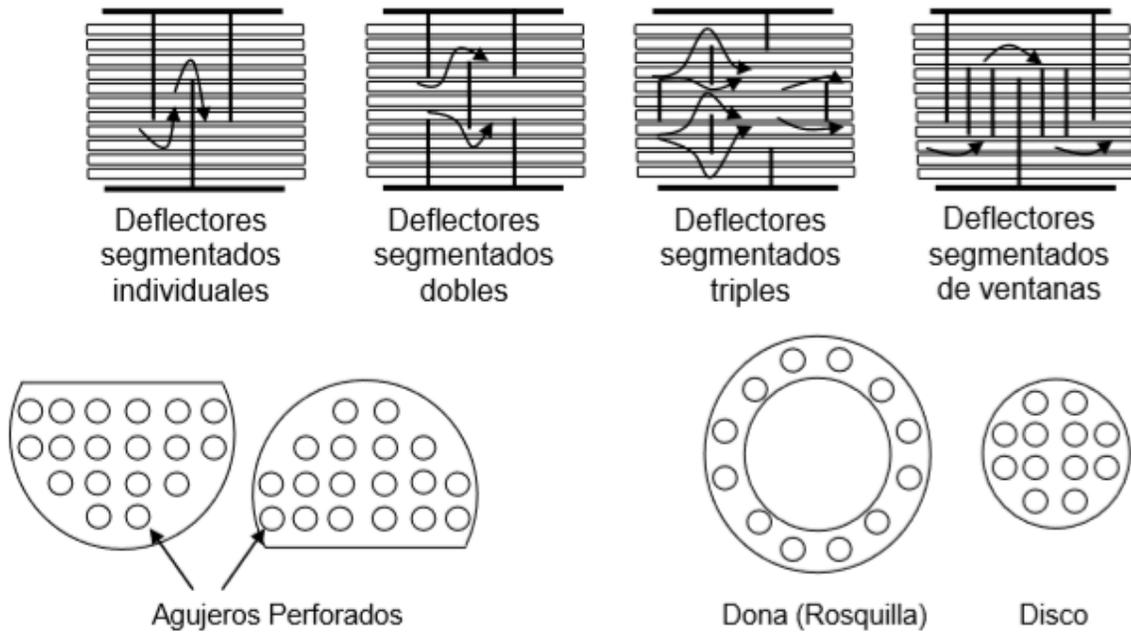
El corte del deflector puede ser horizontal o verticales, existen otros muchos tipos de cortes, no muy usuales como lo son los cortes tipo anillo (dona) o disco.

Figura 2.6. – Corte y sentido de los deflectores.



Fuente: José Fernando, *Diseño de equipos de transferencia de calor*.

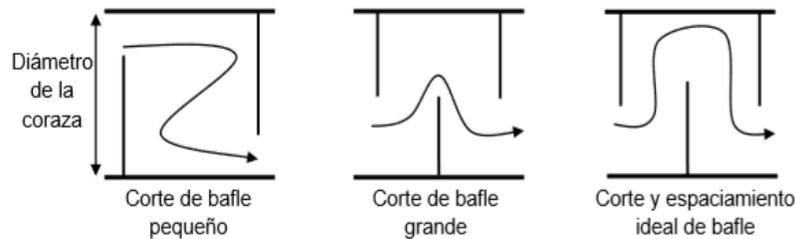
Figura 2.7. – Diferentes configuraciones y diseños de los deflectores.



Fuente: Donald Q. Kern, *Procesos de transferencia de calor*.

“El espaciado de los deflectores se encuentra entre el 1/5 del diámetro interno de la carcasa y el valor máximo no debe exceder el diámetro interno de la carcasa, mientras que el espaciado optimo está entre 30% -60% del diámetro interno de la carcasa⁹”.

Figura 2.8. - Espaciamiento de los deflectores.



Fuente: Alejandro A. Andrés, *Diseño bajo la norma tema de intercambiadores tubo-carcasa*.

2.2.1.6.- PLACA TUBULAR

El haz tubular remata sus extremos en chapas perforadas llamadas placas tubulares, que “sirven por una parte como elementos divisores entre el flujo del lado carcasa y el flujo del lado tubos y por otra parte como elementos de sujeción de los tubos¹⁰”. Los tubos cruzan la placa tubular a través de sus perforaciones y sellan expansionados contra las placas tubulares o mediante una soldadura perimetral en los extremos de los tubos, para unirlos a las placas tubulares permanentemente.

2.2.2.- CLASIFICACIÓN

2.2.2.1.- DE ACUERDO A LOS ESTANDARES GENERALES DE DISEÑO,

➤ CLASE R

Las normas mecánicas TEMA para intercambiadores de calor clase R, especifican el diseño, fabricación y materiales de intercambiadores de calor no sometido a llama, para requerimiento generalmente riguroso en la industria del petróleo y procesos relacionados.

⁹Stanley M. Walas, *Chemical process equipment*, Butterworth-Heinemann, 1990, P. 222.

¹⁰José Fernando S. Valdez, *Diseño de equipos de transferencia de calor*, 2001 P. 74.

➤ **CLASE C**

Las normas mecánicas TEMA para intercambiadores de calor clase C, especifican el diseño, fabricación y materiales de intercambiadores de calor no sometido a llama, para los requerimientos normalmente moderados de procesos comerciales y aplicaciones generales, buscando obtener el máximo de economía.

➤ **CLASE B**

Las normas mecánicas TEMA para intercambiadores de calor clase B, especifican el diseño, fabricación y materiales de intercambiadores de calor no sometido a llama, para el servicio de los procesos de la industria química.

2.2.2.2.- DE ACUERDO A SU CONSTRUCCIÓN MECÁNICA

➤ **DE CABEZAL FIJO**

En este tipo de diseño (ver Figura 2.3 (a)) el paquete de tubos está anclado entre dos hojas si se produce una fuga el líquido fluye hacia el espacio entre el tubo y se puede drenar fácilmente, este tipo de diseño puede disminuir el efecto de una fuga, pero no puede disminuir el estrés que pone la expansión térmica en los tubos, un intercambiador de tubos fijos solo se puede utilizar cuando la diferencia de temperatura entre los dos fluidos es pequeña.

➤ **TUBOS EN FORMA DE U**

Los intercambiadores en forma de U los tubos son libres de expandirse, porque solo están unidos en un extremo de la lámina de la lámina de tubo, por lo que este intercambiador puede manejar fluidos que varían grandemente en temperatura, aunque el haz de tubos puede ser removido de la coraza, las curvas en los tubos impiden la inspección interna y limpieza (ver Figura 2.3 (b)).

➤ **DE CABEZAL FLOTANTE**

Un tercer tipo de intercambiador está diseñado para permitir tanto la expansión térmica como el fácil mantenimiento, porque solo una lámina de tubo se fija mientras que el otro extremo flota horizontalmente, a este tipo de intercambiador se llama intercambiador de calor de cabezal flotante (ver Figura 2.3 (c)), los tubos son libres de expandirse y contraerse en respuesta a los cambios de temperatura sin estresar el haz de tubos, el cabezal flotante se puede quitar para limpiar e inspeccionar cuando sea necesario. Hay una desventaja en su diseño, es un espacio libre entre la coraza y los tubos, se necesita para que el paquete se pueda quitar por mantenimiento, el líquido lateral en la coraza tendera a fluir a través del espacio, una zona que ofrece poca resistencia, cuando esto sucede la eficiencia disminuye porque el fluido lateral de la coraza no entra en contacto con suficiente superficie del tubo.

2.2.3.- OTROS USOS

2.2.3.1.- CONDENSADORES

Los condensadores pueden enfriarse con líquido (agua) o gas (aire). El calor de las corrientes de condensación se puede usar para calentar el fluido. “Normalmente, el fluido de condensación se dirige fuera de los tubos con un condensador de vapor enfriado por agua o dentro de los tubos con enfriamiento por gas, es decir, condensadores enfriados por aire de refrigeradores y acondicionadores de aire¹¹”. Normalmente se proporcionan aletas para mejorar la transferencia de calor en el lado del gas.

2.2.3.2.- EVAPORADORES

Este importante grupo de intercambiadores de calor tubulares se puede subdividir en dos clases: sistemas de encendido y sistemas sin quemar. Sistemas de combustión: implican los productos de combustión de combustibles fósiles a

¹¹Alan S. Foust, Principios de operaciones unitarias, CECSA, Decima impresión, México, 2006, P. 336.

temperaturas muy altas, pero a presión ambiente (y por lo tanto de baja densidad) y generan vapor a presión. Los sistemas de cocción se llaman calderas. Un sistema puede ser una caldera de tubo de incendio (para aplicaciones pequeñas de baja presión) o una caldera de tubo de agua.

2.2.4.- ARREGLO DE LOS FLUJOS

Las disposiciones básicas de flujo de los fluidos en un intercambiador de calor son las siguientes:

- Flujo paralelo
- Flujo a contracorriente
- Flujo cruzado

La elección de una disposición de flujo particular depende de la efectividad requerida del intercambiador, las rutas de flujo del fluido, la envoltura del empaque, los esfuerzos térmicos permisibles, los niveles de temperatura y otros criterios de diseño. Estos arreglos básicos de flujo se discuten a continuación.

2.2.4.1.- INTERCAMBIADORES DE FLUJO PARALELO

En este tipo, ambas corrientes de fluido entran por el mismo extremo, fluyen paralelas entre sí en la misma dirección y salen por el otro extremo. “Esta disposición tiene la efectividad más baja del intercambiador entre los intercambiadores de un solo paso para los mismos caudales, relación de tasa de capacidad (masa x calor específico), y área de superficie¹²”. Además, la existencia de grandes diferencias de temperatura en el extremo de entrada puede inducir altas tensiones térmicas en la pared del intercambiador en la entrada.

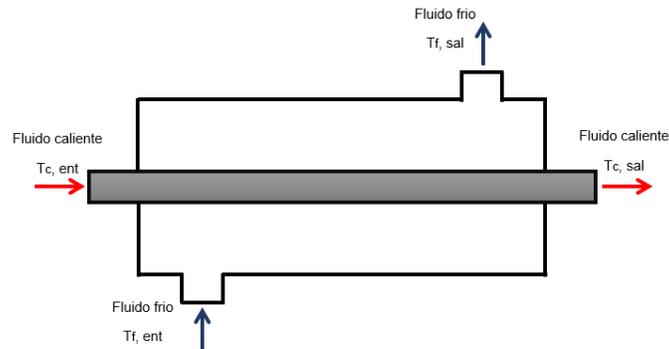
Esta configuración tiene la ventaja en las siguientes situaciones:

- Al calentar fluidos muy viscosos, el flujo paralelo proporciona un calentamiento rápido. El rápido cambio en la viscosidad resulta en una reducción de los requisitos de potencia de bombeo a través del intercambiador de calor.

¹²Kuppan Thulukkanam. Heat exchanger design handbook, Second edition, CRC Press, 2013, P.18.

- Donde se requieren las temperaturas medias metálicas más moderadas de las paredes del tubo.
- Donde las mejoras en las tasas de transferencia de calor compensan el menor LMTD.

Figura 2.9. - Esquema de un intercambiador de doble tubo de flujo paralelo.



Fuente: *Heat transfer handbook. John Wiley and sons.*

Aunque esta disposición de flujo no se usa ampliamente, se prefiere por las siguientes razones:

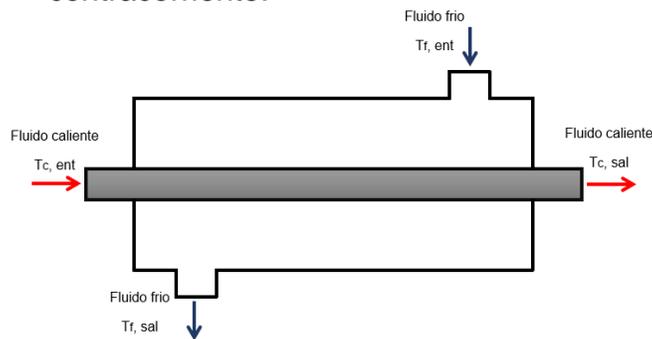
1. Cuando existe la posibilidad de que la temperatura del fluido más caliente pueda alcanzar su punto de congelación.
2. Proporciona el inicio temprano de la ebullición nucleada para aplicaciones de ebullición.
3. Para un intercambiador balanceado (es decir, relación de tasa de capacidad de calor $C = 1$), la efectividad deseada del intercambiador es baja y debe mantenerse aproximadamente constante en un rango de valores de NTU (Número de unidades de transferencia).
4. La aplicación permite tuberías solo adecuadas para flujo paralelo.
5. Es menos probable que los fluidos sensibles a la temperatura, como los productos alimenticios, los productos farmacéuticos y los productos biológicos, se "dañen térmicamente" en un intercambiador de calor de flujo paralelo.
6. Ciertos tipos de ensuciamiento, como el ensuciamiento por reacción química, la

incrustación, el ensuciamiento por corrosión y el ensuciamiento por congelación son sensibles a la temperatura. Cuando el control de las incrustaciones sensibles a la temperatura es una preocupación importante, es ventajoso utilizar el flujo en paralelo.

2.2.4.2.- INTERCAMBIADORES DE FLUJO A CONTRACORRIENTE

En este tipo de arreglo, los dos fluidos fluyen paralelos entre sí, Idealmente, este es el más eficiente de todos los arreglos de flujo para arreglos de un solo paso bajo los mismos parámetros. “Dado que la diferencia de temperatura a través de la pared del intercambiador en una sección transversal dada es la más baja, produce esfuerzos térmicos mínimos en la pared para un rendimiento equivalente en comparación con otras disposiciones de flujo. En ciertos tipos de intercambiadores de calor, la disposición de contraflujo no se puede lograr fácilmente, debido a las dificultades de fabricación asociadas con la separación de los fluidos en cada extremo, y el diseño del diseño del cabezal de entrada y salida es complejo y difícil¹³”.

Figura 2.10. - Esquema de un intercambiador de doble tubo de flujo a contracorriente.



Fuente: Fuente: Heat transfer handbook. John Wiley and sons.

2.2.4.3.- INTERCAMBIADORES DE FLUJO CRUZADO

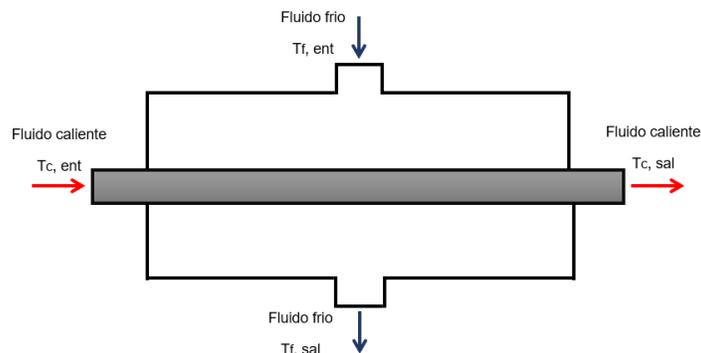
En este tipo, los dos fluidos fluyen normales entre sí. Los tipos importantes de combinaciones de disposición de flujo para un intercambiador de flujo cruzado de un solo paso incluyen los siguientes:

¹³Kuppan Thulukkanam. Heat exchanger desingn handbook, Second edition, CRC Press, 2013, P.19.

- Ambos fluidos sin mezclar
- Un fluido sin mezclar y el otro fluido mezclado
- Ambos fluidos mezclados

Una corriente de fluido se considera "sin mezclar" cuando pasa a través del paso de flujo individual sin que se mezcle fluido entre los pasajes de flujo adyacentes. La mezcla implica que se lleva a cabo un proceso de premedicación térmica en cada sección transversal a lo largo de todo el ancho del paso de flujo.

Figura 2.11. - Esquema de un intercambiador de doble tubo de flujo cruzado.



Fuente: Fuente: Heat transfer handbook. John Wiley and sons.

2.2.5.- ARREGLOS DE PASOS

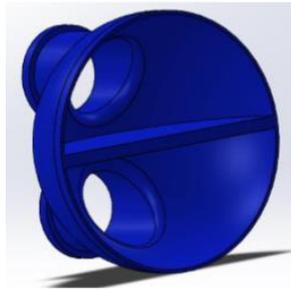
Estos pueden ser de una sola pasada o multipasos. Se considera que un fluido ha hecho una pasada si fluye a través de una sección del intercambiador de calor a través de su longitud completa una vez. En una disposición de múltiples etapas, un fluido se invierte y fluye a través de la longitud del flujo dos o más veces.

Cuando el diseño de un intercambiador de calor da como resultado una longitud extrema, velocidades significativamente bajas, o una baja efectividad, o debido a otros criterios de diseño, se emplea un intercambiador de calor de varios pasos o varios intercambiadores de un solo paso en serie o una combinación de ambos. Específicamente, se recurre a múltiples pasos para aumentar la efectividad térmica del intercambiador sobre la efectividad del pase individual. A medida que aumenta el número de pasadas, la dirección general de los dos fluidos se aproxima a la de

un intercambiador de contraflujo puro. Los arreglos de múltiples pasos son posibles con los intercambiadores compactos, de carcasa y tubos, y de placas.

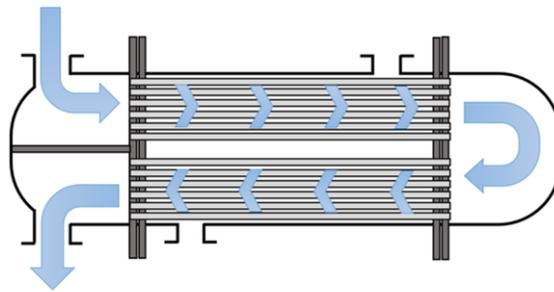
La disposición del intercambiador de calor de tubos y coraza es crítica para para aumentar la cantidad de transferencia de calor el fluido del lado del tubo se puede poner a través del intercambiador más de una vez, para hacer esto un deflector longitudinal está integrado en el cabezal del intercambiador este deflector o partición dirige el flujo a través de la mitad del mazo de tubos en una dirección y a través de la otra mitad en dirección opuesta. Cada vez que el flujo en tubos atraviesa la coraza abandona más calor, incrementado el número de pasadas laterales del tubo mejora la eficiencia de un intercambiador, también el flujo de la coraza se puede cambiar para producir una alta eficiencia colocando de igual manera deflectores longitudinales, estos deflectores obligan al fluido del lado de la coraza al fluir de un lado a otro sobre el haz de tubos, con cada pasada en el lado de la coraza absorbe el fluido más calor.

Figura 2.12. -Cabezal de distribución con deflector longitudinal.



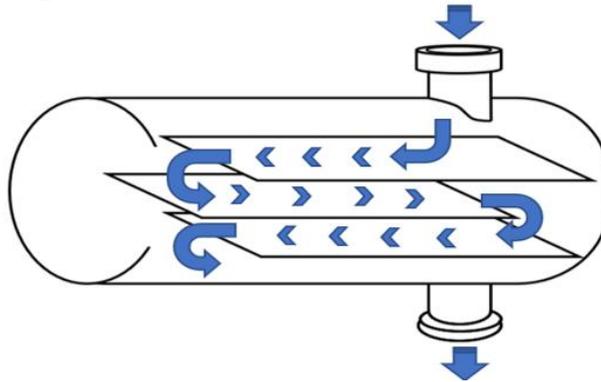
Fuente: Jacobo C. Labat, Diseño y cálculo de un intercambiador de calor.

Figura 2.13.- Esquema del flujo en un intercambiador de tubos y coraza con deflector longitudinal en el cabezal de distribución.



Fuente: Esta investigación, elaboración propia, Microsoft office Word 2016.

Figura 2.14. - Esquema de una carcasa segmentada con tres deflectores longitudinales, dando como resultado cuatro pasos.



Fuente: Esta investigación, elaboración propia, Microsoft office Word 2016.

2.2.6.- PROBLEMAS OPERATIVOS Y COMO MANEJARLOS

El ensuciamiento es una forma común y destructiva, enemiga del intercambiador de calor, una baja velocidad en el flujo puede iniciar la acumulación de depósitos en las superficies internas, estos depósitos tienen varias causas, las fuentes de los fluidos del proceso pueden contener sólidos, los sedimentos una vez que causan una restricción al flujo, se desarrolla y la restricción entonces causa más corrosión, la sedimentación es producido cuando el metal del intercambiador interactúa químicamente con el proceso, estos depósitos pueden liberarse eventualmente.

Los tubos en el intercambiador de calor proporcionan un ambiente confortable para el crecimiento de ciertos organismos, las superficies del tubo pueden contaminarse con algas.

Hay varias formas de controlar las incrustaciones en un intercambiador de calor, una manera es agregar dispersantes, estos evitan materiales insolubles, como formación de depósitos sólidos, otro método de control, es añadir inhibidores químicos que mantendrán reacciones químicas, de tener lugar, antiincrustantes pueden ser agregados al proceso, las corrientes de estos productos químicos previenen el crecimiento biológico, después de ocurrir la incrustación métodos de eliminación depende del tipo de severidad de los depósitos, los depósitos en el exterior de los tubos pueden a menudo ser eliminado por hydroblast o chorro de agua a alta presión que afloja y lava los depósitos. Cada vez que los

intercambiadores están bajo limpieza son casi siempre probados por fugas, pero antes de desmontar el intercambiador hay algunas pruebas preliminares, una forma sencilla de probar si hay fugas es tomar una muestra de la presión del fluido y comprobar la contaminación de los fluidos, si son muy diferentes en apariencia como el agua y el aceite, solo mirando la muestra dirá si hay alguna fuga. Sin embargo si los fluidos son muy similares en apariencia, las pruebas químicas pueden ser necesario para detectar los resultados de una fuga, esto debe hacerse en el laboratorio, si ninguna de las pruebas visuales ni las químicas son muy concluyentes una prueba con agua a alta presión se puede hacer, a esto se llama pruebas hidrostáticas, antes de que pueda ser hecho el intercambiador debe ser desconectado y drenado, si se está comprobando las fugas laterales de los tubos, la coraza se llena de agua a presión si los tubos o las juntas están goteando, el agua será forzado a través de los puntos de fuga en la coraza, si las pruebas indican una fuga, el intercambiador debe ser parcialmente desmantelado para determinar el problema, para encontrar un tubo que gotea la coraza se llena de agua bajo presión, esto hará que el agua entre en el tubo en el punto de fuga a menudo dicen exactamente que el tubo está goteando, estos procedimientos ayudaran a asegurar operaciones y advertir de problemas antes que la operación salga de control.

2.2.7.- NORMAS DE DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN

2.2.7.1.- NORMA TEMA (THE TABULAR EXCHANGER MANUFACTURERS ASSOCIATION)

“TEMA es la asociación de los principales fabricantes de intercambiadores de calor de carcasa y tubos, que han sido pioneros de la investigación y el desarrollo de los intercambiadores de calor, las normas se refieren a una serie de consideraciones para el diseño y la fabricación de intercambiadores tubulares¹⁴”.

Considera aspectos como los tipos y la designación más comúnmente utilizados en la construcción de intercambiadores de calor tubulares y la clase de aplicación que se da al intercambiador de acuerdo a la severidad del proceso

¹⁴Lorena Michel S. Diaz, Norma TEMA, Procesos de separación II, Tecnológico de Estudios Superiores de Ecatepec, 2018, P.4.

2.2.7.2.- NORMA ASME (AMERICAN SOCIETY OF MECHANICAL ENGINEERS) SECCIÓN VIII.

“ASME es la asociación de ingenieros y profesionales, fue fundado en 1880 por los ingenieros mecánicos Alexander Lyman Holley, Rossiter Worthington y Edison. Han desarrollado estándares técnicos de diseño y construcción, inspección y pruebas para diferentes clases de equipos como por ejemplo intercambiadores de calor, calderas y toda clase de recipientes sujetos a presión¹⁵”.

La sección VIII se encuentra dividido en tres subsecciones principales:

- **Requerimientos generales:** Constituido por una serie de párrafos UG-xx donde se establecen los requerimientos referentes a las condiciones generales del diseño tales como cargas a tener en cuenta en él, las fórmulas que establecen la manera de calcular los espesores requeridos en cada una de las configuraciones, cómo se puede construir un recipiente cilíndrico tanto para presión interna como externa, la seguridad, y los procedimientos de prueba (UG-99).
- **Procesos de fabricación:** Establece las consideraciones para la fabricación de recipientes a presión ya sea por soldadura o roblonado. Determina los tipos de junta que existen en un recipiente soldado y la categoría de dichas juntas (posición de la junta soldada dentro del recipiente) con el objeto de determinar la eficiencia de la junta como función de dichas características y del tipo de examen que se haga a la soldadura (radiográfico o solo visual).
- **Materiales:** suministra una completa información acerca de los esfuerzos admisibles de acuerdo a la designación de los diferentes materiales normalizados que se utilizan en la fabricación de recipientes a presión tanto para aceros al carbón, aleados o inoxidable como materiales no ferrosos.

¹⁵Kenneth Balkey, ASME normas y certificación, 2009, P.3.

2.2.7.3.- MANUAL HEDH (HEAT EXCHANGER DESIGN HANDBOOK)

“Tiene sus orígenes en la década de 1970 cuando, bajo el liderazgo del profesor Ernst Schlünder y el profesor. Geoffrey F. Hewitt, un grupo de autoridades líderes en los campos de transferencia de calor y flujo de fluido comenzó a discutir la posibilidad de realizar un manual¹⁶”.

El manual MEDH establece métodos para el diseño de intercambiadores de calor que permiten realizar manualmente procesos para determinar todos los parámetros esenciales de construcción de un intercambiador, los cuales se diseñan para desempeñar una debida labor térmica. En estos métodos se cuenta con los criterios especificados o implícitos, tales como la facilidad en la limpieza y el mantenimiento, velocidades de flujo máximas o mínimas, erosión, caída de presión, limitaciones de tamaño o peso, expansión térmica, etc, esencialmente buenas prácticas de diseño.

¹⁶Jacobo C. Labat, Diseño y calculo de un intercambiador de calor, Universidad de Cantabria, 2018, P.19.

CAPITULO 3.-TRANSFERENCIA DE CALOR

3.1.- ¿QUÉ ES EL CALOR?

Cuando se ponen en contacto dos cuerpos que tienen diferente temperatura, el cuerpo caliente se enfría y el cuerpo frío se calienta hasta alcanzan el equilibrio térmico.

Este hecho se debe a que parte de la energía interna del cuerpo caliente se transfiere espontáneamente al cuerpo frío; la energía que se transfiere se denomina calor. De acuerdo con lo anterior, el concepto de calor es el siguiente: El calor es energía que se transfiere de un cuerpo a otro debido a una diferencia de temperatura entre ellos.

3.1.1.- DIFERENCIA DE TEMPERATURA COMO MOTIVO DE TRANSFERENCIA DE CALOR

Pensemos por un momento qué tan importante es el calor para la vida. Los animales regulan las pérdidas o ganancias de calor para mantener estable la temperatura de sus cuerpos, pues una alteración podría dañar sus funciones orgánicas.

El viento, la evaporación del agua y la lluvia son algunos de los fenómenos meteorológicos que se producen debido al calor que proviene del sol.

En las centrales termoeléctricas, la energía interna de los combustibles se transforma en energía eléctrica, y en los automóviles, en energía de movimiento, mediante pérdidas y ganancias de energía en forma de calor.

“Para que exista transferencia espontánea de energía en forma de calor debe haber cuerpos o sistemas a diferente temperatura. El calor se transfiere de los cuerpos calientes a los fríos; si dos cuerpos que tienen diferente temperatura se ponen en contacto, el cuerpo caliente se enfría y el frío se calienta hasta que ambos alcanzan la misma temperatura. Se dice entonces que se encuentran en equilibrio térmico¹⁷”.

¹⁷R. Byron Bird, Fenómenos de transporte, 2ª edición, Limusa Wiley 2006.P 310.

Estas consideraciones te permiten comprender muchos fenómenos cotidianos relacionados con el calor.

3.1.3.- CAPACIDAD CALORIFICA

A partir de experimentos se ha observado que, al suministrar la misma cantidad de calor a dos sustancias diferentes, el aumento de temperatura no es el mismo. Por consiguiente, para conocer el aumento de temperatura que tiene una sustancia cuando recibe calor, emplearemos su capacidad calorífica, la cual se define como

la relación existente entre la cantidad de calor ΔQ que recibe y su correspondiente elevación de temperatura ΔT .

$$C = \frac{\Delta Q}{\Delta T} \quad (3.1)$$

Como el calor puede estar expresado en calorías, kcal, joule y BTU; y la temperatura en °C, K o °F; las unidades de la capacidad calorífica pueden ser en: cal/°C, kcal/°C, J/°C, J/K, BTU/°F.

“En la determinación de la capacidad calorífica de una sustancia debe especificarse si se hace a presión o a volumen constante y se indicará de la siguiente manera: C_p si es a presión constante, C_v si es a volumen constante¹⁸”. La capacidad calorífica de una sustancia tiene un valor mayor si se lleva a cabo a presión constante, que si es realizada a volumen constante. Toda vez que, al aplicar presión constante a una sustancia, esta sufre un aumento en su volumen, lo que provoca una disminución en su temperatura y, consecuentemente, necesitara más calor para elevarla. A volumen constante, todo el calor suministrado a la sustancia pasa a aumentar la energía cinética de las moléculas, por tanto, la temperatura se incrementa con mayor facilidad, tal como sucede en una olla express.

Es evidente que mientras más alto sea el valor de la capacidad calorífica de una sustancia, significa que requiere mayor cantidad de calor para elevar su temperatura.

¹⁸R. Byron Bird, Fenómenos de transporte, 2ª edición, Limusa Wiley 2006.P 316.

3.1.4.- CALOR ESPECIFICO

“Puesto que la capacidad calorífica de una sustancia es la relación entre el calor recibido y su variación de temperatura; si calentamos diferentes masas de una misma sustancia, observaremos que su capacidad calorífica es distinta. Por ejemplo, al calentar dos trozos de hierro, uno de dos kg y otro de diez kg, la relación $\Delta Q/\Delta T = C$ es diferente entre los dos trozos, aunque se trata de la misma sustancia¹⁹”. Pero si dividimos el valor de la capacidad calorífica de cada trozo de hierro entre su masa, encontraremos que la relación: capacidad calorífica/masa, o bien, C/m para cada trozo es la misma. De donde: para un mismo material independientemente de su masa $C/m = \text{constante}$. A esta relación se le nombra calor específico y es una propiedad característica de la materia.

Por definición: el calor específico C_e de una sustancia es igual a la capacidad calorífica C de dicha sustancia entre su masa m :

$$C_e = \frac{C}{m}, \text{ como } C = \frac{\Delta Q}{\Delta T} \quad (3.2)$$

$$C_e = \frac{\Delta Q}{\Delta T * m} \therefore \Delta Q = m * C_e * \Delta T \quad (3.3)$$

“En términos prácticos, el calor específico se define como la cantidad de calor que necesita un gramo de una sustancia para elevar su temperatura un grado centígrado²⁰”.

3.1.5.- CALOR LATENTE

Cuando una sustancia se funde o evapora absorbe cierta cantidad de calor llamada calor latente, este término significa oculto, pues existe, aunque no se incrementa su temperatura ya que mientras dure la fusión o la evaporación de la sustancia no se registrara variación en la misma. En tanto, el calor sensible es aquel que al suministrarse a una sustancia eleva su temperatura.

¹⁹Yunus Cengel, Transferencia de calor y masa; fundamentos y aplicaciones, McGraw Hill 4ª edición, P. 7.

²⁰Yunus Cengel, Transferencia de calor y masa; fundamentos y aplicaciones, McGraw Hill 4ª edición, P. 8.

3.1.6.- CALOR LATENTE DE VAPORIZACIÓN Y CALOR LATENTE DE CONDENSACIÓN.

A una presión determinada todo el líquido calentado hierve a una temperatura fija que constituye su punto de ebullición. Éste se mantiene constante independientemente del calor suministrado al líquido, pues si se le aplica mayor cantidad de calor, habrá mayor desprendimiento de burbujas sin cambio en la temperatura del mismo.

Cuando se produce la ebullición se forman abundantes burbujas en el seno del líquido, las cuales sube a la superficie desprendiendo vapor. Si se continúa calentando un líquido en ebullición, la temperatura ya no sube, esto provoca la disminución de la cantidad del líquido y aumenta la del vapor. “Al medir la temperatura del líquido en ebullición y la del vapor se observa que ambos estados tienen la misma temperatura, es decir, coexisten en equilibrio termodinámico²¹”.

Por definición: el calor latente de vaporización de una sustancia es la cantidad de calor que requiere para cambiar 1 g de líquido en ebullición a 1 g de vapor, manteniendo constante su temperatura.

$$\lambda_v = \frac{Q}{m} \therefore Q = m * \lambda_v \quad (3.4)$$

Donde:

λ_v = calor latente de vaporización en cal/g o J/kg

Q = calor suministrado en calorías (cal) o J

m = masa de la sustancia en gramos (g) o kg

Como contrario de la evaporación es la condensación, la cantidad de calor requerida por una sustancia para evaporarse es igual a la que cede cuando se condensa, por tanto, con respecto a una misma sustancia el calor latente de evaporación tiene un valor igual al calor latente de condensación.

²¹Yunus Cengel, Transferencia de calor y masa; fundamentos y aplicaciones, McGraw Hill 4ª edición, P. 773.

3.1.7.- CALOR LATENTE DE FUSIÓN Y CALOR LATENTE DESOLIDIFICACIÓN

Para que un sólido pase de estado líquido debe absorber la energía necesaria a fin de destruir las uniones entre las moléculas. Por tanto, mientras dura la fusión no aumenta su temperatura. Ejemplo: para fundir hielo o congelar el agua sin cambio en la temperatura se requiere un intercambio de 80 calorías por gramo. El calor requerido para este cambio en el estado físico del agua sin que exista variación en la temperatura, recibe el nombre de calor latente de fusión o simplemente calor de fusión del agua.

El calor de fusión es una propiedad característica de cada sustancia, pues según el material de que esté hecho el sólido requerirá cierta cantidad de calor para fundirse. Por definición: el calor latente de fusión de una sustancia es la cantidad de calor que requiere esta para cambiar 1 g de sólido a g de líquido sin variar su temperatura.

$$\lambda_f = \frac{Q}{m} \therefore Q = m * \lambda_f \quad (3.5)$$

Donde:

λ_f = calor latente de fusión en cal/g

Q = calor suministrado en calorías (cal)

m = masa de la sustancia en gramos (g) o kg

Como lo contrario de la fusión es la solidificación, la cantidad de calor requerida por una sustancia para fundirse, es la misma que cede cuando se solidifica, por tanto, con respecto a una sustancia el calor latente de fusión tiene un valor igual al calor latente de solidificación.

3.1.8.- CALOR CEDIDO Y ABSORBIDO POR LOS CUERPOS

Cuando un cuerpo caliente se pone en contacto con uno frío, existe un intercambiado de energía calorífica del cuerpo caliente al frío hasta que igualan su temperatura. En un intercambio de calor, la cantidad del mismo permanece

constante, pues el calor transmitido por uno o más objetos fríos. Esto da origen a la llamada ley del intercambio de calor efectuado, el calor cedido es igual al absorbido. En otras palabras:

$$\text{Calor perdido} = \text{Calor ganado}$$

Cuando se realizan experimentos cuantitativos de intercambio de calor en el laboratorio, se deben evitar al máximo las pérdidas de calor, así nuestros cálculos serán confiables. Por ello, es común utilizar un calorímetro. El más usual es el agua, el cual consta de un recipiente externo de aluminio que en su interior tiene otro del mismo material, aislado con el propósito de evitar pérdidas de calor. Tiene además un agitador, un termómetro y una tapa.

Por el llamado método de las mezclas, el calorímetro de agua posibilita determinar el calor específico de algunas sustancias, para ello primero se le pone una masa determinada de agua a fin de conocer su temperatura. Después se determina la masa de una sustancia de la cual se va a calcular el calor específico y se calienta a una temperatura conocida, para evitar su enfriamiento se introduce inmediatamente en el agua del calorímetro y se agita hasta que la temperatura indicada en el termómetro no varíe; esto significa que existe un equilibrio térmico en todas las partes. Al medir el aumento de la temperatura en el agua del calorímetro se puede calcular cuál fue la cantidad de calor cedido al agua y al recipiente interior por la sustancia, y encontrar finalmente el calor específico de la misma mediante la sustitución de datos en la fórmula perspectiva.

3.2.- CONDUCTIVIDAD TERMICA

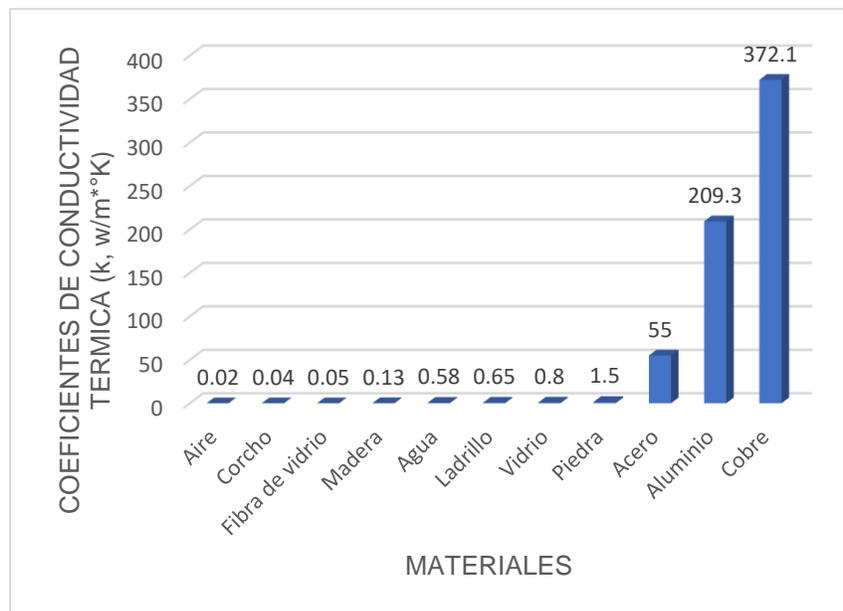
“La conductividad térmica es la medida de la capacidad de un material para conducir calor²²”. La conductividad térmica de un material se puede definir como la razón de

²²R. Byron Bird, Fenómenos de transporte, 2ª edición, Limusa Wiley 2006.P 327.

transferencia de calor a través de un espesor unitario del material por unidad de área por unidad de diferencia de temperatura. Un valor muy elevado de conductividad térmica indica que el material es un buen conductor del calor y un valor bajo indica que es un mal conductor o que es un aislante.

Los conductores usados varían ampliamente en su capacidad de transferencia de calor, los metales son los mejores conductores que el vidrio o materiales de madera.

Figura 3.1.- Grafica de coeficientes de conductividad térmica de diferentes materiales.



Fuente: Esta investigación, elaboración propia, Microsoft office Excel 2016.

3.3.- MECANISMOS DE TRANSMISIÓN DE CALOR

Existen tres procesos mediante los cuales se transfiere calor: conducción, convección y radiación. La propagación se efectúa de los cuerpos o sistemas de mayor temperatura hacia los de menor temperatura. El término calor debe emplearse sólo cuando se habla de la energía que se transfiere de un cuerpo caliente a uno frío.

Si dos cuerpos se ponen en contacto y no manifiestan tendencia a calentarse o enfriarse es porque su energía cinética media de sus moléculas es igual.

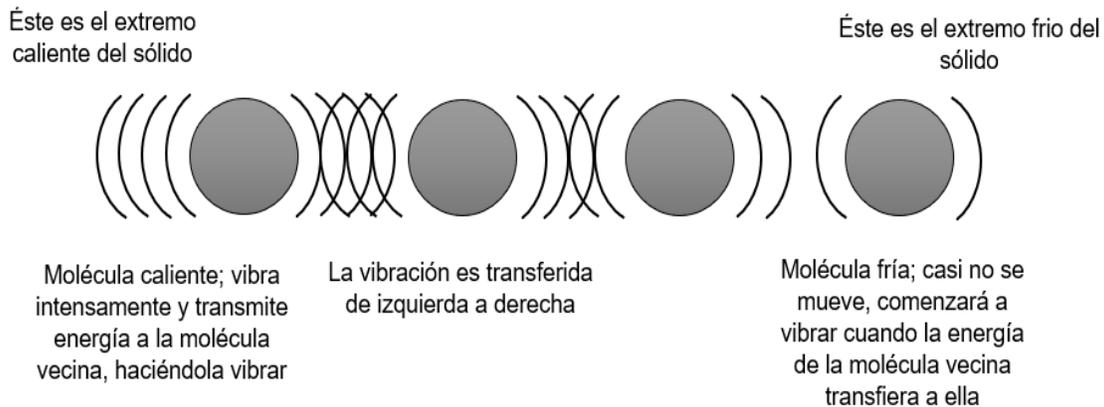
El calor o energía calorífica siempre se propaga de los cuerpos calientes a los fríos de tres maneras diferentes:

- a) Conducción
- b) Convección
- c) Radiación

3.3.1.- CONDUCCIÓN

La conducción es una forma de transmitir energía por medio de las partículas más energéticas a las más cercanas y con menos energía, debido a las colisiones y a la

Figura 3.2.- El calor se propaga de la región de temperatura alta a la de temperatura baja a lo largo del sólido, debido a la agitación térmica de los átomos.



Fuente: Esta investigación, Elaboración, Microsoft office Word 2016.

difusión de las moléculas durante su movimiento aleatorio. Este mecanismo se puede llevar a cabo en los sólidos, líquidos y gases. “La rapidez de la conducción de calor en un medio dependerá de la diferencia de temperatura, espesor y material con el que este hecho²³”. Por ejemplo, los metales son buenos conductores del calor, ya que algunos electrones de los átomos metálicos pueden moverse

²³R. Byron Bird, Fenómenos de transporte, 2ª edición, Limusa Wiley 2006.P 329.

libremente y transfieren energía entre los átomos del metal; en cambio, sustancias no metálicas como el vidrio, unicel, lana, papel, corcho y madera son malos conductores de calor, sin embargo, las conductividades térmicas de los diversos materiales se aprovechan para muchas aplicaciones prácticas.

“La conducción de calor a través de una capa plana es proporcional a la diferencia de temperatura a través de la placa e inversamente proporcional al espesor de la superficie²⁴”.

$$Q = k * A * \left(\frac{t_1 - t_2}{\Delta x} \right) = -k * A \left(\frac{\Delta t}{\Delta x} \right) \quad (3.7)$$

Donde;

Q = es el flujo de calor por conducción.

K = es la conductividad térmica del material.

T1 = es la temperatura donde incide la fuente de calor en la placa.

T2 = es la temperatura en la cara opuesta de donde incide la fuente de calor.

Δx = incremento en la distancia

A si mismo cuando $\Delta x \rightarrow 0$, la ecuación 3.7 se reduce a la forma diferencial. Ecuación que se llama ley de Fourier de la conducción de calor.

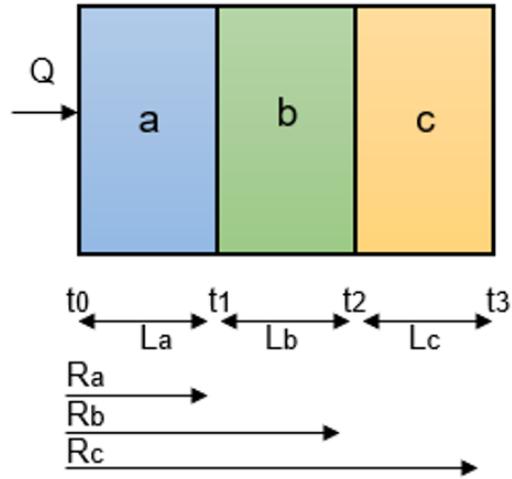
$$Q = -k * A * \left(\frac{dt}{dx} \right) \quad (3.8)$$

Para el caso de una pared que tiene tres capas, a, b, c, cada una con propiedades distintas (conductividad). Al integrar la ecuación 3.8 de 0 a una distancia L (longitud) se obtiene

$$Q = -k * A * \left(\frac{t_L - t_0}{L} \right) \quad (3.9)$$

²⁴Yunus Cengel, Transferencia de calor y masa; fundamentos y aplicaciones, McGraw Hill, 4ª edición, P. 18.

Figura 3.3. - Pared compuesta de tres materiales distintos.



Fuente: Yunus A. Cengel, *Elaboración propia, Microsoft office Word 2016.*

Se puede aplicar a cada una de las tres capas

$$\Delta t_a = t_1 - t_0$$

$$\Delta t_b = t_2 - t_1$$

$$\Delta t_c = t_3 - t_2$$

de forma que

$$\Delta t = t_3 - t_0 = \Delta t_a + \Delta t_b + \Delta t_c \quad (3.10)$$

con

$$\Delta t_i = - \left(\frac{Q}{A} \right) R_i \quad (3.11)$$

donde

$$R_i = \frac{L_i}{k_i} \quad (3.12)$$

Es la resistencia asociada a la capa i de la pared. De esta forma el flujo de calor por unidad de área es igual al cociente de la temperatura sobre la suma de las resistencias.

$$-\left(\frac{Q}{A}\right) = \frac{t_3 - t_0}{R_a + R_b + R_c} \quad (3.13)$$

O, en forma simplificada

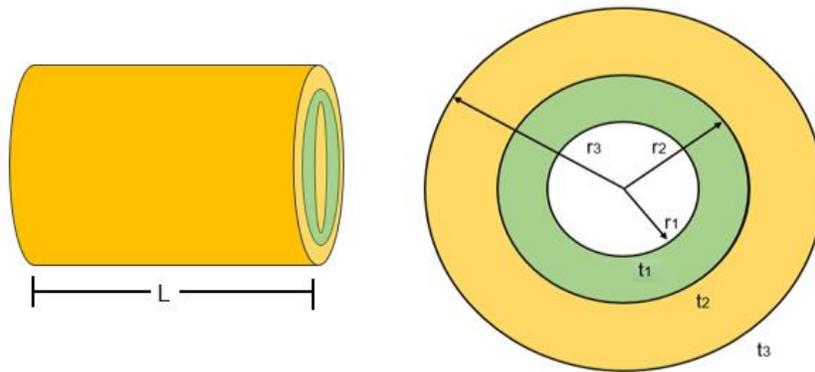
$$-\left(\frac{Q}{A}\right) = \frac{\Delta t}{\sum_i R_i} \quad (3.14)$$

Lo que permite obtener el flujo de calor sin calcular las temperaturas intermedias. El signo negativo aparece porque Q fluye en la dirección de la disminución de t , de modo que se obtiene una cantidad positiva.

Para una conducción de calor unidimensional en una capa cilíndrica la ley de Fourier, el flujo Q ocurre en la dirección radial, r , lo cual implica que el área perpendicular no es constante, es decir, $A = A(r) = 2 * \pi * r * L_i$ y.

$$Q = -2 * \pi * r * L * k * \frac{dt}{dr} \quad (3.15)$$

Figura 3.4. -Tubería con dos capas.



Fuente: Yunus A. Cengel, Elaboración propia, Microsoft office Word 2016.

Definiendo q como un flujo de calor por unidad de longitud se tiene $q=Q/L$, y

$$q = -2 * \pi * r * k * \frac{dt}{dr} \quad (3.16)$$

de forma que el flujo de calor no depende de L . Se reagrupa la expresión como

$$\left(\frac{q}{2 * \pi * k}\right) \frac{dr}{r} = -dt \quad (3.17)$$

y se integra entre dos límites de capa, i, j , para obtener la diferencia de temperaturas

$$(t_i - t_j) = \left(\frac{q}{2 * \pi * k}\right) \ln\left(\frac{r_j}{r_i}\right) \quad (3.18)$$

Para el caso de la figura con dos placas aislantes

$$t_2 - t_1 = \frac{q}{2 * \pi * k_a} \ln\left(\frac{r_1}{r_2}\right) \quad (3.19)$$

$$t_3 - t_2 = \frac{q}{2 * \pi * k_b} \ln\left(\frac{r_2}{r_3}\right) \quad (3.20)$$

Donde k_a y k_b son las conductividades respectivas. Sumando se obtiene (análogamente al caso de la pared)

$$q = \frac{\Delta t}{R} \quad (3.21)$$

Donde

$$R = \sum_i \frac{1}{2 * \pi * k_i} \ln\left(\frac{r_j}{r_i}\right) \quad (3.22)$$

Que para este caso particular tiene dos términos (por las dos capas):

$$R = \frac{1}{2 * \pi * k_a} \ln\left(\frac{r_1}{r_2}\right) + \frac{1}{2 * \pi * k_b} \ln\left(\frac{r_2}{r_3}\right) \quad (3.23)$$

3.3.2.- CONVECCIÓN

La convección es la transferencia simultánea de calor y de materia fluida (líquido o gas). Cuando se calienta una parte de líquido o de gas, éste se dilata y se hace

menos denso que el fluido frío; por ello tiende a subir y su lugar es ocupado por una parte del fluido frío, formándose así una corriente de convección.

Figura 3.5.- En el día el suelo está más caliente que el agua del mar, por lo que el aire que se encuentra arriba del suelo se calienta y asciende.



Fuente: Yunus A. Cengel, Elaboración propia, Microsoft office Word 2016.

Las corrientes marinas y los vientos se producen debido a la diferencia de temperaturas que hay en las diversas regiones de la atmósfera y del agua de los mares.

“La rapidez de transferencia de calor por convección es proporcional a la diferencia de temperatura entre el cuerpo y sus alrededores y se expresa con la ley del enfriamiento de Newton²⁵”.

$$Q = h * A * (T_s - T_a) \quad (3.24)$$

Donde;

Q = es el flujo de calor.

h, es el coeficiente de transferencia de calor por convección.

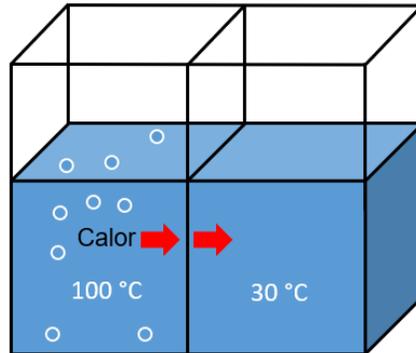
A, es la superficie a través del cual tiene lugar la transferencia de calor por convección.

T_s, es la temperatura de la superficie

T_a, es la temperatura del fluido suficientemente alejado del fluido.

²⁵R. Byron Bird, Fenómenos de transporte, 2ª edición, Limusa Wiley 2006.P 366.

Figura 3.6.- contenedores de agua a diferentes temperaturas estando en contacto.



Fuente: Yunus A. Cengel, Elaboración propia, Microsoft office Word 2016.

En la Figura 3.6 se ilustra un caso en donde ambos mecanismos están presentes, el contenedor con agua caliente está en contacto con otra llena de agua fría ambos harán un cambio de temperatura debido a la transferencia de calor, mientras mayor sea la diferencia de temperatura más rápido se llevará a cabo la transferencia, en este ejemplo el calor se lleva a través de las paredes metálicas por conducción, el agua fría más cercano a las paredes absorbe el calor directo del metal y aumenta en temperatura, esta cálida agua menos densa se eleva y se sustituye por agua más fría entonces una corriente de convección transfiere calor a todas las partes del agua, esta transferencia resulta en un cambio de temperatura la conducción y convección tienen lugar casi simultáneamente para mover el calor de un fluido a otro, en la conducción hay un factor importante que afecta la tasa de transferencia de calor, es el tipo de conductor.

3.3.3.- RADIACIÓN

“La radiación es la forma en que el calor puede propagarse sin que exista materia. El calor se propaga por radiación mediante las ondas electromagnéticas (parecidas a la luz) que emite un cuerpo en virtud a su temperatura²⁶”. Por ejemplo, la energía

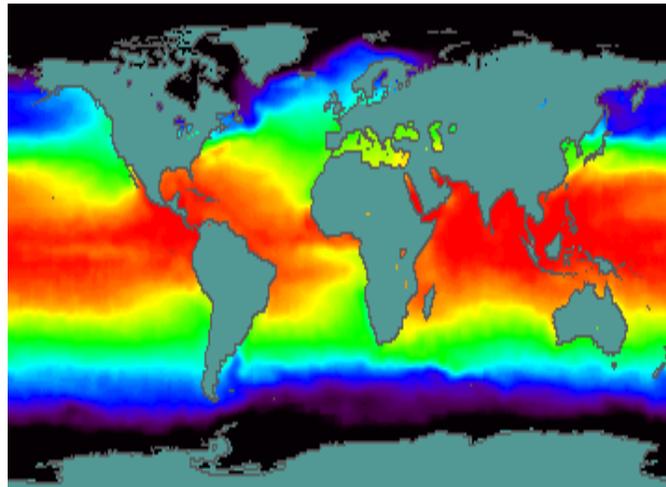
²⁶R. Byron Bird, Fenómenos de transporte, 2ª edición, Limusa Wiley 2006.P 572.

radiante del sol se propaga por el espacio (vacío), atraviesa la atmosfera terrestre (fluido) y puede pasar a través del vidrio de una ventana (sólido) y luego ser absorbida o reflejada por una superficie.

“Los cuerpos de color negro absorben la radiación térmica mucho mejor que los plateados y brillantes; por ello, la ropa negra absorbe más calor del sol que la ropa de color claro²⁷”.

El sol irradia calor y también lo hacen objetos como sillas o libros y nosotros mismos; sin embargo, a temperaturas bajas la radiación es escasa y no la percibimos. Actualmente, han sido diseñados dispositivos fotoeléctricos sensibles a las radiaciones.

Figura 3.7.- Mapa infrarrojo de las temperaturas de la superficie del mar, apareciendo en rojo las más calientes y en morado las más frías.



Fuente: Centro de Análisis y Procesamiento Infrarrojo (IPAC) de la NASA.

Cierto tipo de satélites artificiales incluyen estos dispositivos para obtener fotografías que permiten realizar mapas de temperatura de la superficie y el interior de la tierra, así como imágenes de estrellas y galaxias que se encuentran a grandes distancias.

²⁷R. Byron Bird, Fenómenos de transporte, 2ª edición, Limusa Wiley 2006.P 581.

La razón neta de la transferencia de calor por radiación entre una superficie y las superficies que la rodean.

$$Q = \varepsilon * \sigma * A * (T_s^4 - T_{alred}^4) \quad (3.25)$$

Donde;

ε , es la superficie de emisividad.

σ , es la constante de Stefan- Boltzmann.

A, es el área superficial.

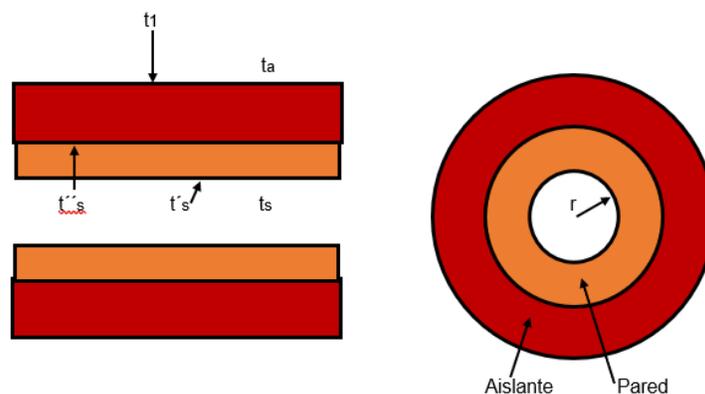
T_s , La temperatura de la superficie.

T_{alred} , es la temperatura de los alrededores.

3.3.4.- CONDUCCIÓN Y CONVECCIÓN EN UNA TUBERÍA

La transferencia de calor por convección de una superficie a la temperatura t_s a un medio a la temperatura t_a depende del coeficiente de convección h según la ecuación 3.24.

Figura 3.8.-Perdida de calor a través de una tubería aislada con el flujo t_s .



Fuente: Yunus A. Cengel, *Elaboración propia*, Microsoft office Word 2016.

Donde A es el área de transferencia. Esta expresión es necesaria para abordar el caso completo de pérdida de calor en una tubería con una capa de aislante, lo que

implica que Q fluye en la dirección de r, desde el interior de la tubería, a t_s , hasta los alrededores, a t_a .

Haciendo $q = Q/L$, las cuatro etapas de la transferencia de calor se puede expresar como:

- Convección dentro de la tubería, de t_s a t'_s :

$$q = \frac{h_s(\pi * d'_s * L)}{L} (t_s - t'_s) \quad (3.26)$$

- Conducción a través de la pared del tubo, de t'_s a t''_s :

$$q = \frac{2 * \pi * k_b}{\ln\left(\frac{d''_s}{d'_s}\right)} (t'_s - t''_s) \quad (3.27)$$

- Conducción a través del aislante, de t''_s a t_1

$$q = \frac{2 * \pi * k_c}{\ln\left(\frac{d_1}{d''_s}\right)} (t''_s - t_1) \quad (3.28)$$

- Convección externa, de t_1 a t_a :

$$q = \frac{h_a(\pi * d_1 * L)}{L} (t_1 - t_a) \quad (3.29)$$

El término $\pi * D * L$ es el área de transferencia, pero L se cancela, de modo que las expresiones no dependen de la longitud L del tubo. Entonces, sumando las diferencias de t se obtiene la misma expresión, $q = \Delta t/R$. En este caso R es la suma de las cuatro resistencias:

$$R = \frac{1}{h_s * \pi * d'_s} + \frac{1}{2 * \pi * k_b} \ln\left(\frac{d''_s}{d'_s}\right) + \frac{1}{2 * \pi * k_c} \ln\left(\frac{d_1}{d''_s}\right) + \frac{1}{h_a * \pi * d_1} \quad (3.30)$$

La mayoría de los tubos empleados en equipos de transferencia de calor son metálicas, lo cual implica una conductividad térmica, elevada. Además, la diferencia entre los diámetros interno y externo suele ser pequeña (pared delgada). Por estos dos motivos, la resistencia térmica inducida por la pared del tubo suele despreciarse, es decir que $(1/2 * \pi * k * b) \ln(d''s/d's) \approx 0$ comparado con las otras resistencias.

Aplicando el mismo proceso de deducción de la ecuación a la situación en la que un fluido (digamos caliente, a temperatura t_i) dentro de un tubo transfiere calor a los alrededores (a t_o) se llega a la expresión

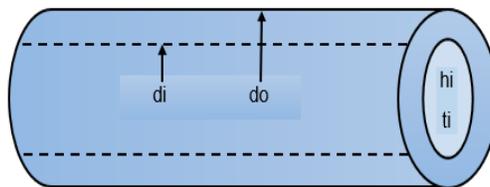
$$\frac{Q}{L} = \frac{t_i - t_o}{\frac{1}{h_i * \pi * d_i} + \frac{1}{2 * \pi * k * \ln\left(\frac{d_o}{d_i}\right)} + \frac{1}{h_o * \pi * d_o}} \quad (3.31)$$

Donde d_i y d_o son los diámetros interno y externo, y k es la conductividad térmica del tubo. Entonces es posible construir una expresión para Q/A , pero se debe elegir que A se usa como referencia, la del interior del tubo (d_i) o la del exterior del tubo (d_o):

- Si se toma el área interna del tubo, A_i , como área de referencia,

$$A_i = \pi * L * d_i \quad (3.32)$$

Figura 3.9.-Transferencia de calor a través de una tubería.



multiplicando la ecuación 3.31 por $1/(\pi d_i)$, queda:

$$\frac{Q}{A_i} = \frac{t_i - t_o}{\frac{1}{h_i} + \frac{d_i}{2 * k} \ln\left(\frac{d_o}{d_i}\right) + \frac{1}{h_o \left(\frac{d_o}{d_i}\right)}} \quad (3.33)$$

Con esta área de referencia se tiene $Q=U * A_i * \Delta t$; por tanto

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_i} + \left[\left(\frac{d_i}{2 * k} \right) * \ln\left(\frac{d_o}{d_i}\right) \right] + \frac{1}{h_o * \left(\frac{d_o}{d_i}\right)} \quad (3.34)$$

- De la misma forma, si se toma el área externa del tubo, A_o , como área de referencia, $Q=U * A_o * \Delta t$ y

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_i * \left(\frac{d_i}{d_o}\right)} + \left[\left(\frac{d_o}{2 * k} \right) * \ln\left(\frac{d_o}{d_i}\right) \right] + \frac{1}{h_o} \quad (3.35)$$

Las expresiones representan la suma de resistencias de la convección interna, la conducción en la pared del tubo, y la convección externa, es decir, $U^{-1} = \Sigma R$.

3.5.- METODO DE DISEÑO DE INTERCAMBIADORES DE CALOR

3.5.1.-LMTD (DIFERENCIA MEDIA LOGARITMICA DE TEMPERATURAS)

Un intercambiador de calor (IC) es un dispositivo que recupera calor de una corriente de fluido a alta temperatura transfiriéndolo a una corriente de temperatura inferior. Con esta definición se puede plantear un modelo simplificado en el que no se tiene en cuenta la forma en que están contruidos los intercambiadores, es decir, no importa si están ensamblados con placas o con tubos, ni otros detalles de construcción. En este modelo simplificado, un IC se describe con dos flujos: el de temperatura mayor se llamará “flujo caliente” y el de temperatura inferior, “flujo frío”,

y con cuatro temperaturas, dos de entrada y dos de salida. También se considera que en un IC hay dos espacios, y en cada uno de ellos circula uno, y sólo uno de los flujos. A estos espacios se les llamará “interno” y “externo”, sin importar si el fluido que circula en cada uno de ellos corresponde al flujo frío o al flujo caliente.

La cantidad de calor, Q , que transfiere un IC depende del coeficiente de transferencia global, U , de las temperaturas de entrada y salida de las corrientes, y de la configuración. El método LMTD (siglas en inglés de Logarithmic Mean Temperature Difference) relaciona el área de transferencia, la transferencia de calor, y las temperaturas de entrada y salida usando cuatro simplificaciones:

- El intercambiador opera en estado estacionario.
- El coeficiente U se asume constante en todo el intercambiador.
- Las pérdidas de calor hacia los alrededores son despreciables.
- Se conocen las cuatro temperaturas de entrada y salida de las corrientes del intercambiador.

Para exponer la deducción del método LMTD se usa un intercambiador 1 -1, pero el procedimiento es análogo para otras configuraciones. El flujo de calor depende de la diferencia de temperatura Δt entre las dos corrientes en circulación:

$$Q = U * A * \Delta t \quad (3.36)$$

Donde Δt es una diferencia de temperatura, que en este punto no se ha definido aún, y U es el coeficiente global de transferencia de calor, que depende de las resistencias (conducción, convección).

$$U^{-1} = \sum_i R_i \quad (3.37)$$

Usando letras mayúsculas y minúsculas para diferenciar las dos corrientes, del balance de energía.

$$dQ = U * (T - t) * dA \quad (3.38)$$

$$dQ = W * C_p * dT = w * c_p * dt \quad (3.39)$$

donde;

W, w = flujos másicos de ambos fluidos

C_p y c_p = capacidades caloríficas de ambos fluidos

Para este desarrollo se supone que el intercambiador opera en contracorriente

$$\int_{T_2}^T W * C_p * dT = \int_{t_1}^t w * c_p * dt \quad (3.40)$$

de allí

$$T = T_2 + \left[\left(\frac{w * c_p}{W * C_p} \right) * (t - t_1) \right] \quad (3.41)$$

Que se reemplaza en $U * (T - t) * a'' * dL$ (a'' es el área de transferencia por unidad de longitud), junto a $dQ = w * c_p * dt$ para integrar sobre la longitud del IC:

$$\int_0^L \frac{U * a''}{w * c_p} * dL = \int_{t_1}^{t_2} \left[T_2 - \left(\frac{w * c_p}{W * C_p} * t_1 \right) + \left(\left(\frac{w * c_p}{W * C_p} - 1 \right) * t \right) \right]^{-1} * dt \quad (3.42)$$

Integrando y despejando se obtiene

$$\frac{U * A}{w * c_p} = \frac{t_2 - t_1}{(T_1 - t_2) - (T_2 - t_1)} \ln \left(\frac{T_1 - t_2}{T_2 - t_1} \right) \quad (3.43)$$

Sustituyendo $Q = w * c_p * (t_2 - t_1)$, $\Delta t_2 = T_1 - t_2$, y $\Delta t_1 = T_2 - t_1$

$$Q = U * A * \left[\frac{\Delta t_2 - \Delta t_1}{\ln \left(\frac{\Delta t_2}{\Delta t_1} \right)} \right] \quad (3.44)$$

Lo que conceptualiza a LMTD como

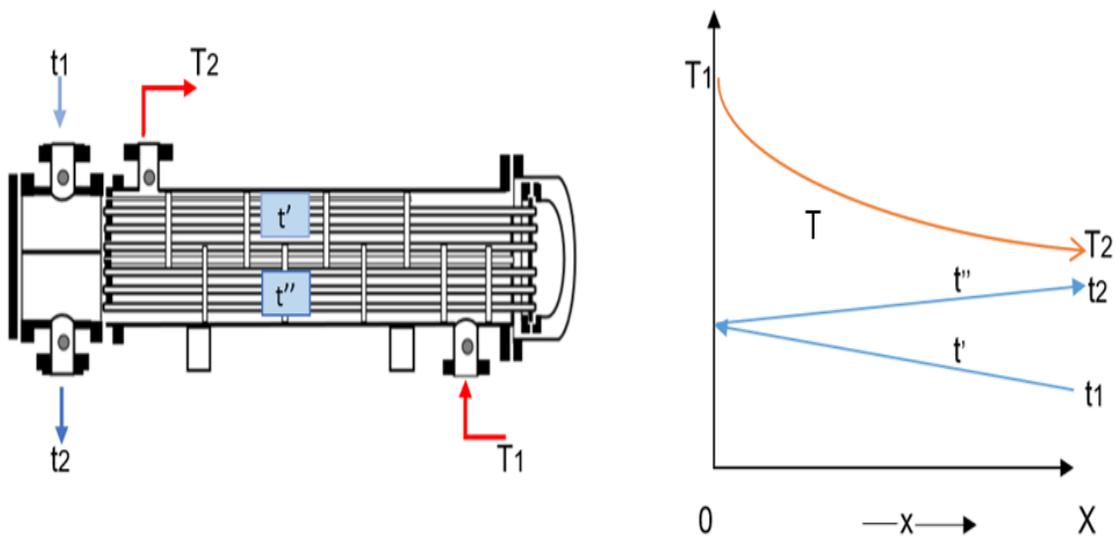
$$LMTD = \frac{\Delta t_2 - \Delta t_1}{\ln \left(\frac{\Delta t_2}{\Delta t_1} \right)} \quad (3.45)$$

Sustituyendo en la ecuación 3.44, se obtiene:

$$Q = U * A * LMTD \quad (3.46)$$

La operación para un flujo en paralelo es la misma, solo se cambia $\Delta t_1 = T_2 - t_2$, y $\Delta t_2 = T_1 - t_1$. El modo contracorriente proporciona mayor transferencia de calor. En paralelo se necesita que $A \rightarrow \infty$ para que $t_2 \rightarrow T_2$, mientras que en contracorriente se puede dar el cruce de temperaturas, $t_2 > T_2$.

Figura 3.10. - Esquema de temperaturas en un intercambiador 1-2.



Fuente: Donal Q. Kern, Elaboración propia, Microsoft office Word 2016.

Para intercambiadores tipo 1-2, 2-4, etc., es necesario corregir la ecuación 3.46 para seguir utilizando la LMTD, es decir,

$$Q = U * A * F_T * LMTD \quad (3.47)$$

donde F_T es un factor de corrección que depende del tipo de intercambiador (1-2, 2-4, etc.). Para un intercambiador del tipo 1-2 F_T se obtiene suponiendo que la corriente de coraza es el fluido "caliente" y la corriente de tubos el fluido "frío". Por tanto, el balance de energía para un elemento diferencial de área dA es:

$$\begin{aligned}
 -W * C_p * dT &= \left(U * (T - t') * \frac{dA}{2} \right) + \left(U * (T - t'') * \frac{dA}{2} \right) \\
 &= w * c_p * dt' - w * c_p * dt''
 \end{aligned} \quad (3.48)$$

donde el signo menos se asigna a las corrientes que van de izquierda a derecha.

$$w * c_p * dt' = U * (T - t') * \frac{dA}{2} \quad (3.49)$$

$$w * c_p * dt'' = U * (T - t'') * \frac{dA}{2}$$

Dividiendo las dos ecuaciones anteriores se pueden relacionar las temperaturas en los dos tubos:

$$\frac{dt''}{dt'} = - \left(\frac{T - t''}{T - t'} \right) \quad (3.50)$$

También, del balance de energía,

$$t'' = \left[\frac{W * C_p}{w * c_p} * (T_2 - T) \right] + t' \quad (3.51)$$

De la ecuación

$$\frac{dT}{dA} + \frac{U * R * T}{w * c_p} - \left[\left(\frac{U * R}{2 * w * c_p} \right) * (t' - t'') \right] = 0 \quad (3.52)$$

donde

$$R = \frac{w * c_p}{W * C_p} = \frac{T_1 - T_2}{t_2 - t_1} \quad (3.53)$$

$$S = \frac{t_2 - t_1}{T_1 - t_1} \quad (3.54)$$

Al derivar la ecuación aparecen en el último término dt' y dt'' , que se obtienen con la ecuación 3.49.

Usando la definición $R = (w * c_p)/(W * C_p) = (T - T_2)/(t'' - t')$, se llega a

$$\frac{d^2T}{dA^2} + \left[\frac{U * R}{w * c_p} * \frac{dT}{dA} \right] - \left[\left(\frac{U}{2 * w * c_p} \right)^2 * (T - T_2) \right] = 0 \quad (3.55)$$

La solución de esta ecuación de segundo orden lleva a

$$T - T_2 = \left\{ C_1 * \exp \left[- \left(\frac{U * A}{2 * w * c_p} \right) * (R + \sqrt{R^2 + 1}) \right] \right\} + \left\{ C_2 * \exp \left[- \left(\frac{U * A}{2 * w * c_p} \right) * (R + \sqrt{R^2 + 1}) \right] \right\} \quad (3.56)$$

Que se resuelve sujeta a estas condiciones de frontera:

- En $x=0$ ($A=0$): $T = T_1$, $t' = t_1$, y $t'' = t_2$
- En $x=L$ ($A=A_{tot}$): $T=T_2$

Desarrollando la ecuación 62 se llega a

$$\frac{U * A}{w * c_p} = \frac{1}{\sqrt{R^2 + 1}} * \ln \left[\frac{2 - S(R + 1 - \sqrt{R^2 + 1})}{2 - S(R + 1 + \sqrt{R^2 + 1})} \right] \quad (3.57)$$

Para un intercambiador 1-1 equivalente (opera entre las mismas temperaturas y transfiere el mismo Q), $Q = U * A * LMTD = w * c_p * (t_2 - t_1)$, de forma que

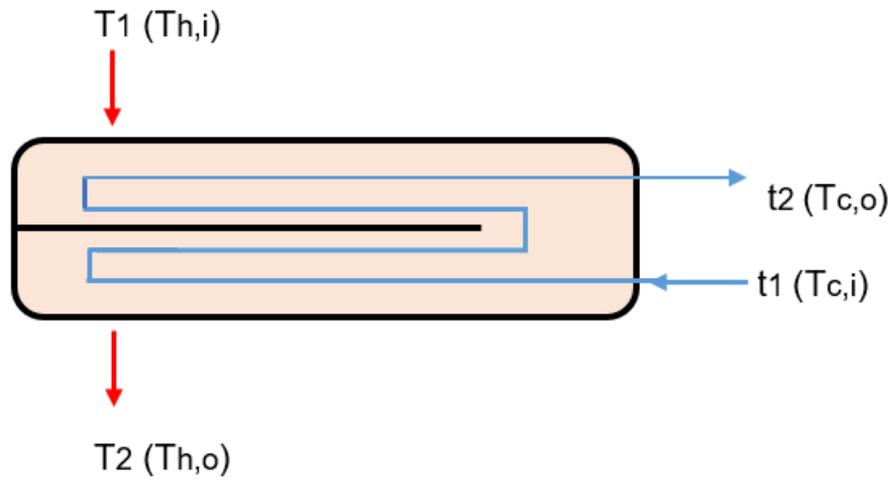
$$\left(\frac{U * A}{w * c_p} \right)_{1-1} = \frac{t_2 - t_1}{LMTD} = \frac{\ln \left[\frac{(1 - S)}{(1 - (R * S))} \right]}{R - 1} \quad (3.58)$$

Igualando Q1-1 (equivalente) con Q del intercambiador 1-2, obtenido con la ecuación 53, $(U * A)_{1-1} LMTD = (U * A) * F_T * LMTD$, de donde

$$F_T = \frac{\sqrt{R^2 + 1} * \ln \left[\frac{(1 - S)}{(1 - (R * S))} \right]}{(R - 1) * \ln \left[\frac{2 - (S * (R + 1 - \sqrt{R^2 + 1}))}{2 - (S * (R + 1 + \sqrt{R^2 + 1}))} \right]} \quad (3.59)$$

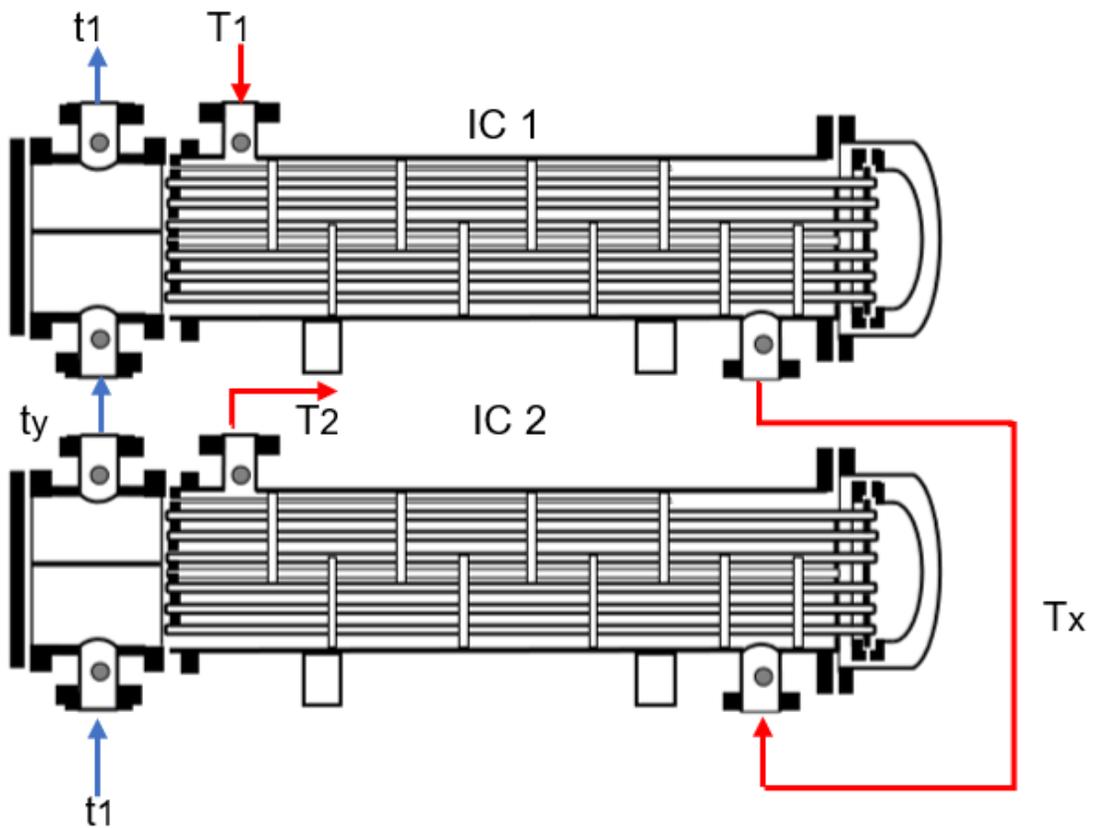
Esta expresión es válida para intercambiadores 1-2n, que genéricamente se conocen como 1-2, por ejemplo, 1-4, 1-6, etc.

Figura 3.11. – Esquema de un intercambiador de calor 2-4.



Fuente: Esta investigación, Elaboración propia, Microsoft office Word 2016.

Figura 3.12. - Esquema de 2 intercambiadores de calor 1-2 conectados en serie.



Fuente: Esta investigación, Elaboración propia, Microsoft office Word 2016.

Un intercambiador 2-4 se puede tomar como dos intercambiadores 1-2 que operan en serie, de modo que los factores R y S se redefinen para las dos secciones como

$$R_1 = \frac{T_1 - T_x}{t_2 - t_y} \quad (3.60)$$

$$S_1 = \frac{t_2 - t_y}{T_1 - t_y} \quad (3.61)$$

y

$$R_{11} = \frac{T_x - T_2}{t_y - t_1} \quad (3.62)$$

$$S_{11} = \frac{t_y - t_1}{T_x - t_1} \quad (3.63)$$

Al realizar los balances de energía llevan a

$$W * C_p * (T_1 - T_x) = w * c_p * (t_2 - t_y) \quad (3.64)$$

$$W * C_p * (T_1 - T_x) = w * c_p * (t_2 - t_y) \quad (3.65)$$

Siguiendo el método del intercambiador 1-2, se llega a

$$\left(\frac{U * A}{w * c_p} \right)_1 = \frac{1}{2 * \sqrt{R_1^2 + 1}} * \ln \left[\frac{2 - \left(S_1 * \left(R_1 + 1 - \sqrt{R_1^2 + 1} \right) \right)}{2 - \left(S_1 * \left(R_1 + 1 + \sqrt{R_1^2 + 1} \right) \right)} \right] \quad (3.66)$$

$$\left(\frac{U * A}{w * c_p} \right)_{11} = \frac{1}{2 * \sqrt{R_{11}^2 + 1}} * \ln \left[\frac{2 - \left(S_{11} * \left(R_{11} + 1 - \sqrt{R_{11}^2 + 1} \right) \right)}{2 - \left(S_{11} * \left(R_{11} + 1 + \sqrt{R_{11}^2 + 1} \right) \right)} \right] \quad (3.67)$$

Que llevan a

$$F_T = \frac{\left[\frac{\sqrt{R^2 + 1}}{2 * (R - 1)} * \ln \left(\frac{1 - S}{1 - (R * S)} \right) \right]}{\ln \left[\frac{\frac{2}{S} - 1 - R + \left(\left(\frac{2}{S} \right) * \left(\sqrt{(1 - S) * (1 - (R * S))} \right) \right)}{\frac{2}{S} - 1 - R + \left(\left(\frac{2}{S} \right) * \left(\sqrt{(1 - S) * (1 - (R * S))} \right) \right)} - \sqrt{R^2 + 1} \right]} \quad (3.68)$$

Por fortuna están disponibles como gráficas FT vs S para varios valores del parámetro R.

3.5.2.-NTU (NÚMERO DE TRANSFERENCIA DE UNIDADES)

LMTD tiene una limitación clave. Aunque permite calcular directamente el área A de transferencia dadas las temperaturas de entrada y salida y U, para calcular las temperaturas de salida dados U y las temperaturas de entrada requieren un proceso iterativo.

El método NTU (Number of Transfer Units), diseñado para superar esa limitación, permite calcular las temperaturas de salida directamente, usando A, U, y las temperaturas de entrada como los parámetros. Como en el caso del método LMTD la deducción del método NTU se basa en la asunción de U constante en el balance de energía de un IC 1-1:

$$dQ = U * (T - t) * dA \quad (3.69)$$

$$= -(W * C_p) * dT \quad (3.70)$$

$$dQ = \pm(w * c_p) * dt \quad (3.71)$$

Donde en el último renglón,+ corresponde a la disposición en paralelo, y – a la disposición en contracorriente. Para el caso en contracorriente, $dT = -dQ/(W * C_p)$ y $dt = -dQ/(w * c_p)$, de modo que

$$d(T - t) = \left(\frac{1}{w * c_p} - \frac{1}{W * C_p} \right) * dQ \quad (3.72)$$

$$= U * \left(\frac{1}{w * c_p} - \frac{1}{W * C_p} \right) * (T - t) * dA \quad (3.73)$$

que lleva a

$$\frac{d(T - t)}{(T - t)} = U * \left(\frac{1}{w * c_p} - \frac{1}{W * C_p} \right) * dA \quad (3.74)$$

la integración de esta expresión entre los límites de entrada y salida permite relacionar el coeficiente de las temperaturas con U, A, $w * c_p$ y $W * C_p$:

$$\ln\left(\frac{T_2 - t_1}{T_1 - t_2}\right) = U * A * \left(\frac{1}{w * c_p} - \frac{1}{W * C_p}\right) \quad (3.75)$$

Para el caso de flujos en paralelo, se obtiene la ecuación diferencial

$$\frac{d(T - t)}{(T - t)} = -U * \left(\frac{1}{w * c_p} + \frac{1}{W * C_p}\right) * dA \quad (3.76)$$

Con un procedimiento análogo al usado para obtener la ecuación 3.75 se llega a

$$\ln\left(\frac{T_2 - t_2}{T_1 - t_1}\right) = -U * A * \left(\frac{1}{w * c_p} + \frac{1}{W * C_p}\right) \quad (3.77)$$

Las ecuaciones 3.75 y 3.76 sustentan la relación de las temperaturas con los parámetros U, A, w*cp y W*Cp. El método NTU requiere algunas definiciones adicionales

- Cmin es el menor de w*cp y W*cp, es decir, Cmin=mín (w*cp, W*Cp). Análogamente Cmax= máx (w*cp, W*Cp)
- C* = Cmin/Cmax.
- La efectividad ε es la relación entre el calor transferido realmente y el máximo posible,

$$\varepsilon = \frac{Q}{Q_{m\acute{a}x}} \quad (3.78)$$

- El número de unidades de transferencia (Number of Transfer Units) está dado por.

$$NTU = \frac{U * A}{C_{m\acute{i}n}} = \frac{1}{C_{m\acute{i}n}} \int_A U * dA \quad (3.79)$$

Qmáx es el límite termodinámico de la transferencia de calor, y está limitado, entre w*cp y W*Cp, que tenga el menor valor. Luego Qmáx = Cmin (T1-t1) y la efectividad se puede describir como

$$\varepsilon = \frac{W * C_p * (T_1 - T_2)}{C_{\min} * (T_1 - t_1)} = \frac{w * c_p * (t_2 - t_1)}{C_{\min} * (T_1 - t_1)} \quad (3.80)$$

Para deducir las ecuaciones para un intercambiador que opera en contracorriente, se supondrá que $C_{\min}=W*C_p$ (y que $C_{\max} = w*c_p$). Luego, de la ecuación 3.77.

$$\left(\frac{T_2 - t_1}{T_1 - t_2}\right) = \exp \left[U * A * \left(\frac{1}{w * c_p} - \frac{1}{W * C_p} \right) \right] \quad (3.81)$$

Reemplazando $w*c_p$ y $W*C_p$ por C_{\max} y C_{\min} ,

$$\left(\frac{T_2 - t_1}{T_1 - t_2}\right) = \exp \left[\left(\frac{U * A}{C_{\min}} \right) * \left(\frac{C_{\min}}{C_{\max}} - 1 \right) \right] \quad (3.82)$$

de forma que

$$\left(\frac{T_2 - t_1}{T_1 - t_2}\right) = \exp[-NTU * (1 - C^*)] \quad (3.83)$$

Empleando la ecuación 87, se despejan t_2 y T_2 (con $W*C_p=C_{\min}$)

$$T_2 = T_1 - [\varepsilon(T_1 - t_1)] \quad (3.84)$$

y

$$t_2 = t_1 + [\varepsilon * C^*(T_1 - t_1)] \quad (3.85)$$

de donde (para el caso en contracorriente)

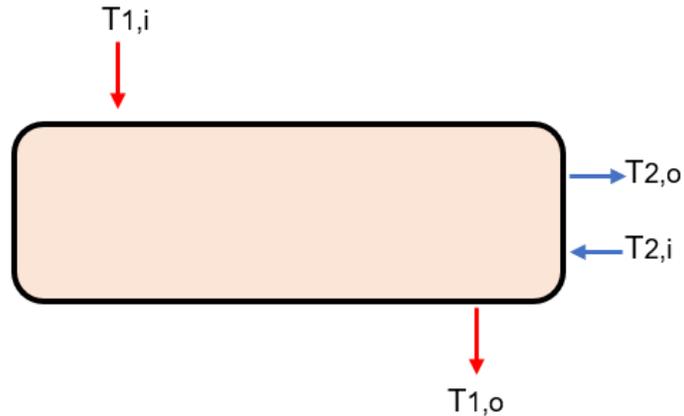
$$\varepsilon = \frac{1 - \exp[-NTU * (1 - C^*)]}{1 - \{[C^*] * [-NTU * (1 - C^*)]\}} \quad (3.86)$$

Para el caso de flujos en paralelo, la ecuación 84 lleva a

$$\varepsilon = \frac{1 - \exp[-NTU * (1 + C^*)]}{1 + C^*} \quad (3.87)$$

Las ecuaciones 3.86 y 3.87 muestran que la efectividad depende de NTU, C^* , y la configuración del intercambiador. Esto es conocido como el método ε -NTU. Existen expresiones que difieren para cada configuración.

Figura 3.13.-Nomenclatura para intercambiadores usando el método NTU.



Fuente: Esta investigación, Elaboración propia, Microsoft office Word 2016.

Existe otra variante llamada método P-NTU, con la que no es necesario definir C_{\min} o C_{\max} . Los dos lados del intercambiador se identifican como 1 o 2, sin importar en cuál es mayor $w \cdot c_p$. Las temperaturas de entrada y salida se identifican con los subíndices i y o (del inglés input (entrada) y output (salida)), de forma, por ejemplo, $T_{1,i}$ es la temperatura de entrada en el lado 1, y $T_{2,o}$ es la temperatura de salida en el lado 2, P se define como

$$P_1 = \frac{T_{1,o} - T_{1,i}}{T_{2,i} - T_{1,i}} \quad (3.88)$$

$$NTU_1 = \frac{U \cdot A}{C_1} = \frac{|T_{1,o} - T_{1,i}|}{LMTD \cdot F_T} \quad (3.89)$$

y

$$R_1 = \frac{C_1}{C_2} = \frac{T_{2,i} - T_{2,o}}{T_{1,o} - T_{1,i}} \quad (3.90)$$

Las definiciones de P_2 , NTU_2 , y R_2 son análogas, con los subíndices respectivos cambiados. Entonces, las expresiones para el método muestran a P_1 como función de NTU_1 , R_1 , y la disposición de flujo del intercambiador. Las relaciones P-NTU y los casos límite se pueden encontrar en tablas.

Es posible definir un parámetro θ en la forma

$$\theta = \frac{P}{NTU} \quad (3.91)$$

Empleando P_1 y NTU_1 ,

Así, se puede definir $\theta = (\Delta T)_m / (T_{2,i} - T_{1,i})$ con $(\Delta T)_m = FT^* \text{ LMTD}$. Empleando P_2 y NTU_2 se obtiene el mismo resultado. También, si $C_{\min} = W \cdot C_p$, entonces P_1 coincide con la efectividad definida en la ecuación 3.80:

$$\varepsilon = \frac{T_1 - T_2}{T_1 - t_1}, \quad \varepsilon = \frac{T_{1,i} - T_{1,o}}{T_{1,i} - T_{2,i}} \quad (3.92)$$

$$\varepsilon = P_1$$

En este caso se puede identificar a P como la efectividad, Si C_{\min} corresponde a la corriente de $w \cdot c_p$, t ,

$$C^* = \frac{T_1 - T_2}{t_2 - t_1} = R \quad (3.93)$$

Tabla 3.1.- Relación del NTU para los intercambiadores de calor, $NTU = (U \cdot A) / C_{\min}$ y $C = C_{\min} / C_{\max} = (m \cdot C_p)_{\min} / (m \cdot C_p)_{\max}$.

TIPO DE INTERCAMBIADOR DE CALOR	RELACIÓN DEL NTU
DOBLE TUBO: Flujo paralelo	$NTU = -\frac{\ln[1 - (\varepsilon * (1 + C))]}{1 + C}$
Flujo contracorriente	$NTU = \left[\frac{1}{C - 1} \right] * \left[\frac{\varepsilon - 1}{(\varepsilon * C) - 1} \right]$
TUBOS Y CORAZA 1-2n	$NTU = -\left[\frac{1}{\sqrt{1 + C^2}} \right] * \ln \left[\frac{\frac{2}{\varepsilon} - 1 - C - \sqrt{1 + C^2}}{\frac{2}{\varepsilon} - 1 - C + \sqrt{1 + C^2}} \right]$
FLUJO CRUZADO C _{máx} mezclado, C _{mín} no mezclado	$NTU = -\ln \left[1 + \frac{\ln(1 - (\varepsilon * C))}{C} \right]$
C _{máx} no mezclado, C _{mín} mezclado	$NTU = \frac{\ln\{[C * \ln(1 - \varepsilon)] + 1\}}{C}$
Todos los intercambiadores con C=0	$NTU = -\ln(1 - \varepsilon)$

Fuente: W.M.Kays y A.L.London: Compact Heat Exchangers 3ª.ed. McGraw-Hill, 1984.

Tabla 3.2.- Relación de la efectividad los intercambiadores de calor:
 $NTU=(U*A)/C_{mín}$ y $C= C_{mín}/C_{máx}= (mCp)_{mín}/(mCp)_{máx}$.

TIPO DE INTERCAMBIADOR DE CALOR	RELACIÓN DEL NTU
DOBLE TUBO: Flujo paralelo	$\varepsilon = \frac{1 - \exp[-NTU * (1 + C)]}{1 + C}$
Flujo contracorriente	$\varepsilon = \frac{1 - \exp[-NTU * (1 - C)]}{1 - \{C * \exp[-NTU * (1 - C)]\}}$
TUBOS Y CORAZA 1-2n	$\varepsilon = 2 * \left\{ 1 + C + \left[(\sqrt{1 + C^2}) * \left(\frac{1 + \exp(-NTU * (1 - C))}{1 - \exp(-NTU * (1 - C))} \right) \right] \right\}$
FLUJO CRUZADO C _{máx} mezclado, C _{mín} no mezclado	$\varepsilon = \frac{1}{C} * \left\{ 1 - \exp \left[1 - (C * (1 - \exp(-NTU))) \right] \right\}$
C _{máx} no mezclado, C _{mín} mezclado	$\varepsilon = 1 - \exp \left\{ \frac{-1}{C} * [1 - \exp(-C * NTU)] \right\}$
Los dos fluidos en flujo no mezclado	$\varepsilon = 1 - \exp \left\{ \frac{NTU^{0.22}}{C} * [\exp(-C * NTU^{0.78}) - 1] \right\}$
Todos los intercambiadores con C=0	$\varepsilon = 1 - \ln(1 - NTU)$

Fuente: W.M.Kays y A.L.London: Compact Heat Exchangers 3ª.ed. McGraw-Hill, 1984.

3.5.3.-KERN

Este método está concebido, en principio, para intercambiadores sin cambio de fase; incluye correlaciones para calcular la transferencia de calor y la caída de presión. El orden de los cálculos depende de la naturaleza del problema

- Para un problema de dimensionamiento, el primer paso es estimar A (área de transferencia) con base en un valor aproximado del coeficiente de transferencia global U (se encuentran tabulados), Luego se Proponen las dimensiones del intercambiador y, por último, se usa el método de Kern u otro método equivalente de diseño para recalculer el área. Si el valor requerido de A es menor que el propuesto, el diseño es válido, ya que siempre se busca que el Intercambiador esté sobredimensionado.

- Para un problema de evaluación, el área está fijo. Si existen las condiciones de operación, incluidas las temperaturas de entrada y salida, se puede calcular el A requerida; si es menor que el área del intercambiador, la operación en esas condiciones es viable. El otro caso posible es la estimación de las temperaturas de salida mediante el método NTU.

Las correlaciones se emplean de acuerdo con el tipo de intercambiador:

- Cuando el intercambiador no tiene baffles, se utiliza el modelo de intercambiador de doble tubo, cambiando el diámetro equivalente en la coraza. Se considera que este tipo de IC es una derivación del tipo doble tubo
- Para intercambiadores con baffles, se emplean correlaciones particulares para el lado de coraza.

En el método de Kern, el coeficiente global de transferencia se obtiene despreciando la resistencia de la pared del tubo y agregando el factor de obstrucción:

- Área interna, ecuación 3.33

$$\frac{1}{U_D} = \frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_o * \left(\frac{d_o}{d_i}\right)} + R_D \quad (3.93)$$

- Área externa, ecuación 3.34

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_i * \left(\frac{d_i}{d_o}\right)} + \frac{1}{h_o} + R_D \quad (3.94)$$

- Área interna, tubo con aletas o superficie extendida

$$U_D^{-1} = \frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_{fi}} + R_D \quad (3.95)$$

Las correlaciones sugeridas para h_i son

- La correlación ϕ por temperatura de la pared se utiliza sobre todo para fracciones de petróleo.
- Cuando hay que calcular t_w (temperatura de pared) es necesario iterar, pero a menudo se converge en la primera iteración.
- En régimen laminar, $100 < Re < 2100$, no válida para agua

$$h_i = 1.86 * \left(\frac{k}{D}\right) * \left(\frac{4 * w * c}{\pi * k * L}\right)^{\frac{1}{3}} * \left(\frac{\mu}{\mu_c}\right)^{0.14} \quad (3.96)$$

- En régimen turbulento, $Re \geq 2100$, no válida para agua:

$$h_i = 0.027 * \left(\frac{k}{D}\right) * (Re)^{0.8} * (Pr)^{\frac{1}{3}} * \left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{0.14} \quad (3.97)$$

El término $\phi = (\mu/\mu_w)^{0.14}$ es la corrección por temperatura de pared. En algunos casos, cuando la dependencia de la viscosidad respecto a la temperatura no es significativa, se puede despreciar.

- Para agua, se da una correlación gráfica de h en función de la velocidad lineal V para tubos de $\frac{3}{4}$ BWG. También hay una gráfica de corrección para otros diámetros de tubería (Figura 5).

Es posible emplear otras expresiones válidas, por ejemplo

- Para $Re \geq 2300, 0.5 < Pr < 1.5$:

$$h_i = 0.0214 * \left(\frac{k}{D}\right) * (Re^{0.8} - 100) * (Pr)^{0.4} * \left[1 + \left(\frac{D}{L}\right)^{\frac{2}{3}}\right] \quad (3.98)$$

- Para $Re \geq 2300, 1.5 < Pr < 500$:

$$h_i = 0.012 * \left(\frac{k}{D}\right) * (Re^{0.87} - 280) * (Pr)^{0.4} * \left[1 + \left(\frac{D}{L}\right)^{\frac{2}{3}}\right] \quad (3.99)$$

La dimensión característica D es el diámetro (interno) de la tubería; L es la longitud del recorrido. El término $(\mu/\mu_w)^{0.14}$ es un factor de corrección, μ_w es la viscosidad evaluada a la temperatura t_w de la pared del tubo. Las correlaciones para tubos se

pueden emplear para el lado de coraza (es decir, para calcular h_o o h_f , si no hay baffles, pero cambiando D por el diámetro equivalente mojado D_e (o diámetro hidráulico), que se define

$$D_e = \frac{4 * AF}{PH} \quad (3.100)$$

Donde AF es el área de flujo, y PH el perímetro húmedo

$$AF = \left(\frac{\pi}{4} D_s^2\right) - \left\{ N_t * \left[\left(\frac{\pi * d_o^2}{4}\right) + (N_f * (b * \delta)) \right] \right\} \quad (3.101)$$

Para transferencia de calor,

$$D_e = N_t * \{ [\pi * d_o] + [(N_f) * ((2 * b) - \delta)] \} \quad (3.102)$$

Y para caída de presión

$$D_e = N_t [(\pi * d_o) + (2 * b * N_f)] \quad (3.103)$$

Donde D_s es el diámetro interno de la coraza, N_t y N_f son los números de tubos en la coraza y de aletas (longitudinales), respectivamente; b y δ son respectivamente la altura y el espesor de una aleta. Para calcular el coeficiente de transferencia por el lado de la coraza (h_o , h_f), se utiliza cuando hay baffles.

$$h = 0.36 * \left(\frac{k}{D_e}\right) * (Re_s)^{0.55} * (Pr)^{\frac{1}{3}} * \left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{0.14} \quad (3.104)$$

donde $\phi = (\mu/\mu_w)^{0.14}$ es la corrección por temperatura de pared. El diámetro equivalente D_e corresponde al diámetro hidráulico en la sección más pequeña del haz de tubos.

- para un arreglo en cuadro

$$D_e = 4 * \frac{PT^2 * \left[\left(\frac{d_o^2}{4} \right) \right]}{\pi * d_o} \quad (3.105)$$

- Ya que $PH = (4 * \pi * d_o)/4$, (note que $C' = PT - d_o$). Para un arreglo triangular (equilátero)

$$D_e = 4 * \frac{\left[\left(\frac{PT}{2} \right) * \left(\frac{\sqrt{3} * PT}{2} \right) \right] - \left[\left(\frac{\pi}{2} \right) * \left(\frac{d_o^2}{4} \right) \right]}{\frac{\pi * d_o}{2}} \quad (3.106)$$

El número de Reynolds se calcula haciendo

$$Re = \frac{D_e * G_s}{\mu} \quad (3.107)$$

Donde

$$G_s = \frac{w}{a_s} \quad (3.108)$$

$$a_s = \frac{D_s * C' * B}{PT} \quad (3.109)$$

Donde D_s es el diámetro interno de la coraza, PT es el pitch, la separación entre los centros de los tubos (ver Figura 2.5), y B es la separación entre los baffles.

Si hay más de un paso por coraza, a_s se divide en el número de pasos. Por ejemplo, si hay dos pasos por coraza, $a_s = (D_s * C' * B)/(2 * PT)$

La aplicación de la corrección por temperatura de pared requiere calcular iterativamente t_w en la forma de la ecuación

$$t_w = t_i + \left[\left(\frac{h_o}{h_{io} + h_o} \right) * (t_o - t_i) \right] \quad (3.110)$$

Para la primera iteración se utilizan los valores de $h_o/\phi_o, h_{io}/\phi_{io}$. Si hay aletas

$$t_w = t_i + \left[\left(\frac{h_{fi}}{h_{fi} + h_i} \right) * (t_o - t_i) \right] \quad (3.111)$$

La caída de presión por tubos tiene dos contribuciones:

- ΔP_L : la caída de presión por el recorrido del fluido en los tubos
- ΔP_a : la caída de presión por los accesorios (por ejemplo, uniones)

Así

$$\Delta P = \Delta P_L + \Delta P_a \quad (3.112)$$

Para intercambiadores de doble tubo, se desprecia ΔP_a por el tubo interior. Para estimar ΔP_L se puede aplicar la ecuación de Fanning u otras correlaciones para f en la expresión

$$\Delta P_L = f * \left(\frac{4 * G^2 * L}{2 * \rho * D * \phi} \right) \quad (3.113)$$

Esto también es válido para el espacio anular entre tubos concéntricos, o corazas sin baffles.

$$\Delta P_L = f * \frac{4 * G^2 * L}{5.22 * 10^{10} * D_e * s * \phi} \quad (3.114)$$

Donde

P = Es la presión y está en psi.

S = Es la gravedad específica.

f = factor de fricción en unidades consistentes con G en lb/h-ft².

De = Diámetro equivalente (Dependiente del arreglo en los tubos).

L = en ft (no debe usarse esta expresión de ningún otro modo).

El término ΔP_a depende del número n de pasos; así, para IC de tubos y coraza.

$$\Delta P_a = (4 * n) * \left(\frac{G^2}{2 * \rho} \right) \quad (3.115)$$

Para la caída de presión por coraza, con baffles se sugiere la expresión

$$\Delta P = f * \frac{4 * G_s^2 * D_s * (N_b + 1)}{2 * \rho * D_e * \phi} \quad (3.116)$$

donde L/B es el número de baffles calculado con el espaciamiento B . / se puede obtener de la expresión.

$$f = 1.7424 * (Re)^{-0.19} \quad (3.117)$$

Alternativamente se puede usar la misma ecuación con P en psi

$$\Delta P = f * \frac{G_s^2 * D_s * (N + 1)}{5.22 * 10^{10} * D_e * s * \phi} \quad (3.118)$$

donde f está correlacionado en forma gráfica, o se puede calcular como $f = 0.0121 * (Re)^{-0.19}$ En IC de doble tubo, se considera una pérdida de presión.

$$\Delta P_a = \left(\frac{G^2}{2 * \rho} \right) \quad (3.119)$$

en el espacio anular, es decir, entre el tubo externo y el interno, por cada horquilla en el montaje (incluye entrada/salida).

CAPITULO 4.- PROTOTIPO

La realización del prototipo se diseñará y construirá de acuerdo a los recursos disponibles, y de las recomendaciones de algunos fabricantes, a continuación, se hace un listado de ellas.

- La relación PT/ de (distancia de los centros de los tubos/diámetro externo de los tubos) recomendable para el arreglo de tubos es de 1.25 a 2.
- La distancia entre los deflectores varia del 20 % - 100% del diámetro interno de la coraza.
- Corte de los deflectores esta entre 20% - 35 % del diámetro interno de la coraza
- Diámetros comunes de los tubos, BWG (in): 1, 5/8, 3/4.
- Electrodo para las soldaduras: 6010, y 7060
- El TEMA en RCB- 11 recomienda que el diámetro mínimo de pernos debe ser de ½ plg para intercambiadores tipo R, de 5/8 plg para el tipo B y de ½ plg para el tipo C

4.1.- DISEÑO

Se cuenta con un Recipiente contenedor de gas LP con un diámetro interno de 29.8 cm (11.73 plg) y de diámetro externo de 30.2 cm (11.88 plg), su longitud es de 105 cm (40.944 plg).

Se propone utilizar 30 tubos de cobre de ¾ plg de diámetro con un espesor de 1/16 de plg, y un $PT/d_o = 1.8$.

El intercambiador será 1-2 debido a que la longitud de la coraza es muy pequeña. La parte segmentada del intercambiador será del 30% ya que la lámina con la que se cuenta es muy limitada y con una segmentación del 30% sería la ideal ya que resultarían para tres deflectores con una distancia de estos de un 58 % del diámetro interno de la coraza (17.5 cm), valor que esta entre los parámetros de diseño. El diámetro de los tornillos a utilizar será de ½ plg con una cantidad de 10 tornillos por

cabezal. Y por último se elige la soldadura 6010 ya que es muy barata a comparación del electrodo 7060 y es muy eficiente con pocas impurezas en su composición (escoria). Si bien la coraza permite una gran cantidad de tubos el cual se puede estimar con la ecuación 2.4.

$$N_t = 0.875 * \left[\frac{CTP}{CL} \right] * \left[\frac{D_s^2}{\left(\frac{P_T}{d_o} \right)^2 * d_o^2} \right]$$

Con

$$CTP = 0.9$$

$$CL = 0.87$$

$$PT = 4 \text{ cm}$$

$$d_o = 2.2225 \text{ cm}$$

$$D_s = 29.8 \text{ cm}$$

$$N_t = 0.875 * \left[\frac{0.9}{0.87} \right] * \left[\frac{29.8^2}{\left(\frac{4}{2.2225} \right)^2 * 2.2225^2} \right] = 50.23 \text{ tubos} = 50 \text{ tubos}$$

Como se puede notar el cilindro de gas puede contener 50 tubos con los parámetros propuestos, pero no se cuenta con los recursos económicos para la obtención de gran cantidad de tubos. Por otra parte, se puede usar la ecuación 2.2 para tener una idea del tamaño de la coraza necesaria para contener 30 tubos; con $PT=4$, $d_o=7/8$ plg.

$$D_s = 0.637 * \left(\sqrt{\frac{CL}{CTP}} \right) * \left(\sqrt{\frac{A_0 * d_o * \left(\frac{P_T}{d_o} \right)^2}{L}} \right)$$

$$D_s = 0.637 * \left(\sqrt{\frac{CL}{CTP}} \right) * \left(\sqrt{\frac{(n * L * \pi * d_o) * d_o * \left(\frac{P_T}{d_o}\right)^2}{L}} \right)$$

$$D_s = 0.637 * \left(\sqrt{\frac{0.87}{0.9}} \right) * \left(\sqrt{\frac{(30 * 70 * \pi * 2.2225) * 2.2225 * \left(\frac{4}{2.2225}\right)^2}{70}} \right)$$

Esto nos demuestra que nuestro recipiente es aún más grande que la coraza necesaria para contener tal cantidad de tubos con un PT=4, Una pregunta importante sería ¿Qué PT llenaría la coraza con 30 tubos?, Para eso se despeja PT de la ecuación 2

$$P_T = \sqrt{\frac{\left(\frac{D_s}{0.637 * \left(\sqrt{\frac{CL}{CTP}} \right)} \right)^2 * L}{A_o * d_o}} * d_o$$

$$P_T = \sqrt{\frac{\left(\frac{D_s}{0.637 * \left(\sqrt{\frac{CL}{CTP}} \right)} \right)^2 * L}{(n * L * \pi * d_o) * d_o}} * d_o$$

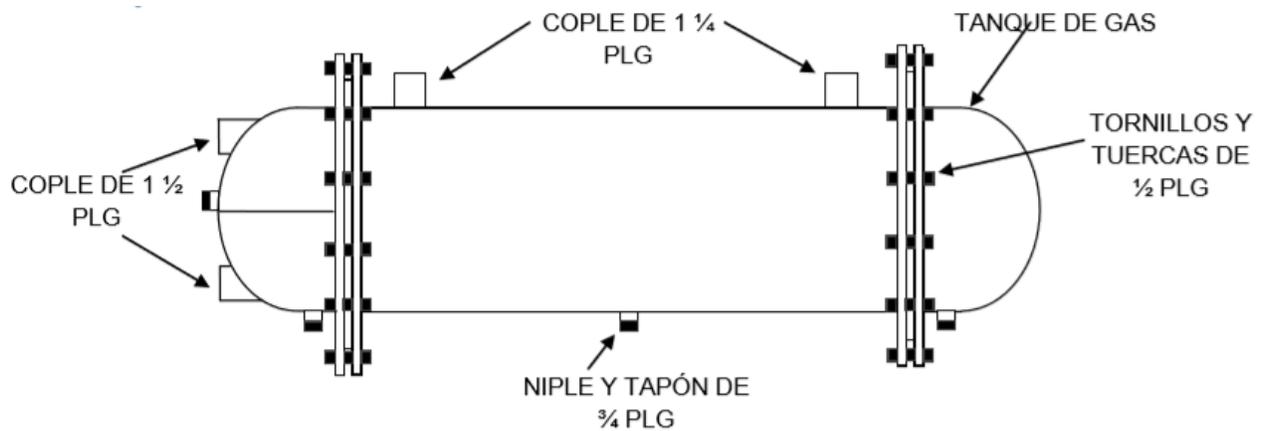
$$P_T = \sqrt{\frac{\left(\frac{29.8}{0.637 * \left(\sqrt{\frac{0.87}{0.9}} \right)} \right)^2 * 70}{(30 * 70 * \pi * 2.2225) * 2.2225}} * 2.2225 = 4.9 \text{ cm}$$

Como podemos observar $PT/do = 4.9 \text{ cm} / 2.225 \text{ cm} = 2.2$, dato que esta fuera del parámetro establecido, por consiguiente, se pasa a realizar los esquemas necesarios para la construcción.

Para el corte de las tapas se da una holgura de 6 cm a la línea de tangencia para poder introducir un niple en cada cabezal, lo que permitirá purgar ambos lados, de igual modo para no dañar la soldadura.

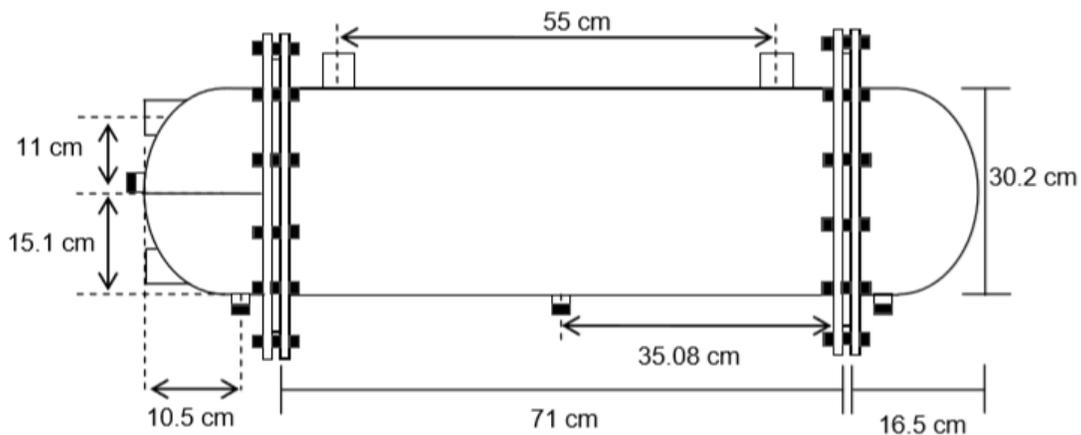
A continuación, se presentan los esquemas para la construcción del prototipo.

Figura 4.1. - Esquema preliminar del intercambiador.



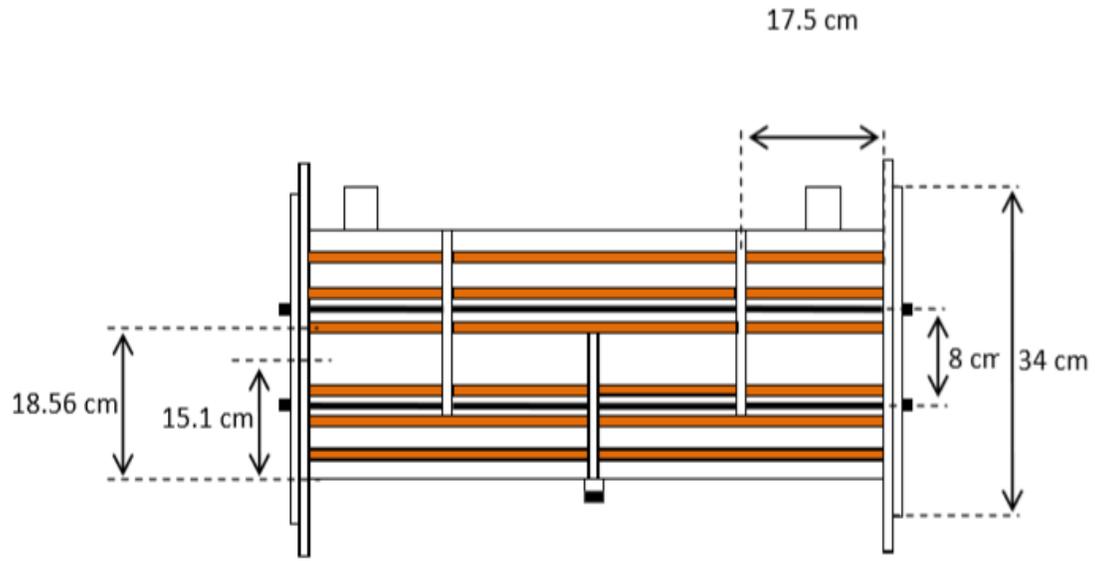
Fuente: Esta investigación, Elaboración propia, Microsoft office Word 2016.

Figura 4.2. – Dimensiones del intercambiador.



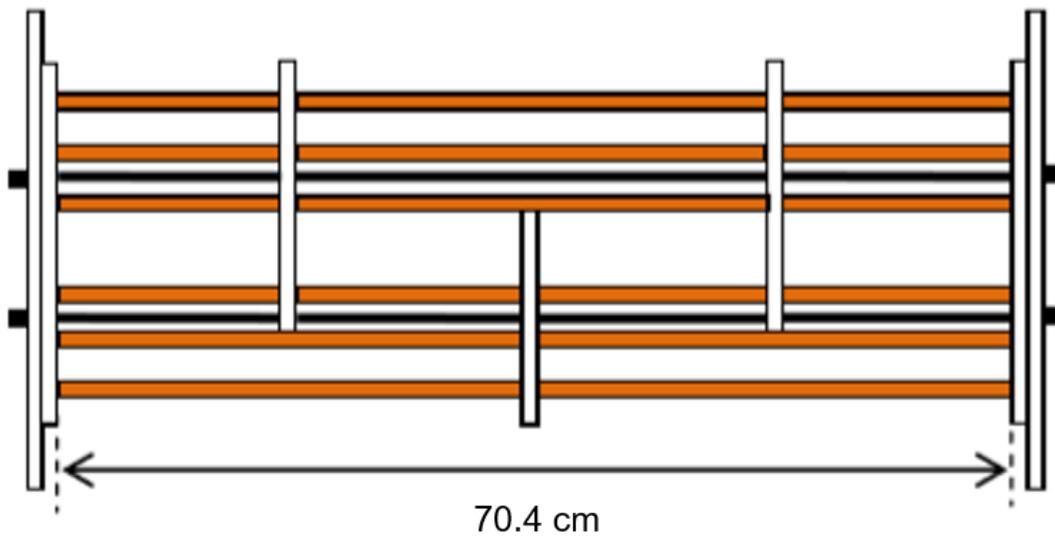
Fuente: Esta investigación, Elaboración propia, Microsoft office Word 2016.

Figura 4.3. – Dimensiones de la coraza.



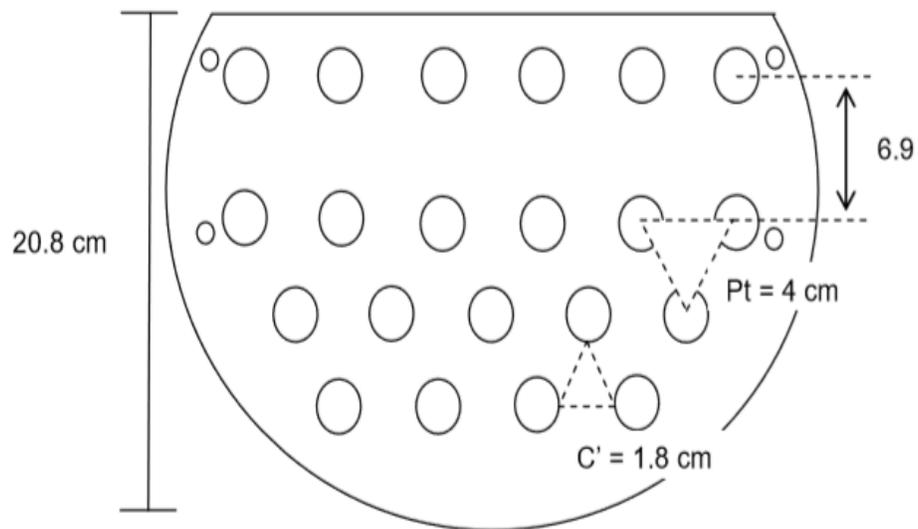
Fuente: Esta investigación, Elaboración propia, Microsoft office Word 2016.

Figura 4.4. - Haz de los tubos.



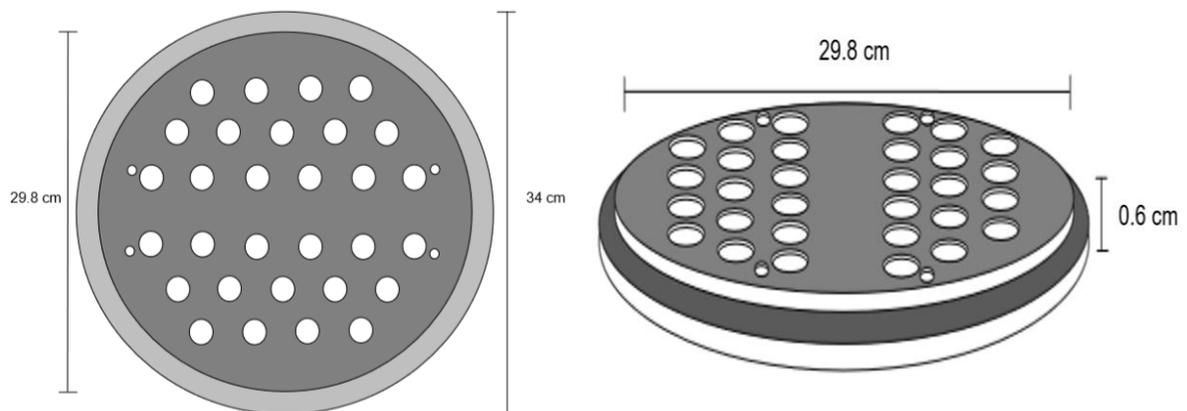
Fuente: Esta investigación, Elaboración propia, Microsoft office Word 2016.

Figura 4.5. - Esquema de los flectores.



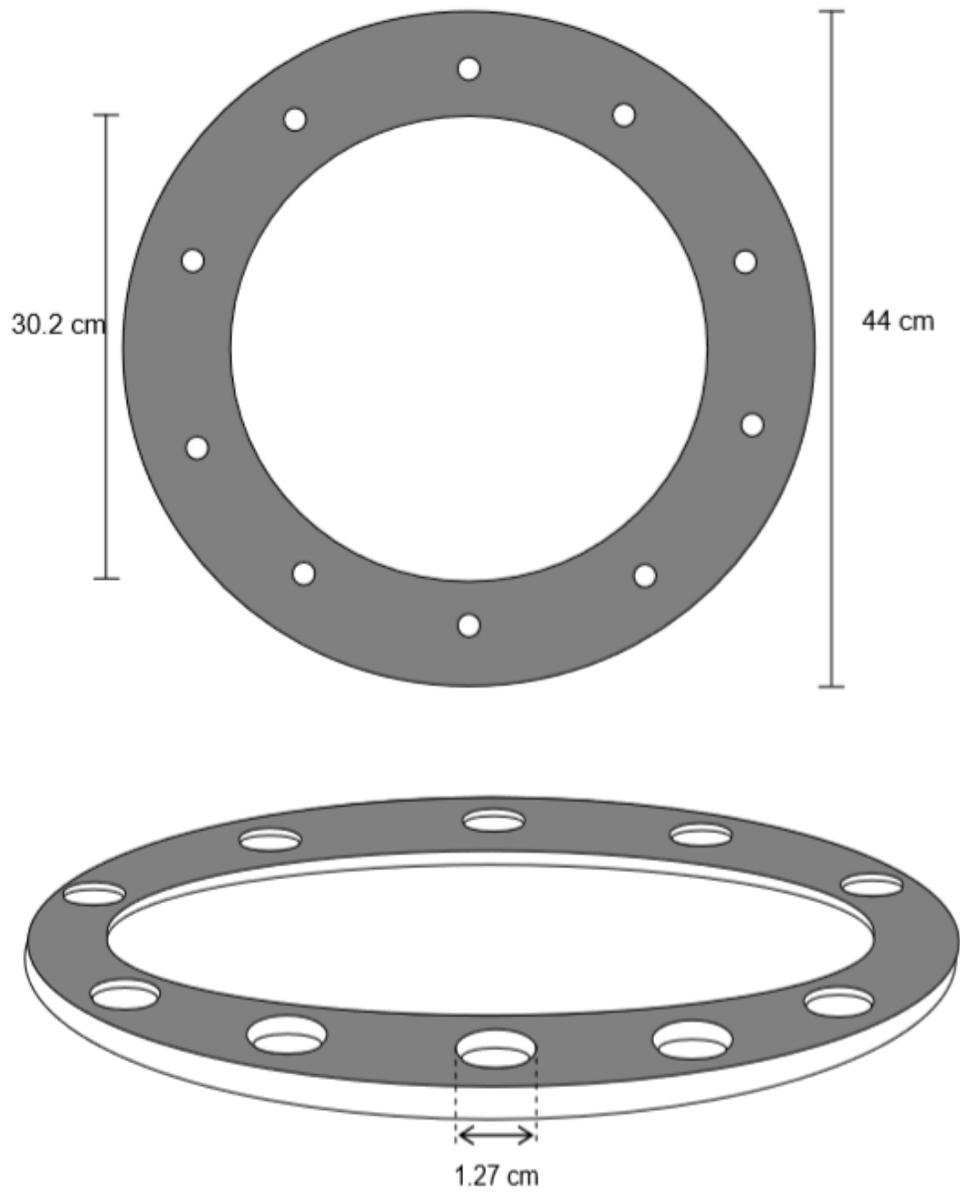
Fuente: Esta investigación, Elaboración propia, Microsoft office Word 2016.

Figura 4.6. - Esquema de las tapas porta tubos, vista desde arriba, y parte frontal.



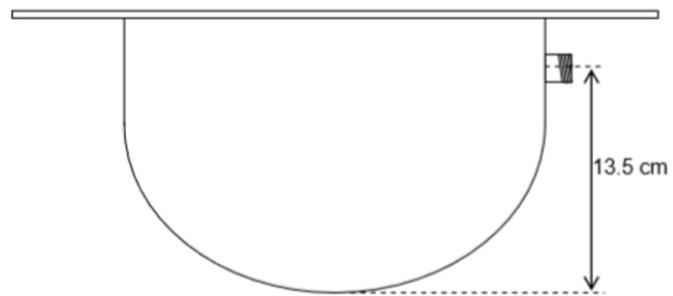
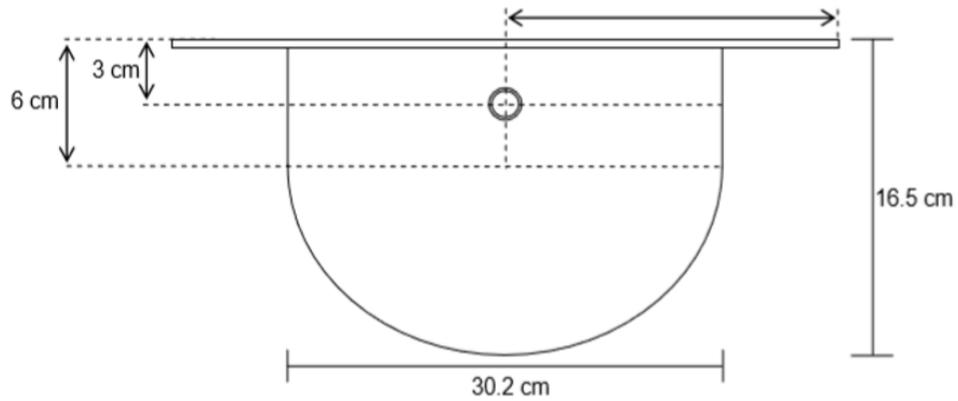
Fuente: Esta investigación, Elaboración propia, Microsoft office Word 2016.

Figura 4.7. - Esquema de las bridas, vista desde arriba, parte frontal.

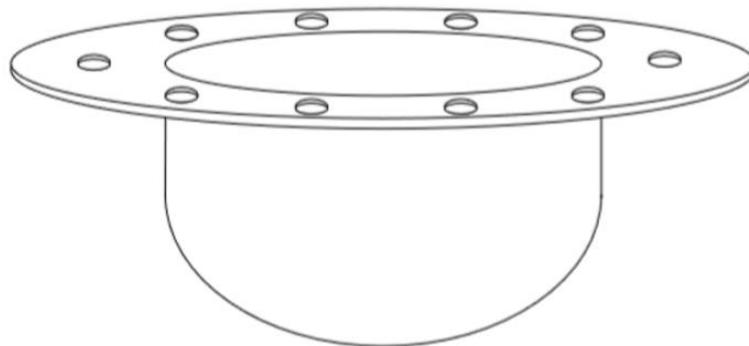


Fuente: Esta investigación, Elaboración propia, Microsoft office Word 2016.

Figura 4.8. - Esquema de las tapas de retorno (a) lado frontal de la tapa en dirección a la boquilla de purga, (b) lado lateral, (c) vista de un lado.



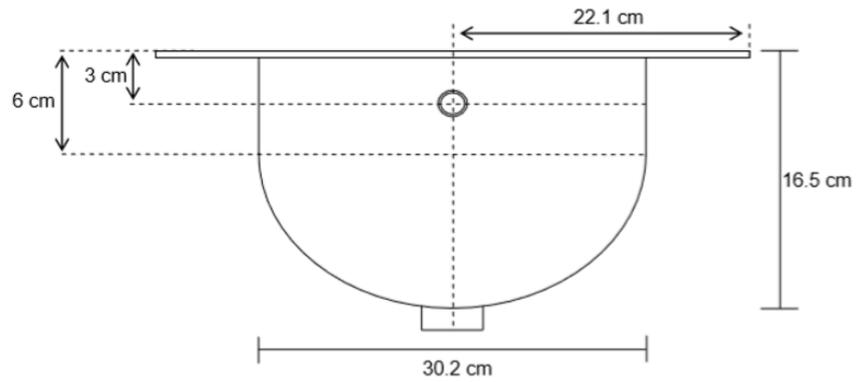
(b)



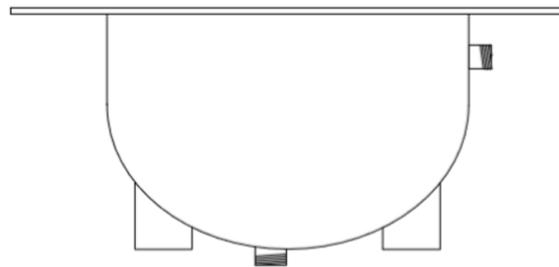
(c)

Fuente: Esta investigación, elaboración propia, Microsoft office Word 2016.

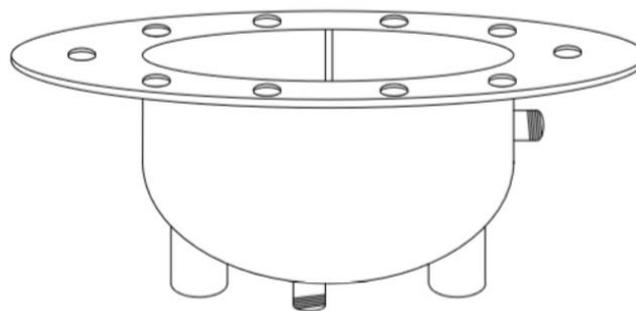
Figura 4.9. – Esquema del cabezal de distribución (a) lado frontal de la tapa en dirección a la boquilla de purga, (b) lado lateral, (c) vista de un lado.



(a)



(b)



(c)

SILLETA

Para la construcción de la silleta se utilizó madera dura, para ser más específico madera de cumbillo (canxan o naranjo) ya que soportan mejor las inclemencias del tiempo que las blandas, además se cuenta con dicho material. Y para el dimensionamiento se utilizará la siguiente relación (para más información ver Figura 14 (a)).

$$0.4 R \leq A_T \leq 0.2l$$

donde;

R = Radio externo de la carcasa.0

l = Distancia entre las líneas de tangencia.

A_T = Distancia de los centros de la silleta a la línea de tangencia más cercana.

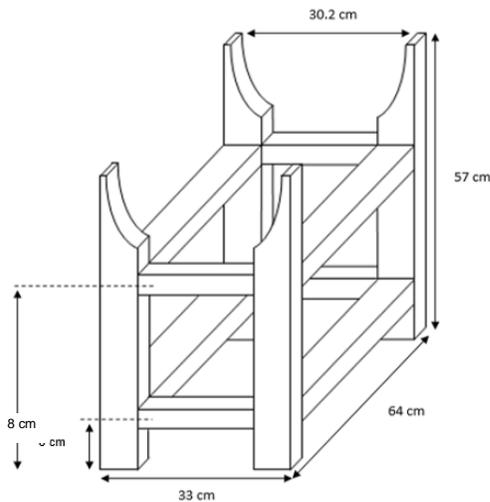
Las dimensiones de nuestro prototipo son; R=15.1 cm y l =82.4 cm.

$$0.4 * (15.1 \text{ cm}) \leq A_T \leq 0.2 * (82.4 \text{ cm})$$

$$6.04 \text{ cm} \leq A_T \leq 16.48 \text{ cm}$$

Se propone utilizar una distancia de 12.5 cm entre la línea de tangencia más cercana al centro de la silleta.

Figura 4.10. – Esquema de la silleta que sostendrá el intercambiador.



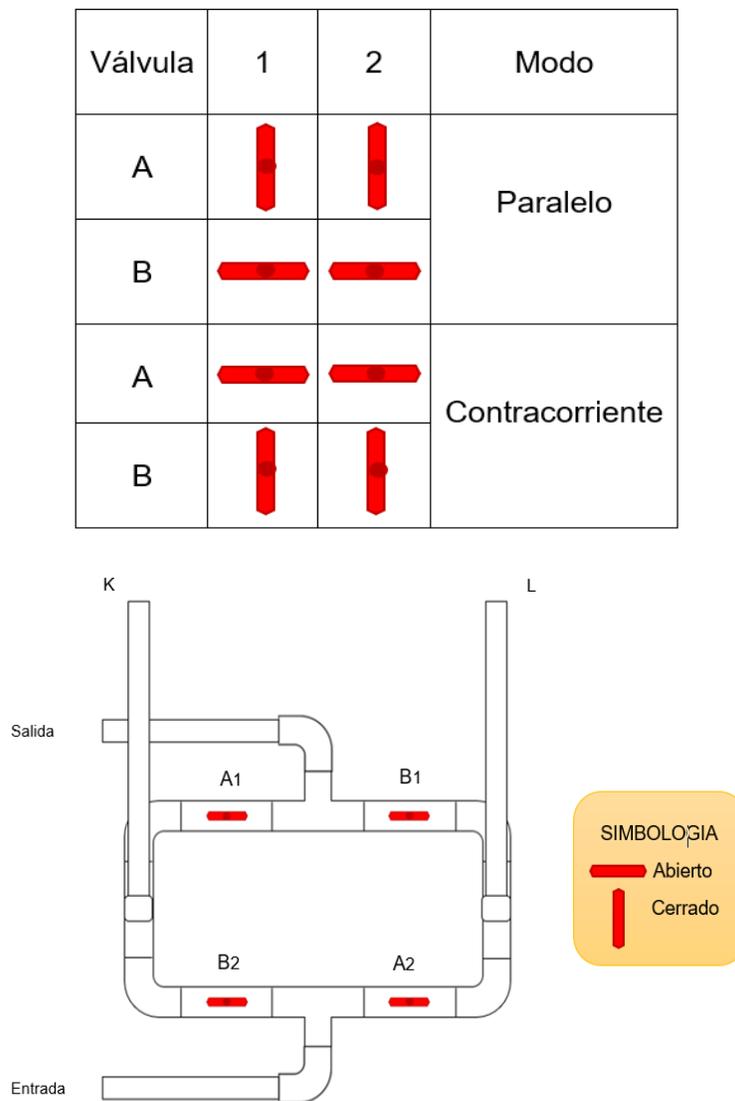
Fuente: Esta investigación, elaboración propia, Microsoft office Word 2016.

SISTEMA DE TUBERÍAS

Para que el prototipo funcione con los diferentes sentidos (contracorriente y paralelo) se optara el uso de 4 válvulas de globo debido a que usar válvulas de desvió incrementara el costo del prototipo, en la imagen se observa el arreglo de este sistema de válvulas.

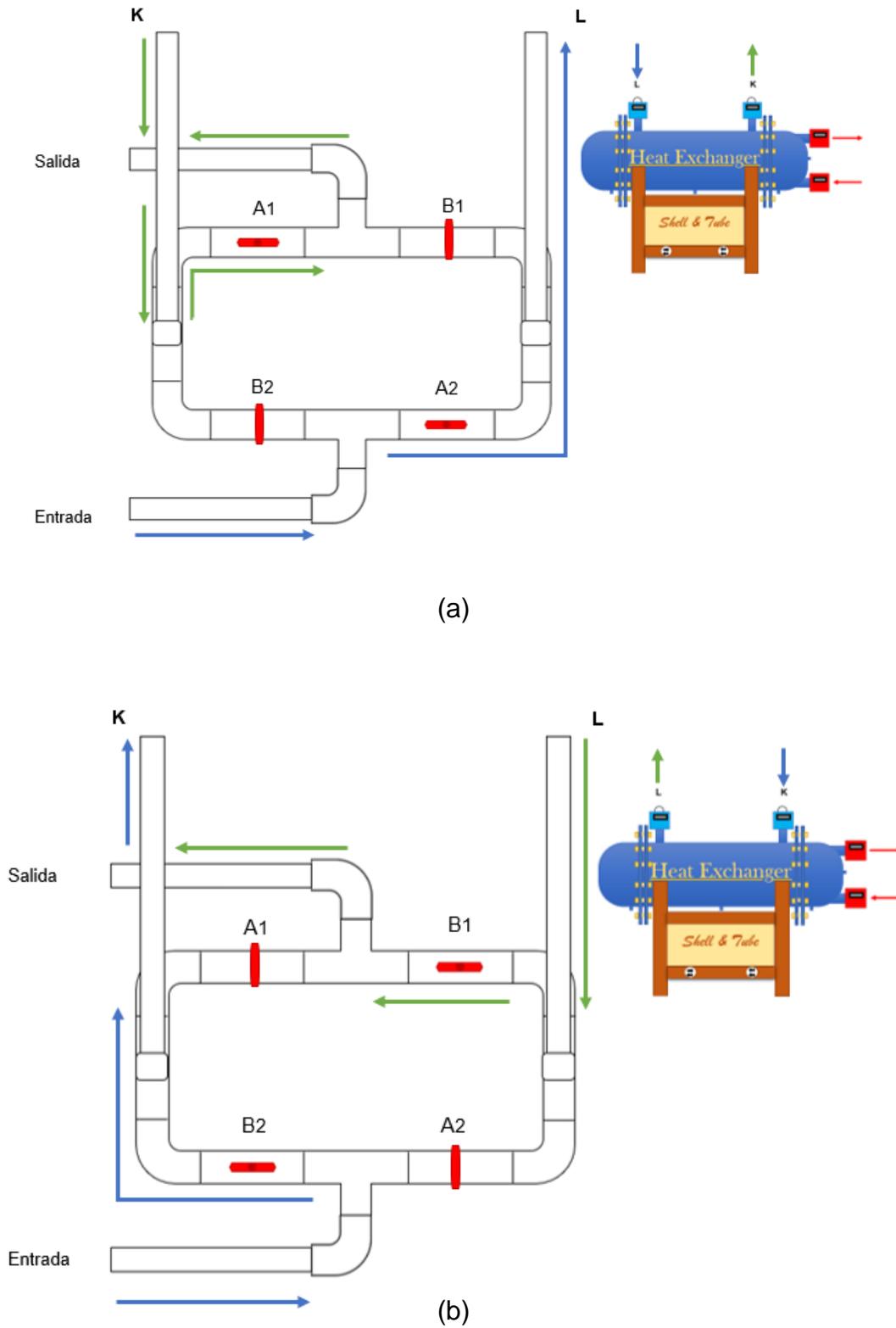
K y L representan los tubos conectados en la parte de la coraza ambas tuberías alternan como salida y entrada del fluido según se habrán y cierran las válvulas.

Figura 4.11. – Esquema del sistema de válvulas del intercambiador



Fuente: Esta investigación, elaboración propia, Microsoft office Word 2016.

Figura 4.12. - Esquema del flujo en la carcasa del prototipo en una configuración Contracorriente (a), y en flujo paralelo (b).



4.2.-MATERIALES

- 1.- Cilindro de gas**
- 2.- Tubos de cobre de $\frac{3}{4}$ plg**
- 3.- Lamina negra lisa de 3 mm de espesor**
- 4.- Niple y tapón**
- 5.- Coples de $1 \frac{1}{4}$ de plg y $1 \frac{1}{2}$ de plg**
- 6.- Varillas roscadas $\frac{5}{16}$ de plg**
- 7.- Tuercas $\frac{1}{2}$ plg y $\frac{5}{16}$ plg**
- 8.- rondanas de $\frac{5}{16}$ de plg**
- 9.-Válvulas de globo de $1 \frac{1}{4}$ de plg**
- 10.- Tubos PVC de $1 \frac{1}{4}$ plg y $1 \frac{1}{2}$ plg**
- 11.- Codos de pvc de $1 \frac{3}{4}$ plg y $1 \frac{1}{2}$ plg**
- 12.- Tee PVC de $1 \frac{1}{4}$ plg**
- 13.- Cople macho de $1 \frac{1}{4}$ y $1 \frac{1}{2}$ plg**
- 14.- Sensores de temperatura**
- 15.- Viga de madera**
- 16.- pijas**
- 17.- Disco de esmeril de $4 \frac{1}{2}$ plg para metal**
- 18.- Electrodo 6010**
- 19.-Pintura anti calórica y pinturas color azul y dorado**
- 20.- Lija circular para metal grano 60 y 120**
- 21.- Barniz para madera**
- 22.- Pegamento de carpintero (Resistol 5000)**
- 23.-Diodos Led**
- 24.- Cable UTP**
- 25.- MDF o Triplay**
- 26.-Papel Autoadherible**

4.3.-EQUIPOS Y HERRAMIENTAS

- 1.-Taladro de banco**
- 2.-Esmeril manual**
- 3.- Esmeril de banco**
- 4.- Planta de soldar**
- 5.- Escopleadora**
- 6.- Cierra sin fin**
- 7.- Guantes**
- 8.- Careta de soldar**

4.4.-CONSTRUCCIÓN

Antes de cortar el tanque de gas se realizó el lavado del recipiente con agua para eliminar posibles acumulaciones de gas, posteriormente se cortaron las tapas del tanque por donde se introducirán los tubos y los deflectores.

Enseguida se trazan los deflectores y los anillos que servirán como bridas, en unas hojas blancas, y se pegan en la lámina para poder cortarlas con la esmeriladora.

Una vez cortadas se perforan con un taladro de árbol (Soporte de banco) de una en una, comenzando con brocas pequeñas e incrementado el tamaño de las brocas gradualmente, sin llegar al estado que se desea.

Para mantener el buen estado de las brocas se alternan entre cada dos perforaciones una afilada de la broca, lubricando mientras se realizan los agujeros con aceite.

Figura 4.13. – Cronograma de la primera parte del proceso; corte del cilindro de gas con las tapas removidas, deflectores dibujados en la lámina, y perforación de las placas porta tubos y baffles.



Fuente: Esta investigación.

Ya perforados los agujeros de cada disco donde pasaran los tubos, se apilan y se perforan con la broca del diámetro requerido en este caso con la broca de 7/8 de plg.

El siguiente paso es soldar las bridas, deflector longitudinal en el cabezal de distribución, coples (boquillas), nipples (salidas para purgar el líquido de los cabezales, como de la coraza). En este caso se utilizan electrodos 6010 para evitar fugas en las soldaduras.

Figura 4.14. – Cronograma de la segunda parte de la construcción; bridas, coples, y nipples soldados al cuerpo y cabezales del prototipo



Fuente: Esta investigación.

Después de soldar los componentes, se lija todas las partes para posteriormente ser pintadas con pintura anticorrosiva (pinturas para altas temperaturas), y esmaltes.

Con restos de recámara de llanta de carro se improvisan unos empaques y se les colocan a los cabezales de distribución y retorno, de igual forma la carcasa. Se prueba que entre el haz de tubos entre en la carcasa.

Figura 4.15. – Cronograma de la tercera parte de la construcción; limpieza del prototipo, aplicación de pintura protectora, y ensamble de las partes del haz de tubos.



Fuente: Esta investigación.

Para construir la base que sostendrá el intercambiador (silleta) se mandó a cepillar unas vigas de madera de naranjo (No se cuenta con fotos). Después de eso se

realizó las espigas de las diferentes partes de la silleta. Posteriormente se realizaron los agujeros donde se insertarían las espigas con una escopleadora.

Ya cortadas todas las partes, se armó la silleta, luego de armarlo y barnizarlo, se colocó el sistema de válvulas en la parte de atrás de la silleta. Como penúltima parte del proceso se elaboró la parte de los sensores, como cajas que contendría el display (monitor), indicadores de dirección y el circuito fuente de energía. Por último, se colocaron todas las partes en su lugar para tener un aspecto del intercambiador realizado.

Figura 4.16. – Cronograma de la cuarta parte de la construcción; armado de la silleta y sensores digitales de temperatura.



Fuente: Esta investigación.

4.5.- COSTO DEL PROYECTO

En la siguiente tabla se muestra los costos de los materiales utilizados en la construcción del prototipo.

Tabla 4.1. - Costos de los materiales.

MATERIAL	COSTO POR UNIDAD (Peso MXN)	CANTIDAD	COSTO TOTAL (Peso MXN)
Tanque de gas 30 kg de acero microaleado	\$1,500.00	1	\$1,500.00
Tubo de cobre 3/4 plg de diámetro interno y 6.10 metros de longitud	\$700.00	4	\$2,800.00
Lamina negra lisa 3 mm de grosor de 1m ²	\$900.00	2	\$1,800.00
Coples Galvanizados de 1 1/4	\$30.00	2	\$60.00
Coples Galvanizados de 1 1/2 plg	\$35.00	2	\$70.00
Niples Galvanizados de 3/4 plg	\$8.00	4	\$32.00
Tapón hembra de 3/4 plg	\$25.00	4	\$100.00
Varilla roscada de 5/16 plg	\$23.00	4	\$92.00
Tuerca de 5/16 plg	\$0.90	40	\$36.00
Rondana plana de 3/4 plg	\$0.80	40	\$32.00
Tornillo de 1/2 plg	\$6.50	20	\$130.00
Tuerca de 1/2 plg	\$6.00	20	\$120.00
Pintura anticorrosiva	\$130.00	4	\$520.00
Esmalte	\$55.00	3	\$165.00
Pegamento	\$100.00/400 ml	1	\$100.00
Caucho	\$50.00	1	\$50.00
Electrodo 6010	\$70.00/kg	3	\$210.00
Sensores de temperatura	\$130.00	4	\$500.00
Válvulas de globo de 1 1/4 de plg	\$90.00	4	\$360.00
Tubo de PVC de 1 1/4 plg, 6.10 m	\$90.00	1	\$90.00
Tubo de PVC de 1 1/2 plg, 6.10 m	\$110.00	1	\$110.00
Codos de PVC 1 1/2 plg	\$19.00	6	\$114.00
Codos de PVC 1 1/4 plg	\$16.00	12	\$192.00
Tee de 1 1/4 de plg	\$20.00	4	\$80.00
Cable UTP	\$8.00/metro	5	\$40
Diodos Led	\$3.00/unidad	14	\$42.00
Papel autoadherible	\$12.00/metro	2	\$24.00
total			\$9,369.00

4.6.- CASO PRACTICO (EJEMPLO PARA EL CALCULO TEORICO DE LAS TEMPERATURAS DE SALIDA Y CAIDA DE PRESIÓN EN EL PROTOTIPO)

Se desea estimar las temperaturas de salida de ambos flujos y las caídas de presión en el prototipo, suponiendo las siguientes propiedades de los flujos.

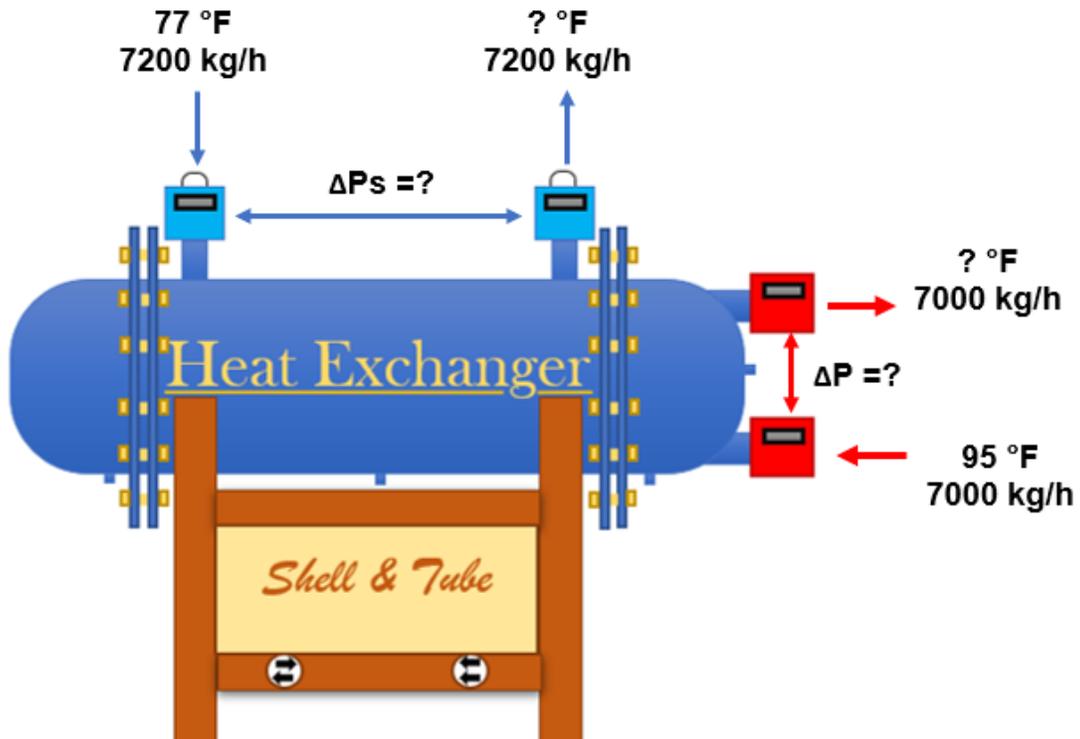
Tabla 4.2.- Datos del prototipo (Intercambiador de calor de tubos y coraza 1-2, 15 tubos por paso).

PARAMETRO	cm	plg	ft
C'	1.7775	0.6998	0.0583
PT	4.0000	1.5748	0.1312
L	70.4000	27.7165	2.3097
B	17.5000	6.8898	0.5741
Ds	29.8000	11.7323	0.9777
d0	2.2225	0.8750	0.0729
di	1.9050	0.7500	0.0625

Tabla 4.3.- Propiedades de las corrientes de entradas.

CALIENTE	DATO
(T _h) Temperatura	95 °F
(W) Flujo másico	7000 kg/h
(ρ _h) Densidad	994 kg/m ³
(μ _h) Viscosidad	1.573 lb/pie*h
(k _h) Conductividad térmica	0.360 Btu/h*pie*°F
(C _{ph}) Capacidad calorífica	0.95 Btu/lb*°F
(S) Gravedad específica	1
FRIA	
(T _c) Temperatura	77 °F
(w) Flujo másico	7200 kg/h
(ρ _c) Densidad	997 kg/m ³
(μ _c) Viscosidad	2.178 lb/pie*h
(k _c) Conductividad termina	0.351 Btu/h*pie*°F
(C _{pc}) Capacidad calorífica	1 Btu/lb*°F
(s) Gravedad específica	1

Figura 17. - Diagrama del ejemplo.



SUPOSICIONES

1. El espesor de los tubos es despreciable, puesto que la pared es relativamente delgada.
2. El coeficiente de transferencia de calor es constante.
3. El intercambiador está bien aislado y la pérdida de calor a los alrededores es despreciable.
4. El cambio de viscosidad en la pared de los tubos es despreciable y en consecuencia se desprecia los factores de corrección por viscosidad (ϕ_s y ϕ_t).
5. El cambio de en las energías cinéticas y potenciales en las corrientes son despreciables

DESARROLLO DEL CALCULO PARA LA ESTIMACIÓN DE LAS TEMPERATURAS DE SALIDA

1.- Cálculos aproximados de los coeficientes de transferencia de calor

Lado de los tubos (fluido caliente)

Para calcular h_i Kern trata al agua como un caso especial, para la estimación del coeficiente de transferencia de calor se cuenta con la gráfica.

- Velocidad en los tubos

$$\text{flujo volumetrico} = W * \rho_h = \frac{7000 \text{ kg}}{h} * \frac{1 \text{ m}^3}{994 \text{ kg}} = 0.00195 \frac{\text{m}^3}{s}$$

$$\text{conversión } \text{m}^3 \text{ a } \text{ft}^3 = \frac{35.31 \text{ ft}^3}{\text{m}^3} * \frac{0.00195 \text{ m}^3}{s} = 0.0688 \frac{\text{ft}^3}{s}$$

$$A_t = \frac{Nt * \pi * \left(\frac{d_i}{2}\right)^2}{n} = \frac{30 * \pi * \left(\frac{0.0625 \text{ ft}}{2}\right)^2}{2} = 0.04601 \text{ ft}^2$$

$$V = \frac{\text{flujo volumetrico}}{\text{área por paso}} = \frac{0.0688 \text{ ft}^3}{0.04601 \text{ ft}^2} = 1.495 \frac{\text{ft}}{s}$$

Con una velocidad de 1.495 ft/s, y una temperatura de 95°F $h_i = 450 \text{ Btu/h} * \text{pie}^2 * ^\circ\text{F}$ y un factor de corrección de 0.94

$$h_i = \frac{450 \text{ Btu}}{h * \text{ft}^2 * ^\circ\text{F}} * 0.94 = \frac{423 \text{ Btu}}{h * \text{ft}^2 * ^\circ\text{F}}$$

Lado de la coraza (fluido frio)

La estimación de h_o se utilizará la ecuación

- Estimación del número de prandlt

$$Pr = \frac{Cp_c * \mu_c}{k_c} = \frac{\left(\frac{1 \text{ Btu}}{\text{lb} * ^\circ\text{F}}\right) * \left(\frac{2.178 \text{ lb}}{\text{ft} * \text{h}}\right)}{\left(\frac{0.351 \text{ Btu}}{\text{h} * \text{ft} * ^\circ\text{F}}\right)} = 6.205$$

- Número de Reynolds

$$A_s = \frac{C' * B * D_s}{144 * PT} = \frac{0.6998plg * 6.8898plg * 11.7323plg}{144 * 1.5748plg} = 0.2494ft^2$$

$$G_s = \frac{w}{A_s} = \frac{\left(\frac{7200kg}{h}\right) * \left(\frac{2.2lb}{kg}\right)}{0.2494ft^2} = 63512.43 \frac{lb}{h * ft^2}$$

$$D_e = 4 * \frac{\left[\left(\frac{PT}{2}\right) * \left(\frac{\sqrt{3} * PT}{2}\right)\right] - \left[\left(\frac{\pi}{2}\right) * \left(\frac{d_o^2}{4}\right)\right]}{\frac{\pi * d_o}{2}}$$

$$D_e = 4 * \frac{\left\{\left[\frac{0.1312ft}{2}\right] * \left[\frac{\sqrt{3} * 0.1312ft}{2}\right]\right\} - \left\{\left[\frac{\pi}{2}\right] * \left[\frac{(0.0729ft)^2}{4}\right]\right\}}{\frac{\pi * 0.0729ft}{2}} = 0.1874ft$$

$$Re_s = \frac{D_e * G_s}{\mu_c} = \frac{0.1874ft * 63512.43 \frac{lb}{h * ft^2}}{2.178 \frac{lb}{ft * h}} = 5464.7517$$

$$h_o = 0.36 * \left(\frac{k_c}{D_e}\right) * (Re_s)^{0.55} * (Pr)^{\frac{1}{3}} * \left(\frac{\mu_c}{\mu_{cw}}\right)^{0.14}$$

$$h_o = 0.36 * \left(\frac{0.351 \frac{Btu}{h * ft * ^\circ F}}{0.1874ft}\right) * (5464.7517)^{0.55} * (6.205)^{\frac{1}{3}} = 140.848 \frac{Btu}{h * ft^2 * ^\circ F}$$

2.-Calculo del coeficiente de transferencia de calor total

$$U = (h_i^{-1} + h_o^{-1} + R_D)^{-1} = \left[\left(\left(\frac{423 \frac{Btu}{h * ft^2 * ^\circ F}}{h * ft^2 * ^\circ F} \right)^{-1} + \left(\frac{140.848 \frac{Btu}{h * ft^2 * ^\circ F}}{h * ft^2 * ^\circ F} \right)^{-1} + (0.0001) \right) \right]^{-1}$$

$$U = 104.55 \frac{Btu}{h * ft^2 * ^\circ F}$$

3.-Determinacion de las razones de capacidades caloríficas

$$C_h = Cp_h * W = \left(\frac{7000kg}{h}\right) \left(\frac{2.2lb}{kg}\right) \left(\frac{0.95 \frac{Btu}{lb * ^\circ F}}{lb * ^\circ F}\right) = \frac{14630 \frac{Btu}{h * ^\circ F}}{h * ^\circ F}$$

$$C_c = Cp_c * w = \left(\frac{7200 \text{ kg}}{h}\right) \left(\frac{2,2 \text{ lb}}{\text{kg}}\right) \left(\frac{1 \text{ Btu}}{\text{lb} * ^\circ\text{F}}\right) = \frac{15840 \text{ Btu}}{h * ^\circ\text{F}}$$

Por lo tanto

$$C_{\min} = C_h = \frac{14630 \text{ Btu}}{h * ^\circ\text{F}} \quad \text{y} \quad C = \frac{C_{\min}}{C_{\max}} = \frac{\frac{14630 \text{ Btu}}{h * ^\circ\text{F}}}{\frac{15840 \text{ Btu}}{h * ^\circ\text{F}}} = 0.9236$$

Se determina la razón máxima de transferencia de calor

$$Q_{\max} = C_{\min} * (T_{h,ent} - T_{c,ent}) = \left(\frac{14630 \text{ Btu}}{h * ^\circ\text{F}}\right) * (95^\circ\text{F} - 77^\circ\text{F}) = 263340 \frac{\text{Btu}}{h}$$

Determinación del área superficial de transferencia de calor

$$\text{área superficial} = A = \pi * d_i * L * Nt = \pi * 0.0625 \text{ ft} * 2.309 \text{ ft} * 30 = 13.605 \text{ ft}^2$$

4.- Estimación del NTU y ϵ

$$NTU = \frac{U * A}{C_{\min}} = \frac{104.55 \frac{\text{Btu}}{h * \text{ft}^2 * ^\circ\text{F}} * 13.605 \text{ ft}^2}{\frac{14630 \text{ Btu}}{h * ^\circ\text{F}}} = 0.0972$$

A partir de NTU=0.09272 y C=0.9236 se determina la efectividad (ϵ), ver TABLA 3.2.

$$\epsilon = 2 * \left\{ 1 + C + \left\{ \left[\sqrt{1 + C^2} \right] * \left[\frac{1 + \exp(-NTU * \sqrt{1 + C^2})}{1 - \exp(-NTU * \sqrt{1 + C^2})} \right] \right\} \right\}^{-1}$$

$$\epsilon = 2 * \left\{ 1 + 0.9236 + \left\{ \left[\sqrt{1 + 0.9236^2} \right] * \left[\frac{1 + \exp(-0.0972 * \sqrt{1 + 0.9236^2})}{1 - \exp(-0.0972 * \sqrt{1 + 0.9236^2})} \right] \right\} \right\}^{-1}$$

$$\epsilon = 0.087$$

5.- Razón de transferencia de calor real

$$Q = \epsilon * Q_{\max} = 0.087 * 263340 \frac{\text{Btu}}{h} = 22910 \frac{\text{Btu}}{h}$$

6.- Determinación de las temperaturas de salida

➤ Flujo frio

$$Q = C_c * (T_{c,sal} - T_{c,ent})$$

Despejando Tc,sal

$$\frac{Q}{C_c} + T_{c,ent} = T_{c,sal} = \frac{22910 \frac{Btu}{h}}{15840 \frac{Btu}{h * ^\circ F}} + 77^\circ F$$

$$T_{c,sal} = 78.5^\circ F$$

➤ Flujo caliente

$$Q = C_h * (T_{h,ent} - T_{h,sal})$$

Despejando Tc, sal

$$-\frac{Q}{C_h} + T_{h,ent} = T_{h,sal} = -\frac{22910 \frac{Btu}{h}}{14630 \frac{Btu}{h * ^\circ F}} + 95^\circ F$$

$$T_{c,sal} = 93.43^\circ F$$

DESARROLLO DEL CALCULO PARA LA ESTIMACIÓN DE LAS CAIDAS DE PRESIÓN

Lado de los tubos

$$A_t = 0.04601 \text{ ft}^2$$

$$G_t = \frac{W}{A_t} = \frac{7000 \frac{kg}{h} * \frac{2.2 \text{ lb}}{kg}}{0.04601 \text{ ft}^2} = 334709.845 \frac{\text{lb}}{h * \text{ft}^2}$$

$$Re = \frac{334709.845 \frac{\text{lb}}{h * \text{ft}^2} * 0.0625 \text{ ft}}{1.573 \frac{\text{lb}}{h * \text{ft}}} = 13299.02$$

Con Re=13299.02, f =0.0003 (ver Figura 13)

$$\Delta P_t = \frac{f * G_t^2 * L * n}{5.22 * 10^{10} * d_i * S * \phi_t}$$

$$\Delta P_t = \frac{0.0003 * \left(334709.845 \frac{lb}{h * ft^2}\right)^2 * 2.3097 * 2}{5.22 * 10^{10} * 0.0625 ft * 1} = 0.4758 \frac{lb}{plg^2}$$

$$\Delta P_r = \frac{4 * n * V^2 * 62.5}{S * 2g' * 144}$$

Para el cálculo de la pérdida por fricción por retorno en los tubos se puede estimar

$\frac{V^2 * 62.5}{2 * g' * 144}$ en la FIGURA 12 o calcularlo directamente

$$\Delta P_r = \frac{4 * 2 * \left(1.495 \frac{ft}{s}\right)^2 * 62.5}{1 * 2 * 32.15 \frac{ft}{s} * 144} = 0.1206 \frac{lb}{plg^2}$$

$$\Delta P = \Delta P_t + \Delta P_r = 0.1206 \frac{lb}{plg^2} + 0.4758 \frac{lb}{plg^2} = 0.5964 \frac{lb}{plg^2}$$

Lado de la coraza

Con Re=5464.75, f =0.0025 (FIGURA 10 y 11)

$$\Delta P_S = \frac{f * G_S^2 * D_S * (N + 1)}{5.22 * 10^{10} * D_e * s * \phi_S}$$

$$\frac{L}{B} = N + 1$$

$$\Delta P_S = \frac{0.0025 * \left(63512.43 \frac{lb}{h * ft^2}\right)^2 * (0.9777 ft) * \left(\frac{2.309 ft}{0.574 ft}\right)}{5.22 * 10^{10} * 0.1874 ft * 1} = 0.000405 \frac{lb}{plg^2}$$

CONCLUSIÓN

Diseñar y construir un intercambiador de calor no es una tarea fácil ya que se debe de tener muchos parámetros , si bien un diseño típico de un intercambiador de calor empieza con los requerimientos del cliente y el dimensionamiento a base de diversos métodos de correlación (Kern), la construcción con lleva un gran problema como, por ejemplo, el material con el que se construirá, las herramientas necesarias para la realización, las técnicas de construcción, experiencia en el área y cumplimiento de las diversas normas.

Por otra parte, la construcción exige de tener cortes exactos tales como la perforación y cortes de los deflectores, para evitar las fugas en el interior del intercambiador, es también necesario realizarles pruebas hidrostáticas y neumáticas, este procedimiento requiere de condiciones especiales, para posteriormente declarar un equipo seguro. En este caso el equipo se le instalo sensores digitales que permiten la lectura correcta de las temperaturas de los fluidos caliente y frio.

Se realizo una prueba rápida y se pudo observar la variación de temperaturas de ambos fluidos, en el fluido frio hubo un cambio de 26°C a 36°C, mientras que en el fluido caliente la variación fue de 65°C a 39°C, por lo que podemos considerar una transferencia de calor, desafortunadamente no hubo tiempo de medir los gastos volumétricos, debido al agotamiento de la alimentación de agua fría.

COMPETENCIAS DESARROLLADAS

Se desarrollo la construcción del prototipo en base de la mayor cantidad de parámetros establecidos por algunos fabricantes y diseñadores de intercambiadores de calor.

Perseverancia en el desarrollo del proyecto y propuestas en el ámbito practico para el funcionamiento del prototipo.

Se mantuvo la conducta y ética correspondiente durante la construcción del prototipo.

Solución de problemas durante la ejecución del proyecto.

BIBLIOGRAFÍAS

- 1.- Donald. Kern. Procesos de transferencia de calor. CECSA, 1999.
- 2.- Yunus.A. Cengel, Afshin J. Ghajar. Transferencia de calor y masa, McGraw-Hill, 4ª edición, 2011.
- 3.- Alan.S. Foust, Leonard.A. Wenzel, Curtis.W. Clump, Louis Maus, L. Bryce Andersen. Principios de operaciones unitarias. CECSA, 1ª edición, 1987.
- 4.- R. Byron. Bird, W. E. Stewart, E.N. Lightfoot. Fenómenos de transporte. Limusa Wiley, 2da. ed., 2006.
- 5.- W. M. Kays, A. L. London. Compact Heat Exchangers. McGraw-Hill, 2ª edición, 1981.
- 6.- Stanley. M. Walas. Chemical Process Equipment Selection and Design. Butterworth-Heinemann, 1990.
- 7.- R. H. Perry, D. W. Green. Perry's Chemical Engineering Handbook. McGraw-Hill, 7ª edición, 1999
- 8.- María Isabel Briceño. Dimensionamiento de intercambiadores de calor tubulares. 2010, de Monografias.com Sitio web: <https://www.monografias.com/docs113/dimensionamiento-intercambiadores-calor-tubulares/dimensionamiento-intercambiadores-calor-tubulares.shtml>

ANEXOS

Tabla 1. - Factores de conversión

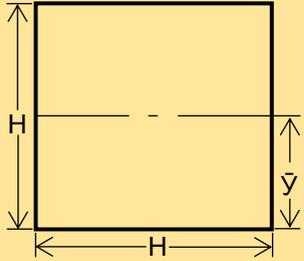
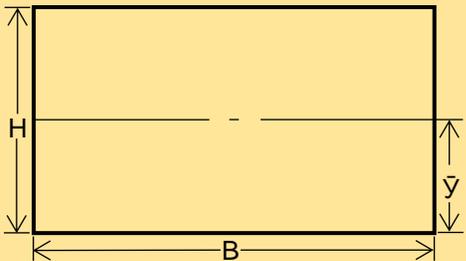
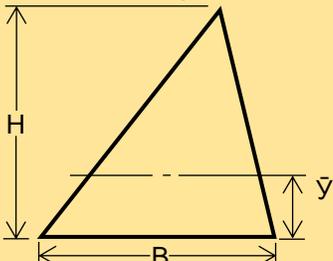
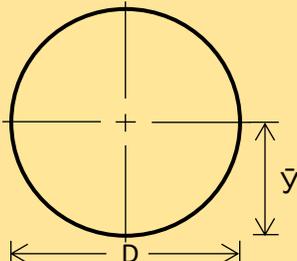
Masa Unidades estándar del SI: kilogramo (kg). Unidades equivalentes: N*s ² /m					
$\frac{14.59 \text{ kg}}{\text{slug}}$	$\frac{32.174 \text{ lbm}}{\text{slug}}$	$\frac{2.205 \text{ lbm}}{\text{kg}}$	$\frac{453.6 \text{ gramos}}{\text{lbm}}$	$\frac{2000 \text{ lbm}}{\text{tonm}}$	$\frac{1000 \text{ kg}}{\text{tonm métrica}}$
Fuerza Unidades estándar del SI: newton (N). Unidades equivalentes: kg*m/s ²					
$\frac{4.448 \text{ N}}{\text{lbf}}$	$\frac{10^5 \text{ dinas}}{\text{N}}$	$\frac{4.448 \times 10^5 \text{ dinas}}{\text{lbf}}$	$\frac{224.8 \text{ lbf}}{\text{kN}}$		
Longitud					
$\frac{3.281 \text{ ft}}{\text{m}}$	$\frac{39.37 \text{ in}}{\text{m}}$	$\frac{12 \text{ in}}{\text{ft}}$	$\frac{1.609 \text{ km}}{\text{mi}}$	$\frac{5280 \text{ ft}}{\text{mi}}$	$\frac{6076 \text{ ft}}{\text{milla náutica}}$
Área					
$\frac{144 \text{ in}^2}{\text{ft}^2}$	$\frac{10.76 \text{ ft}^2}{\text{m}^2}$	$\frac{645.2 \text{ mm}^2}{\text{in}^2}$	$\frac{10^6 \text{ mm}^2}{\text{m}^2}$	$\frac{43560 \text{ ft}^2}{\text{acre}}$	$\frac{10^4 \text{ m}^2}{\text{hectárea}}$
Volumen					
$\frac{3.281 \text{ ft}}{\text{m}}$	$\frac{39.37 \text{ in}}{\text{m}}$	$\frac{12 \text{ in}}{\text{ft}}$	$\frac{1.609 \text{ km}}{\text{mi}}$	$\frac{5280 \text{ ft}}{\text{mi}}$	$\frac{6076 \text{ ft}}{\text{milla náutica}}$
Rapidez del flujo de volumen					
$\frac{449 \text{ gal/min}}{\text{ft}^3/\text{s}}$	$\frac{35.31 \text{ ft/s}}{\text{m}^3/\text{s}}$	$\frac{15850 \text{ gal/min}}{\text{m}^3/\text{s}}$	$\frac{3.785 \text{ L/min}}{\text{gal/min}}$	$\frac{60000 \text{ L/min}}{\text{m}^3/\text{s}}$	
$\frac{2119 \text{ ft}^3/\text{min}}{\text{m}^3/\text{s}}$	$\frac{16.67 \text{ L/min}}{\text{m}^3/\text{h}}$	$\frac{101.9 \text{ m}^3/\text{h}}{\text{ft}^3/\text{s}}$			
Densidad (masa/unidad de volumen)					
$\frac{515.4 \text{ kg/m}^3}{\text{slug/ft}^3}$	$\frac{1000 \text{ kg/m}^3}{\text{gramos/cm}^3}$	$\frac{32.17 \text{ lbm/ft}^3}{\text{slug/ft}^3}$	$\frac{16.018 \text{ kg/m}^3}{\text{lbm/ft}^3}$		
Peso específico (peso/unidad de volumen)					
		$\frac{157.1 \text{ N/m}^3}{\text{lbf/ft}^3}$	$\frac{1728 \text{ lb/ft}^3}{\text{lb/in}^3}$		

Fuente: Robert L. Montt, Mecánica de fluidos, séptima edición 2015.

Tabla. - Factores de conversión (*continuación*)

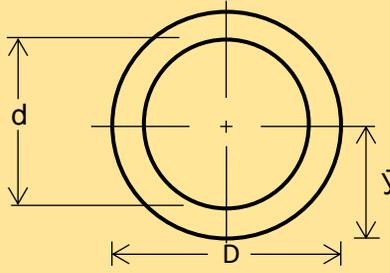
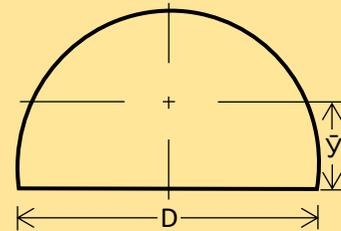
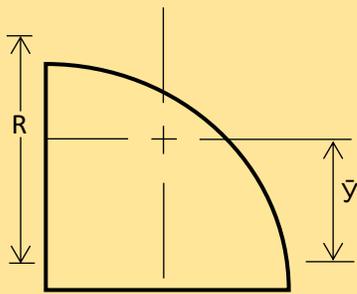
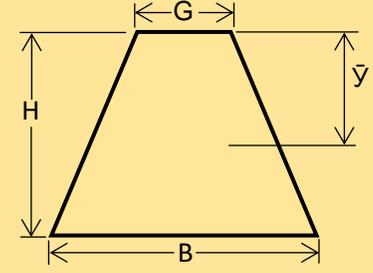
Presión Unidades estándar del SI: Pascal (Pa). Unidades equivalentes: N/m ² o kg/m*s ²						
$\frac{144 \text{ lb/ft}^2}{\text{lb/in}^2}$	$\frac{47.88 \text{ Pa}}{\text{lb/ft}^2}$	$\frac{6895 \text{ Pa}}{\text{lb/in}^2}$	$\frac{1 \text{ Pa}}{\text{N/m}^2}$	$\frac{100 \text{ kPa}}{\text{bar}}$	$\frac{14.50 \text{ lb/in}^2}{\text{bar}}$	$\frac{27.68 \text{ inH}_2\text{O}}{\text{lb/in}^2}$
$\frac{249.1 \text{ Pa}}{\text{inH}_2\text{O}}$	$\frac{2.0336 \text{ inHg}}{\text{lb/in}^2}$	$\frac{3386 \text{ Pa}}{\text{inHg}}$	$\frac{133.3 \text{ Pa}}{\text{mmHg}}$	$\frac{51.71 \text{ mmHg}}{\text{lb/in}^2}$	$\frac{14.50 \text{ lb/in}^2}{\text{Atmósfera estándar}}$	
$\frac{101.325 \text{ kPa}}{\text{Atmósfera estándar}}$		$\frac{29.92 \text{ inHg}}{\text{Atmósfera estándar}}$		$\frac{760.1 \text{ mmHg}}{\text{Atmósfera estándar}}$		
Nota: Los factores de conversión basados en la altura de una columna de líquido (por ejemplo, inH ₂ O y mmHg) consideran un campo gravitacional estándar (g = 9.80665 m/s ²), una densidad del agua igual a 1000 kg/m ³ y una densidad del mercurio igual a 13595.1 kg/m ³ , son llamados a veces valores convencionales para una temperatura cercana a 0°C. Las medidas reales para dichos fluidos pueden variar debido a diferencias en gravedad y la temperatura locales.						
Energía Unidades estándar del SI: joule (J). Unidades equivalentes: N*m o kg*m ² /s ²						
$\frac{1.356 \text{ J}}{\text{lb} - \text{ft}}$	$\frac{1 \text{ J}}{\text{N} * \text{m}}$	$\frac{8.85 \text{ lb} - \text{in}}{\text{J}}$	$\frac{1.055 \text{ kJ}}{\text{Btu}}$	$\frac{3.6 \text{ kJ}}{\text{W} * \text{h}}$	$\frac{778.17 \text{ ft} - \text{lb}}{\text{Btu}}$	
Potencia Unidad estándar del SI: watt (W). Unidad equivalente J/s o N*m/s						
$\frac{745 \text{ W}}{\text{hp}}$	$\frac{1 \text{ W}}{\text{N} * \text{m/s}}$	$\frac{550 \text{ lb} - \text{ft/s}}{\text{hp}}$	$\frac{1.356 \text{ W}}{\text{lb} - \text{ft/s}}$	$\frac{3.412 \text{ W}}{\text{lb} - \text{ft/s}}$	$\frac{1.341 \text{ hp}}{\text{kW}}$	
Viscosidad dinámica Unidad estándar del SI: Pa*s o N*m/s ² (cP = centipoise)						
$\frac{47.88 \text{ Pa} * \text{s}}{\text{lb} - \text{s/ft}^2}$	$\frac{10 \text{ poise}}{\text{Pa} * \text{s}}$	$\frac{1000 \text{ cP}}{\text{Pa} * \text{s}}$	$\frac{100 \text{ cP}}{\text{poise}}$	$\frac{1 \text{ cP}}{1 \text{ mPa} * \text{s}}$		
Viscosidad cinemática Unidad estándar del SI: m ² /s (cSt = centistoke)						
$\frac{10.764 \text{ ft}^2/\text{s}}{\text{m}^2/\text{s}}$	$\frac{10^4 \text{ stoke}}{\text{m}^2/\text{s}}$	$\frac{10^6 \text{ cSt}}{\text{m}^2/\text{s}}$	$\frac{100 \text{ cSt}}{\text{stoke}}$	$\frac{1 \text{ cSt}}{1 \text{ mm}^2/\text{s}}$	$\frac{10^6 \text{ mm}^2}{\text{m}^2/\text{s}}$	
Enfoque general para aplicar los factores de conversión. Disponga el factor de conversión de la tabla de manera que cuando se multiplique por la cantidad dada, las unidades originales se anulen y queden las unidades deseadas.						
Ejemplo 1. - Convierta 0.24 m ³ /s a unidades de gal/min						
$(0.24 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}) \frac{15850 \text{ gal/min}}{\text{m}^3/\text{s}} = 3804 \text{ gal/min}$						
Ejemplo 2. - Convierta 150 gal/min a unidades de m ³ /s						
$(150 \frac{\text{gal}}{\text{min}}) \frac{1 \text{ m}^3/\text{min}}{15850 \frac{\text{gal}}{\text{min}}} = 9.46 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$						

Tabla 2. - Propiedades de las áreas

SECCIÓN	ÁREA DE LA SECCIÓN A	DISTANCIA AL EJE CENTROIDAL \bar{y}	MOMENTO DE INERCIA CON RESPECTO AL EJE CENTROIDAL I_c
<p>Cuadrado</p> 	H^2	$\frac{H}{2}$	$\frac{H^4}{12}$
<p>Rectángulo</p> 	$B \cdot H$	$\frac{H}{2}$	$\frac{B \cdot H^3}{12}$
<p>Triángulo</p> 	$\frac{B \cdot H}{2}$	$\frac{H}{3}$	$\frac{B \cdot H^3}{36}$
<p>Círculo</p> 	$\frac{\pi \cdot D^2}{4}$	$\frac{D}{2}$	$\frac{\pi \cdot D^4}{64}$

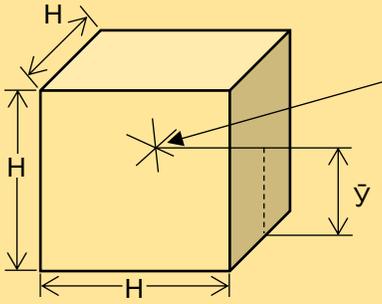
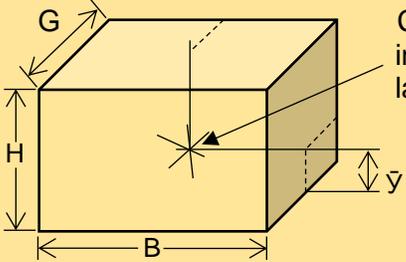
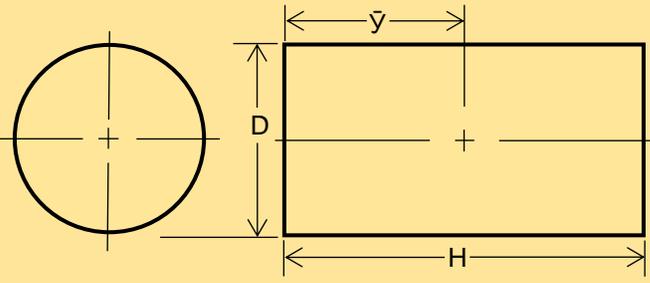
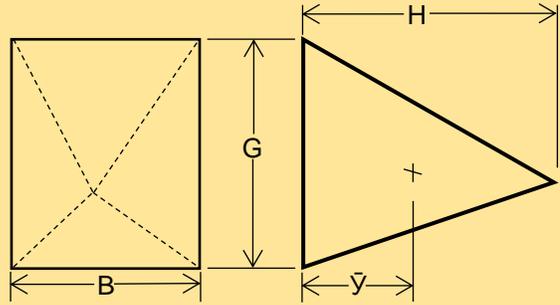
Fuente: Robert L. Montt, Mecánica de fluidos, séptima edición 2015.

Continuación de la tabla 2

SECCIÓN	ÁREA DE LA SECCIÓN A	DISTANCIA AL EJE CENTROIDAL \bar{y}	MOMENTO DE INERCIA CON RESPECTO AL EJE CENTROIDAL I_c
<p>Anillo</p> 	$\frac{\pi * (D^2 - d^2)}{4}$	$\frac{D}{2}$	$\frac{\pi * (D^4 - d^4)}{64}$
<p>Semicírculo</p> 	$\frac{\pi * D^2}{8}$	$0.212 * D$	$0.00686 * D^4$
<p>Cuadrante</p> 	$\frac{\pi * D^2}{16}$ $\frac{\pi * R^2}{4}$	$0.212 * D$ $0.424 * R$	$0.00343 * D^4$ $0.0549 * R^2$
<p>Círculo</p> 	$\frac{H(G + B)}{2}$	$\frac{H(G + 2B)}{3(G + B)}$	$\frac{H^3(G^2 + 4GB + B^2)}{36(G + B)}$

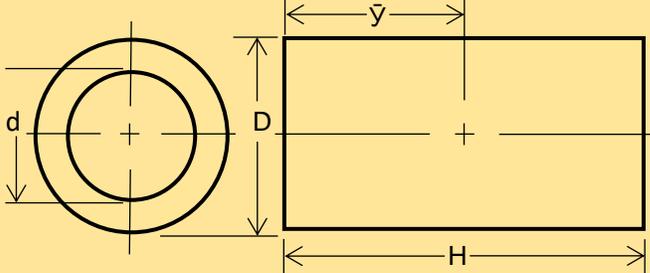
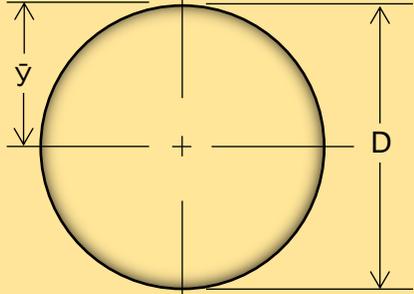
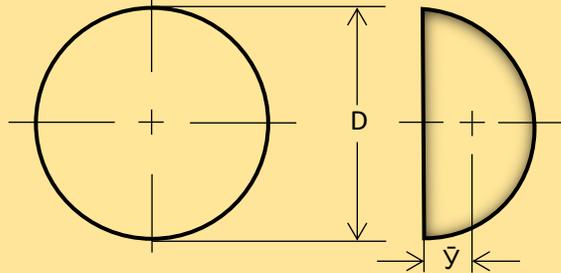
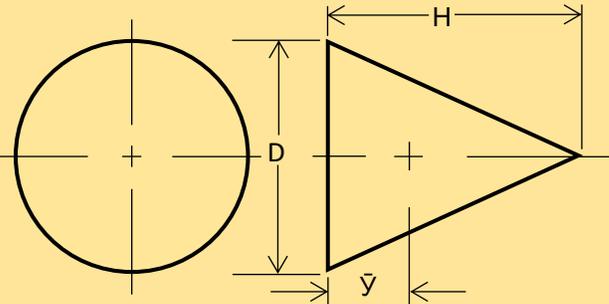
Fuente: Robert L. Montt, Mecánica de fluidos, séptima edición 2015.

Tabla 3. - Propiedades de los sólidos

FORMA	DISTANCIA AL EJE CENTROIDAL \bar{y}	MOMENTO DE INERCIA CON RESPECTO AL EJE CENTROIDAL I_c
<p style="text-align: center;">Cubo</p>  <p style="text-align: right;">Centroide en la intersección de las diagonales</p>	H^3	$\frac{H}{2}$
<p style="text-align: center;">Prisma rectangular</p>  <p style="text-align: right;">Centroide en la intersección de las diagonales</p>	$B \cdot H \cdot G$	$\frac{B}{2}, \frac{H}{2}, \frac{G}{2}$ <p>Desde una cara en particular</p>
<p style="text-align: center;">Cilindro</p> 	$\frac{\pi \cdot D^2 \cdot H}{4}$	$\frac{H}{2}$
<p style="text-align: center;">Pirámide</p> 	$\frac{B \cdot G \cdot H}{3}$	$\frac{H}{4}$

Fuente: Robert L. Montt, *Mecánica de fluidos*, séptima edición 2015.

Continuación de la tabla 3

FORMA	DISTANCIA AL EJE CENTROIDAL \bar{y}	MOMENTO DE INERCIA CON RESPECTO AL EJE CENTROIDAL I_c
<p style="text-align: center;">Cilindro</p> 	$\frac{\pi * H(D^2 - d^2)}{4}$	$\frac{H}{2}$
<p style="text-align: center;">Esfera</p> 	$\frac{\pi * D}{6}$	$\frac{D}{2}$
<p style="text-align: center;">Semiesfera</p> 	$\frac{\pi * D^3}{12}$	$\frac{3D}{16}$
<p style="text-align: center;">Cono</p> 	$\frac{\pi * D^2 * H}{12}$	$\frac{H}{4}$

Fuente: Robert L. Montt, Mecánica de fluidos, séptima edición 2015.

Tabla 4.- Coeficientes totales de calor

FLUIDO ENFRIÁNDOSE. UNIDADES DE CARCAZA Y TUBOS CON TUBOS LISOS	FLUIDO CALENTÁNDOSE	U0	
		W/m ² °C	Btu/hpie ² °F
INTERCAMBIADORES			
Reflujo de tope de torre atmosférica	Crudo	340 - 400	60 - 70
Corte lateral N° 3 atmosférico	Crudo	270 - 330	48 - 58
Recirculación a la torre atmosférica	Crudo	310 - 480	55 - 85
Fondos atmosféricos	Crudo	150 - 260	26 - 45
Crudo reducido	Crudo vaporizado	140	25
Aceite pobre ("Lean oil")	Aceite grasoso	340	60
Efluente del hidrodeseintegrador	Alimentación al hidrodeseintegrador	430	75
Efluente del reactor hidrogenador	Alimentación al hidrogenador	290 - 310	51 - 55
Efluente del hidrofinador	Alimentación al hidrofinador	280 - 390	50 - 68
Efluente del desbutanizador	Alimentación al desbutanizador	400	70
Efluente del termoreactor ("Power former")	Alimentación al "Power former"	280 - 450	50 - 80
Alimentación al convertidor de acetileno	Efluente del convertidor de acetileno	120 - 170	22 - 30
DEA regenerada	DEA sucia	630	110
Mezcla de aceite de lechada y catalizador	Alimentación al gasóleo	230	40
Vapores de los serpentines de desintegración	Gasóleo	170	30
Cabecera de torre reprocesadora	Alimentación a la torre reprocesadora	280	50

Continuación de la tabla 4

Tope del separador	Alimentación al desbutanizador	310	55
ENFRIADORES			
Agua	Agua	850 - 1190 ⁽²⁾	150 - 210 ⁽²⁾
Agua salobre	Agua agría	570 - 650	100 - 115
Fondo del desbutanizador	Agua	390 - 430	68 - 75
Productos de cabecera del desbutanizador	Agua	480 - 510	85 - 90
Productos de fondo del desbutanizador	Agua	240	43
Fondos de vacío	Agua	110 - 140	20 - 25
Aceite del absorbedor	Agua	450	80
Fondos del separador	Agua	100	18
Aceite delgado	Agua	400	70
Gasóleo pesado	Agua	230	40
DEA generada	Agua	630	110
Crudo reducido	Agua	160 - 180	29 - 32
ENFRIADORES DE GAS			
Aire, 186 kPa man. (27 psig)	Agua	70	13
Aire, 724 kPa man. (105 psig)	Agua	100	17
Aire, 2206 kPa man. (320 psig)	Agua	130	23
Gas del fraccionador primario	Agua	150	27
Vapores de hidrocarburos (30 P.M.)	Agua	220 - 240	38 - 43
Vapores de hidrocarburos (25 P.M.)	Agua	310 - 340	55 - 60
Propileno	Agua	280	50

Continuación de la tabla 4

Etileno	Agua	180	31
CONDENSADORES			
Cabecera torre atmosférica	Agua	450 - 510	80 - 90
Cabecera torre atmosférica	Crudo	200 - 260	35 - 45
Destilado torre atmosférica	Agua	400 - 450	70 - 80
Cabecera torre de vacío	Agua	650 - 740	115 - 130
Cabecera del desbutanizador	Agua	510 - 570	90 - 100
Cabecera del desetanizador	Agua	510 - 640	90 - 113
Cabecera del despentanizador	Agua	620	110
Cabecera de torre GPL	Agua	560	99
Efluente del hidrofinador	Agua	510 - 600	91 - 105
Cabecera del estabilizador	Agua	430 - 480	75 - 85
Cabecera del separador	Agua	480 - 640	85 - 113
Cabecera torre reprocesadora	Agua	400	70
Cabecera del regenerador de DEA	Agua	570	100
Cabecera del fraccionador primario	Agua	230	40 (50% CO)
Cabecera del fraccionador primario y productos	Agua	340	60 (25% CO)
Efluente del termoreactor ("Power former")	Agua	310 - 340	55 - 60
Efluente del hidrodeseintegrador	Agua	480	85
Propileno	Agua	680	120
Vapor de agua ⁽³⁾	Agua	2270 - 3410	400 - 600

Continuación de la tabla 4

REFRIGERADORES			
Etileno ⁽⁴⁾	Propileno	560	98
Cabecera del desmetanizador ⁽⁴⁾	Etileno	610	107
Cabecera del desmetanizador ⁽⁴⁾	Propileno	640	113
Cabecera del despropanizador ⁽⁴⁾	Propileno	650	115
Etileno	Etileno	560 - 600	99 - 105
Alimentación al desmetanizador	Etileno	550 - 640	96 - 113
Alimentación al desmetanizador	Propileno	570 - 690	100 - 122
REHERVIDORES			
Vapor de agua	Fondos del desmetanizador	430	75
Vapor de agua	Fondos del desmetanizador	410 - 490	73 - 86
Vapor de agua	Fondos del despropanizador	510	89
Vapor de agua	Fondos del desbutanizador	420 - 570	74 - 100
Vapor de agua	Fondos del despentanizador	460	81
Vapor de agua	Fondos del desbencenizador	580	102
Vapor de agua	Fondos del destoluenizador	440	77
Vapor de agua	Fondos del separador	450	80
Vapor de agua	Fondos del despojador	470	82
Vapor de agua	Fondos del estabilizador	650	115
Vapor de agua	Fondos torre reprocesadora	420	74
Vapor de agua	Fondos del despojador de K ₃ PO ₄	270	47

Continuación de la tabla 4

Vapor de agua	Fondos de GLP	400	70
Vapor de agua	Fondos del regenerador de DEA	1360	240
Fondo atmosférico	Fondos del desbutanizador	370	56
Vapores químicos	Fondos del separador	400	70
Vapores químicos ("Dowtherm")	Fondos torre procesadora	270	47
Vapores químicos ("Dowtherm")	Fenol	370	65
Aceite pobre ("Lean oil")	Fondos del desmetanizador	340	60
Reflujo de tope de la torre atmosférica	Fondos del desetanizador	370	66
Reflujo de tope de la torre atmosférica	Fondos del desbutanizador	370	65
Efluente del termoreactor ("Power former")	Fondos estabilizador del termoreactor ("Power former")	430 - 440	75 - 77
PRECALENTADORES			
Vapor de agua	Alimentación a torre isobutanizadora	520	92
Vapor de agua	Alimentación a torre reprocesadora	450 - 570	80 - 100
Vapor de agua	Alimentación a torre desbutanizadora	620	110
Vapor de agua	Alimentación a reactor hidrogenador	430 - 510	75 - 89
Fondo del estabilizador del termoreactor ("Power former")	Alimentación estabilizador termoreactor ("Power former")	270	47
GENERADOR DE VAPOR			
Fondos de vacío	Agua de caldera	200	35
Recirculación de fondos de vacío	Agua de caldera	380 - 490	67 - 86
Lechada del fraccionador primario	Agua de caldera	170 - 310	30 - 55

Continuación de la tabla 4

Gas de chimenea	Agua de caldera	50 - 90	8 - 15.
Efluente de reformador	Agua de caldera	260 - 340	45 - 60
UNIDADES CON ALETAS (COEFICIENTES BASADOS EN EL ÁREA EXTERNA)			
Nafta pesada	Agua (1.8 m/s en el ánulo)	140	25
Nafta pesada	Agua (0.9 m/s en el ánulo)	110	20
Nafta liviana	Agua (1.8 m/s en el ánulo)	170	30
Nafta liviana	Agua (0.9 m/s en el ánulo)	140	25
K3PO limpio	Agua	230	40
K3PO limpio	K3PO4 sucio	240	42

Notas:

1. Los coeficientes representan un rango de coeficientes típicos. En los casos donde se presenta un solo coeficiente, los coeficientes típicos pueden ser mayores o menores que el valor tabulado.
2. Coeficiente altamente dependiente de los factores de ensuciamiento.
3. Condensador de vapor de superficie. Refiérase al "Heat Exchange Institute Standards for Steam Surface Condensers".
4. Servicio de condensación.

Fuente: Donald Q. Kern, Procesos de transferencia de calor, 1999.

Tabla 5. - Disposición de los arreglos de los tubos

DIAMETRO INTERNO DE LA CORAZA (plg)	UN PASO				
	TUBOS FIJOS				
	3/4" CON 15/16" Δ	3/4" CON 1" Δ	3/4" CON 1" □	1" CON 1 1/4" Δ	1" CON 1 1/4" □
8	33	33	33	15	17
10	69	57	53	33	33
12	105	91	85	57	45
13 1/4	135	117	101	73	65
15 1/4	193	157	139	103	83
17 1/4	247	217	183	133	111
19 1/4	307	277	235	163	139
21 1/4	391	343	287	205	179
23 1/4	481	423	355	247	215
25	553	493	419	307	255
27	663	577	495	361	303
29	763	667	587	427	359
31	881	765	665	481	413
33	1010	889	765	551	477
35	1143	1007	865	633	545
37	1269	1127	965	699	595
	DOS PASOS				
	TUBOS FIJOS				
8	32	28	26	16	12
10	58	56	48	32	26
12	94	90	78	52	40
13 1/4	124	110	94	62	56
15 1/4	166	154	126	92	76
17 1/4	228	208	172	126	106
19 1/4	300	364	222	162	136
21 1/4	370	326	280	204	172
23 1/4	452	398	346	244	218
25	528	468	408	292	248
27	626	556	486	346	298
29	734	646	560	410	348
31	846	746	644	462	402
33	964	858	746	530	460
35	1088	972	840	608	522
37	1242	1088	946	688	584

Fuente: Donald Q. Kern, *Procesos de transferencia de calor*, 1999.

Continuación de la tabla 5

DIAMETRO INTERNO DE LA CORAZA (pulg)	DOS PASOS				
	TUBOS FIJOS				
	3/4" CON 15/16" Δ	3/4" CON 1" Δ	3/4" CON 1" □	1" CON 1 1/4" Δ	1" CON 1 1/4" □
8	8	8	12	XX	XX
10	34	26	30	8	12
12	64	60	52	26	22
13 1/4	94	72	72	42	38
15 1/4	134	108	100	58	58
17 1/4	180	158	142	84	76
19 1/4	234	212	188	120	100
21 1/4	304	270	242	154	134
23 1/4	398	336	304	192	180
25	460	406	362	234	214
27	558	484	436	284	256
29	648	566	506	340	304
31	768	674	586	396	356
33	832	772	688	466	406
35	1008	882	778	532	464
37	1126	1000	884	610	526
DIAMETRO INTERNO DE LA CORAZA (pulg)	CUATRO PASOS				
	TUBOS FIJOS				
	3/4" CON 15/16" Δ	3/4" CON 1" Δ	3/4" CON 1" □	1" CON 1 1/4" Δ	1" CON 1 1/4" □
8	XX	XX	XX	XX	XX
10	48	44	48	24	24
12	84	72	72	44	40
13 1/4	108	96	88	60	48
15 1/4	154	134	126	78	74
17 1/4	196	180	142	104	84
19 1/4	266	232	192	138	110
21 1/4	332	292	242	176	142
23 1/4	412	360	308	212	188
25	484	424	366	258	214
27	576	508	440	308	260
29	680	596	510	368	310
31	788	692	590	422	360
33	904	802	688	486	414
35	1024	912	778	560	476
37	1072	1024	880	638	534

Fuente: Donald Q. Kern, *Procesos de transferencia de calor*, 1999.

Continuación de la tabla 5

DIAMETRO INTERNO DE LA CORAZA (pulg)	CUATRO PASOS				
	TUBOS FIJOS				
	3/4" CON 15/16" Δ	3/4" CON 1" Δ	3/4" CON 1" □	1" CON 1 1/4" Δ	1" CON 1 1/4" □
8	XX	XX	XX	XX	XX
10	28	20	24	XX	XX
12	56	52	44	20	16
13 1/4	84	64	64	36	32
15 1/4	122	98	90	50	50
17 1/4	166	146	130	74	66
19 1/4	218	198	174	110	90
21 1/4	286	254	226	142	122
23 1/4	378	318	286	178	166
25	438	386	342	218	198
27	534	462	414	266	238
29	622	534	482	322	286
31	740	648	560	376	336
33	852	744	660	444	384
35	976	852	748	508	440
37	1092	968	852	584	500
	SEIS PASOS				
	TUBOS FIJOS				
8	XX	XX	XX	XX	XX
10	XX	XX	XX	XX	XX
12	XX	XX	XX	XX	XX
13 1/4	80	66	54	34	XX
15 1/4	116	104	78	56	44
17 1/4	174	156	116	82	66
19 1/4	230	202	158	112	88
21 1/4	294	258	212	150	116
23 1/4	372	322	266	182	154
25	440	388	324	226	184
27	532	464	392	274	226
29	632	548	460	338	268
31	732	640	536	383	318
33	844	744	634	442	308
35	964	852	724	514	430
37	1106	964	818	586	434

Fuente: Donald Q. Kern, *Procesos de transferencia de calor*, 1999.

Continuación de la tabla 5

DIAMETRO INTERNO DE LA CORAZA (pulg)	SEIS PASOS				
	TUBOS FIJOS				
	3/4" CON 15/16" Δ	3/4" CON 1" Δ	3/4" CON 1" □	1" CON 1 1/4" Δ	1" CON 1 1/4" □
8	XX	XX	XX	XX	XX
10	XX	XX	XX	XX	XX
12	XX	XX	XX	XX	XX
13 1/4	74	56	56	30	XX
15 1/4	110	88	80	42	42
17 1/4	156	134	118	68	60
19 1/4	206	184	160	100	80
21 1/4	272	238	210	130	110
23 1/4	358	300	268	168	152
25	416	366	322	206	182
27	510	440	392	252	224
29	596	518	458	304	268
31	716	626	534	356	316
33	826	720	632	426	362
35	944	826	718	488	420
37	1058	940	820	562	478
	OCHO PASOS				
	TUBOS FIJOS				
8	XX	XX	XX	XX	XX
10	XX	XX	XX	XX	XX
12	XX	XX	XX	XX	XX
13 1/4	XX	XX	XX	XX	XX
15 1/4	94	82	XX	XX	XX
17 1/4	140	124	94	66	XX
19 1/4	198	170	132	90	74
21 1/4	258	224	174	120	94
23 1/4	332	286	228	154	128
25	398	344	286	190	150
27	484	422	352	240	192
29	576	496	414	298	230
31	682	588	490	342	280
33	790	694	576	400	334
35	902	798	662	466	388
37	1040	902	760	542	438

Fuente: Donald Q. Kern, *Procesos de transferencia de calor*, 1999.

Continuación de la tabla 5

DIAMETRO INTERNO DE LA CORAZA (plg)	OCHO PASOS				
	TUBOS FIJOS				
	3/4" CON 15/16" Δ	3/4" CON 1" Δ	3/4" CON 1" □	1" CON 1 1/4" Δ	1" CON 1 1/4" □
8	XX	XX	XX	XX	XX
10	XX	XX	XX	XX	XX
12	XX	XX	XX	XX	XX
13 1/4	68	52	48	24	XX
15 1/4	102	82	70	38	34
17 1/4	142	122	106	58	50
19 1/4	190	170	146	90	70
21 1/4	254	226	194	118	98
23 1/4	342	286	254	154	142
25	398	350	306	190	170
27	490	422	374	238	206
29	578	498	438	290	254
31	688	600	512	340	300
33	796	692	608	404	344
35	916	796	692	464	396
37	1032	908	792	540	456

Fuente: Donald Q. Kern, *Procesos de transferencia de calor*, 1999.

Tabla 6 (a). -Propiedades del agua

UNIDADES DEL SI [101 kPa (abs)]				
TEMPERATURA (°C)	PESO ESPECÍFICO (kN/m ³)	DENSIDAD (kg/m ³)	VISCOSIDAD DINÁMICA (Pa*s)	VISCOSIDAD CINEMÁTICA (m ² /s)
0	9.81	1000	1.75 X 10 ⁻³	1.75 X 10 ⁻⁶
5	9.81	1000	1.52 X 10 ⁻³	1.52 X 10 ⁻⁶
10	9.81	1000	1.30 X 10 ⁻³	1.30 X 10 ⁻⁶
15	9.81	1000	1.15 X 10 ⁻³	1.15 X 10 ⁻⁶
20	9.79	998	1.02 X 10 ⁻³	1.02 X 10 ⁻⁶
25	9.78	997	8.91 X 10 ⁻⁴	8.94 X 10 ⁻⁷
30	9.77	996	8 X 10 ⁻⁴	8.03 X 10 ⁻⁷
35	9.75	994	7.18 X 10 ⁻⁴	7.22 X 10 ⁻⁷
40	9.73	992	6.51 X 10 ⁻⁴	6.56 X 10 ⁻⁷
45	9.71	990	5.94 X 10 ⁻⁴	6.00 X 10 ⁻⁷
50	9.69	988	5.41 X 10 ⁻⁴	5.48 X 10 ⁻⁷
55	9.67	986	4.98 X 10 ⁻⁴	5.05 X 10 ⁻⁷
60	9.65	984	4.6 X 10 ⁻⁴	4.67 X 10 ⁻⁷
65	9.62	981	4.31 X 10 ⁻⁴	4.39 X 10 ⁻⁷
70	9.59	978	4.02 X 10 ⁻⁴	4.11 X 10 ⁻⁷
75	9.56	975	3.73 X 10 ⁻⁴	3.83 X 10 ⁻⁷
80	9.53	971	3.5 X 10 ⁻⁴	3.60 X 10 ⁻⁷
85	9.5	968	3.3 X 10 ⁻⁴	3.41 X 10 ⁻⁷
90	9.47	965	3.11 X 10 ⁻⁴	3.22 X 10 ⁻⁷
95	9.44	962	2.92 X 10 ⁻⁴	3.04 X 10 ⁻⁷
100	9.4	958	2.82 X 10 ⁻⁴	2.94 X 10 ⁻⁷

Fuente: Robert L. Montt, *Mecánica de fluidos*, séptima edición 2015.

Tabla 6 (b). -Propiedades del agua

UNIDADES DEL SISTEMA DE USO COMÚN EN ESTADOS UNIDOS (14.7 psia)				
TEMPERATURA (°F)	PESO ESPECÍFICO (lb/ft³)	DENSIDAD (slugs/ft³)	VISCOSIDAD DINÁMICA (lb-s/ft²)	VISCOSIDAD CINEMÁTICA (ft²/s)
32	62.4	1.94	3.66×10^{-5}	1.89×10^{-5}
40	62.4	1.94	3.23×10^{-5}	1.67×10^{-5}
50	62.4	1.94	2.72×10^{-5}	1.40×10^{-5}
60	62.4	1.94	2.35×10^{-5}	1.21×10^{-5}
70	62.3	1.94	2.04×10^{-5}	1.05×10^{-5}
80	62.2	1.93	1.77×10^{-5}	9.15×10^{-6}
90	62.1	1.93	1.60×10^{-5}	8.29×10^{-6}
100	62	1.93	1.42×10^{-5}	7.37×10^{-6}
110	61.9	1.92	1.26×10^{-5}	6.55×10^{-6}
120	61.7	1.92	1.14×10^{-5}	5.94×10^{-6}
130	61.5	1.91	1.05×10^{-5}	5.49×10^{-6}
140	61.4	1.91	9.60×10^{-6}	5.03×10^{-6}
150	61.2	1.9	8.90×10^{-6}	4.68×10^{-6}
160	61	1.9	9.30×10^{-6}	4.38×10^{-6}
170	60.8	1.89	7.70×10^{-6}	4.07×10^{-6}
180	60.6	1.88	7.23×10^{-6}	3.84×10^{-6}
190	60.4	1.88	6.80×10^{-6}	3.62×10^{-6}
200	60.1	1.87	6.25×10^{-6}	3.35×10^{-6}
212	59.8	1.86	5.89×10^{-6}	3.17×10^{-6}

Fuente: Robert L. Montt, *Mecánica de fluidos*, séptima edición 2015.

Tabla 7 (a). - viscosidad cinemática y dinámica de algunos líquidos

UNIDADES DEL SI [101 kPa (abs) Y 25 °C]					
LIQUIDO	GRAVEDAD ESPECIFICA	PESO ESPECIFICO (kN/m ³)	DENSIDAD (kg/m ³)	VISCOSIDAD DINÁMICA (Pa*s)	VISCOSIDAD CINEMÁTICA (m ² /s)
Acetona	0.787	7.72	787	3.16×10^{-4}	4.02×10^{-7}
Alcohol, etilo	0.787	7.72	787	1×10^{-3}	1.27×10^{-6}
Alcohol, metilo	0.789	7.74	789	5.6×10^{-4}	7.1×10^{-7}
Alcohol, propilo	0.802	7.87	802	1.92×10^{-3}	2.39×10^{-6}
Aguamarina amoniaco (25%)	0.91	8.93	910	----	----
Benceno	0.876	8.59	876	6.03×10^{-4}	6.88×10^{-7}
Tetracloruro de carbono	1.59	15.6	1590	9.1×10^{-4}	5.72×10^{-7}
Aceite de ricino	0.96	9.42	960	6.51×10^{-1}	6.78×10^{-4}
Etilenglicol	1.1	10.79	1100	1.62×10^{-2}	1.47×10^{-5}
Gasolina	0.68	6.67	680	2.87×10^{-4}	4.22×10^{-7}
Glicerina	1.258	12.34	1258	9.6×10^{-1}	7.63×10^{-4}
Queroseno	0.823	8.07	823	1.64×10^{-3}	1.99×10^{-6}
Aceite de linaza	0.93	9.12	930	3.31×10^{-2}	3.56×10^{-5}
Mercurio	13.54	132.8	13540	1.53×10^{-3}	1.13×10^{-7}
Propano	0.495	4.86	495	1.1×10^{-4}	2.22×10^{-7}
Agua de mar	1.03	10.1	1030	1.03×10^{-3}	1×10^{-6}
Trementina	0.87	8.53	870	1.37×10^{-3}	1.57×10^{-6}
Aceite combustible, medio	0.852	8.36	852	2.99×10^{-3}	3.51×10^{-6}
Aceite combustible, pesado	0.906	8.89	906	1.07×10^{-1}	1.18×10^{-4}
Datos aproximados de los fluidos naturales y biológicos seleccionados. Los valores varían significativamente con su composición.					
Aceite de oliva a 68 °F (20 °C)	0.92	9.03	920	0.085	9.24×10^{-5}
Miel a 70 °F (21°C)	1.42	13.93	1420	10	7.04×10^{-3}
Salsa Catsup a 70°F (21 °C)	1.48	14.52	1480	50	3.38×10^{-2}
Mantequilla de maní a 70 °F (21 °C)	1.3	12.75	1300	250	1.92×10^{-1}
Sangre a 50 °F (10 °C)	1.06	10.2	1060	0.01	9.43×10^{-6}
Sangre a 98.6 °F (37°C)	1.06	10.2	1060	3.5×10^{-3}	3.3×10^{-6}

Fuente: Robert L. Montt, *Mecánica de fluidos*, séptima edición 2015.

Tabla 7 (b). - viscosidad cinemática y dinámica de algunos líquidos

UNIDADES DEL SISTEMA DE USO COMÚN EN ESTADOS UNIDOS (14 psia Y 77°F)					
LIQUIDO	GRAVEDAD ESPECIFICA	PESO ESPECIFICO (lb/ft ³)	DENSIDAD (slugs/ft ³)	VISCOSIDAD DINÁMICA (lb-s/ft ²)	VISCOSIDAD CINEMÁTICA (ft ² /s)
Acetona	0.787	48.98	1.53	6.60×10^{-5}	4.31×10^{-6}
Alcohol, etilo	0.787	49.01	1.53	2.10×10^{-5}	1.37×10^{-5}
Alcohol, metilo	0.789	49.1	1.53	1.17×10^{-5}	7.65×10^{-6}
Alcohol, propilo	0.802	49.94	1.56	4.01×10^{-5}	2.57×10^{-5}
Aguamarina amoniaco (25%)	0.91	56.78	1.77	----	----
Benceno	0.876	54.55	1.7	1.26×10^{-5}	7.41×10^{-6}
Tetracloruro de carbono	1.59	98.91	3.08	1.90×10^{-5}	6.17×10^{-6}
Aceite de ricino	0.96	59.69	1.86	1.36×10^{-2}	7.31×10^{-3}
Etilenglicol	1.1	68.47	2.13	3.38×10^{-4}	1.59×10^{-4}
Gasolina	0.68	42.4	1.32	6×10^{-6}	4.55×10^{-6}
Glicerina	1.258	78.5	2.44	2×10^{-2}	8.20×10^{-3}
Queroseno	0.823	51.2	1.6	3.43×10^{-5}	2.14×10^{-5}
Aceite de linaza	0.93	58	1.8	6.91×10^{-4}	3.84×10^{-4}
Mercurio	13.54	844.9	26.26	3.20×10^{-5}	1.22×10^{-6}
Propano	0.495	30.81	0.96	2.30×10^{-6}	2.40×10^{-6}
Agua de mar	1.03	64	2	2.15×10^{-5}	1.08×10^{-5}
Trementina	0.87	54.2	1.69	2.87×10^{-5}	1.70×10^{-5}
Aceite combustible, medio	0.852	53.16	1.65	6.25×10^{-5}	3.79×10^{-5}
Aceite combustible, pesado	0.906	56.53	1.76	2.24×10^{-3}	1.27×10^{-3}
Datos aproximados de los fluidos naturales y biológicos seleccionados. Los valores varían significativamente con su composición.					
Aceite de oliva a 68 °F (20 °C)	0.92	57.41	1.78	1.78×10^{-3}	9.98×10^{-4}
Miel a 70 °F (21°C)	1.42	88.61	2.75	0.209	7.60×10^{-2}
Salsa Catsup a 70°F (21 °C)	1.48	92.35	2.87	1.04	3.62×10^{-1}
Mantequilla de maní a 70 °F (21 °C)	1.3	81.12	2.52	5.22	2.07
Sangre a 50 °F (10 °C)	1.06	66.14	2.06	2.09×10^{-4}	1.01×10^{-4}
Sangre a 98.6 °F (37°C)	1.06	66.14	2.06	7.31×10^{-5}	1.51×10^{-4}

Fuente: Robert L. Montt, *Mecánica de fluidos, séptima edición 2015.*

Tabla 8.-Viscosidad cinemática de algunos lubricantes

TIPO	GRAVEDAD ESPECÍFICA	VISCOSIDAD CINEMÁTICA				ÍNDICE DE VISCOSIDAD
		A 40 °C (104°F)		A 100 °C (212 °F)		
		(m/s)	(ft/s)	(m/s)	(ft/s)	
Sistemas hidráulicos automotrices	0.887	3.99×10^{-3}	4.30×10^{-4}	7.29×10^{-6}	7.29×10^{-5}	149
Aceites de motor a 100°C						
Viscosidad grado 20	0.88			5.6×10^{-6}	6.03×10^{-5}	
Viscosidad grado 40	0.882			12.5×10^{-6}	1.35×10^{-4}	
Viscosidad grado 60	0.883			21.9×10^{-6}	2.36×10^{-4}	
Lubricantes para engranes						
Viscosidad grado 80	0.89			7.0×10^{-6}	7.53×10^{-5}	
Viscosidad grado 140	0.892			24.0×10^{-6}	2.58×10^{-4}	
Sistemas hidráulicos para máquinas herramienta						
Ligero	0.887	3.20×10^{-5}	3.44×10^{-4}	4.79×10^{-6}	5.16×10^{-5}	46
Medio	0.895	6.70×10^{-5}	7.21×10^{-4}	7.29×10^{-6}	7.85×10^{-5}	53
Pesado	0.901	1.96×10^{-4}	2.11×10^{-3}	1.40×10^{-5}	1.51×10^{-4}	53
Baja temperatura	0.844	1.40×10^{-5}	1.51×10^{-4}	5.20×10^{-6}	5.60×10^{-5}	374
Aceites lubricantes para máquinas herramienta						
Ligero	0.881	2.20×10^{-5}	2.37×10^{-4}	3.90×10^{-6}	4.20×10^{-5}	40
Medio	0.915	6.60×10^{-5}	7.10×10^{-4}	7.00×10^{-6}	7.53×10^{-5}	41
Pesado	0.89	2.00×10^{-4}	2.15×10^{-3}	1.55×10^{-5}	1.67×10^{-4}	73

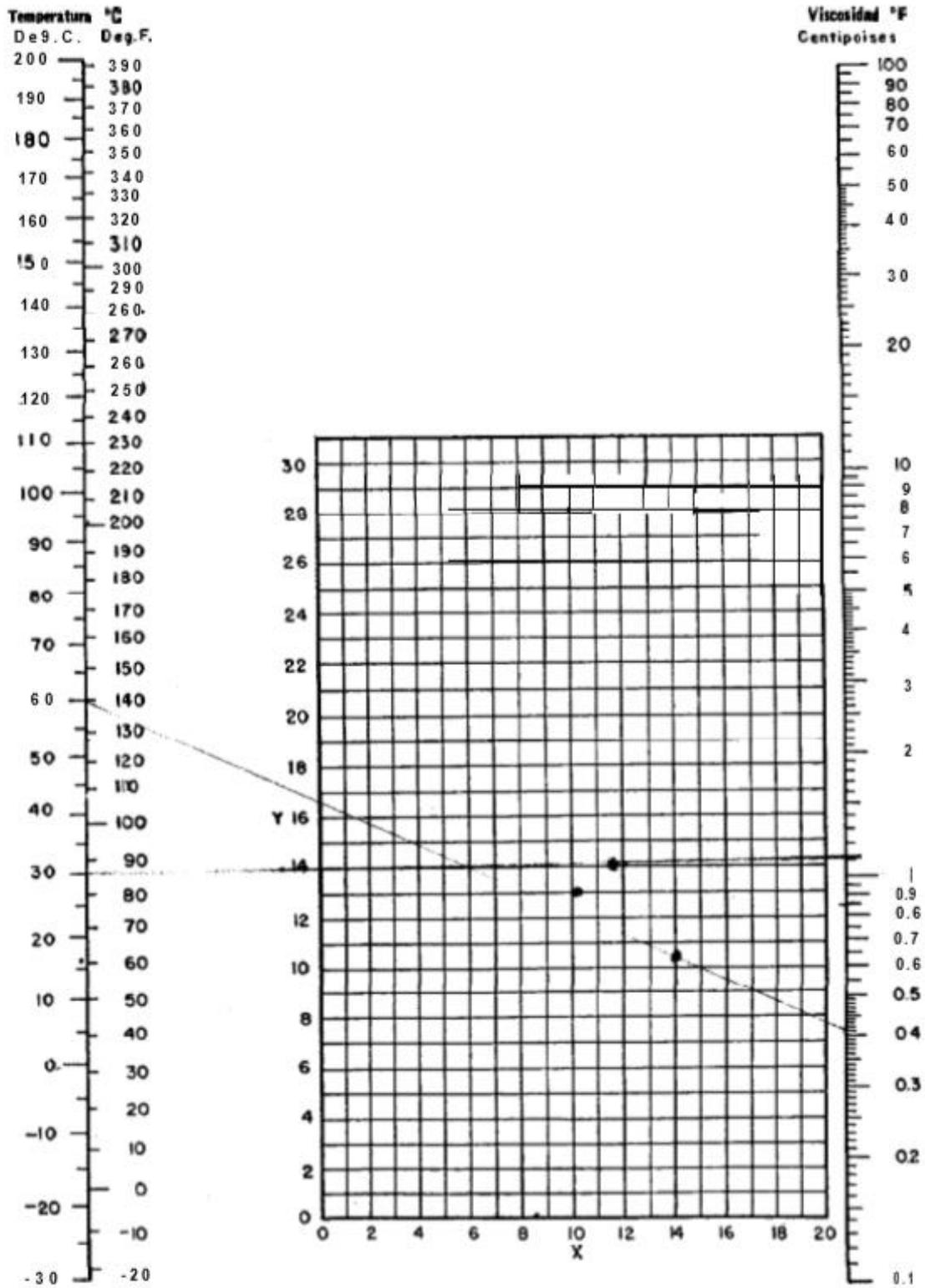
Fuente: Robert L. Montt, *Mecánica de fluidos, séptima edición 2015.*

Tabla 9. -Coordenadas para encontrar las Viscosidades de algunos líquidos en la figura 1

Líquido	x	Y	Líquido	X	Y
Acetaldehído	15.2	4.8	Cloruro Estánico	13.5	12.8
Acetato de Amilo	11.8	12.5	Cresol, meta	2.5	20.8
Acetato de Butilo	12.3	11.0	Dibromoetano	12.7	15.8
Acetato de Etilo	13.7	9.1	Dicloroetano	13.2	12.2
Acetato de Metilo	14.2	8.2	Diclorometano	14.6	8.9
Acetato de Vinilo	14.0	8.8	Difenilo	12.0	18.3
Acetona 100%	14.5	7.2	Eter Etilico	14.5	5.3
Acetona 35 %	7.9	15.0	Etilbenceno	13.2	11.5
Agua	10.2	13.0	Etilenglicol	6.0	23.6
Acido Acético 100%	12.1	14.2	Fenol	6.9	20.8
Acido Acético 70%	9.5	17.0	Formiato de Etilo	14.2	8.4
Acido Butírico	12.1	15.3	Freon 11	14.4	9.0
Acido Clorosulfónico	11.2	18.1	Freon12	16.8	5.6
Acido Fórmico	10.7	15.8	Freon21	15.7	7.5
Acido Isobutírico	12.2	14.4	Freon 22	17.2	4.7
Acido Nítrico 95%	12.8	13.8	Freon113	12.5	11.4
Acido Nítrico 60%	10.8	17.0	Freon 114	14.6	8.3
Acido Propiónico	12.8	13.8	Glicerina 100%	2.0	30.0
Acido Sulfúrico 110 %	7.2	27.4	Glicerina 50%	6.9	19.6
Acido Sulfúrico 98%	7.0	24.8	Heptano	14.1	8.4
Acido Sulfúrico 60%	10.2	21.3	Hexano	14.7	7.0
Alcohol Alílico	10.2	14.3	Hidróxido de Sodio 50%	3.2	25.8
Alcohol Amílico	7.5	18.4	Yoduro de Etilo	14.7	10.3
Alcohol Butílico	8.6	17.2	Yoduro de Propilo	14.1	11.6
Alcohol Etilico 100%	10.5	13.8	Isobutano	14.5	3.7
Alcohol Etilico 95%	9.8	14.3	Mercurio	18.4	16.4
Alcohol Etilico 40%	6.5	16.6	Metanol 100%	12.4	10.5
Acido Clorhídrico 31.5%	13.0	16.6	Metanol 90%	12.3	11.8
Alcohol Isobutílico	7.1	18.0	Metanol 40%	7.8	15.5
Alcohol Isopropílico	8.2	16.0	Metiletilcetona	13.9	8.6
Alcohol Octílico	6.2	21.1	Naftaleno	7.9	18.1
Alcohol Propílico	9.1	16.5	Nitrobenceno	10.6	116.2
Amoniaco 100%	12.6	2.0	Nitrotolueno	11.0	17.0
Amoniaco 26 %	10.1	13.9	Octano	13.7	10.0
Anhidrido Acético	12.7	12.8	Oxalato de Dietilo	11.0	16.4
Anitina	8.1	18.7	Oxalato de Dimetilo	12.3	15.8
Anisol	12.3	13.5	Oxalato de Dipropilo	10.3	17.7
Benceno	12.5	10.9	Pentacloroetano	10.9	17.3
Bióxido de Azufre	15.2	7.1	Pentano	14.9	5.2
Bióxido de Carbono	11.6	0.3	Propano	15.3	1.0
Bisulfuro de Carbono	16.1	7.5	Salmuera CaCl ₂ 25%	6.6	15.9
Bromo	14.2	13.2	Salmuera NaCl 25%	10.2	16.6
Bromotolueno	20.0	15.9	Sodio	16.4	13.9
Bromuro de Etilo	14.5	8.1	Tetracloroetano	11.9	15.7
Bromuro de Propilo	14.5	9.6	Tetracloroetileno	14.2	12.7
n-Butano	15.3	3.3	Tetracloruro de Carbono	12.7	13.1
Ciclohexanol	2.9	24.3	Tetracloruro de Titanio	14.4	12.3
Clorobenceno	12.3	12.4	Tribromuro de Fósforo	13.8	16.7
Cloroformo	14.4	10.2	Tricloruro de Arsénico	13.9	14.5
Clorotolueno, orto	13.0	13.3	Tricloruro de Fósforo	16.2	16.9
Clorotolueno, meta	13.3	12.5	Tricloroetileno	14.8	10.5
Clorotolueno, para	13.3	12.5	Tolueno	13.7	10.4
Cloruro de Etilo	14.8	6.0	Turpentina	11.5	14.9
Cloruro de Metilo	15.0	3.8	Xileno, orto	13.5	12.1
Cloruro de Propilo	14.4	7.5	Xileno, meta	13.9	12.1
Cloruro de Sulfurilo	15.2	12.4	Xileno, para	13.9	10.9

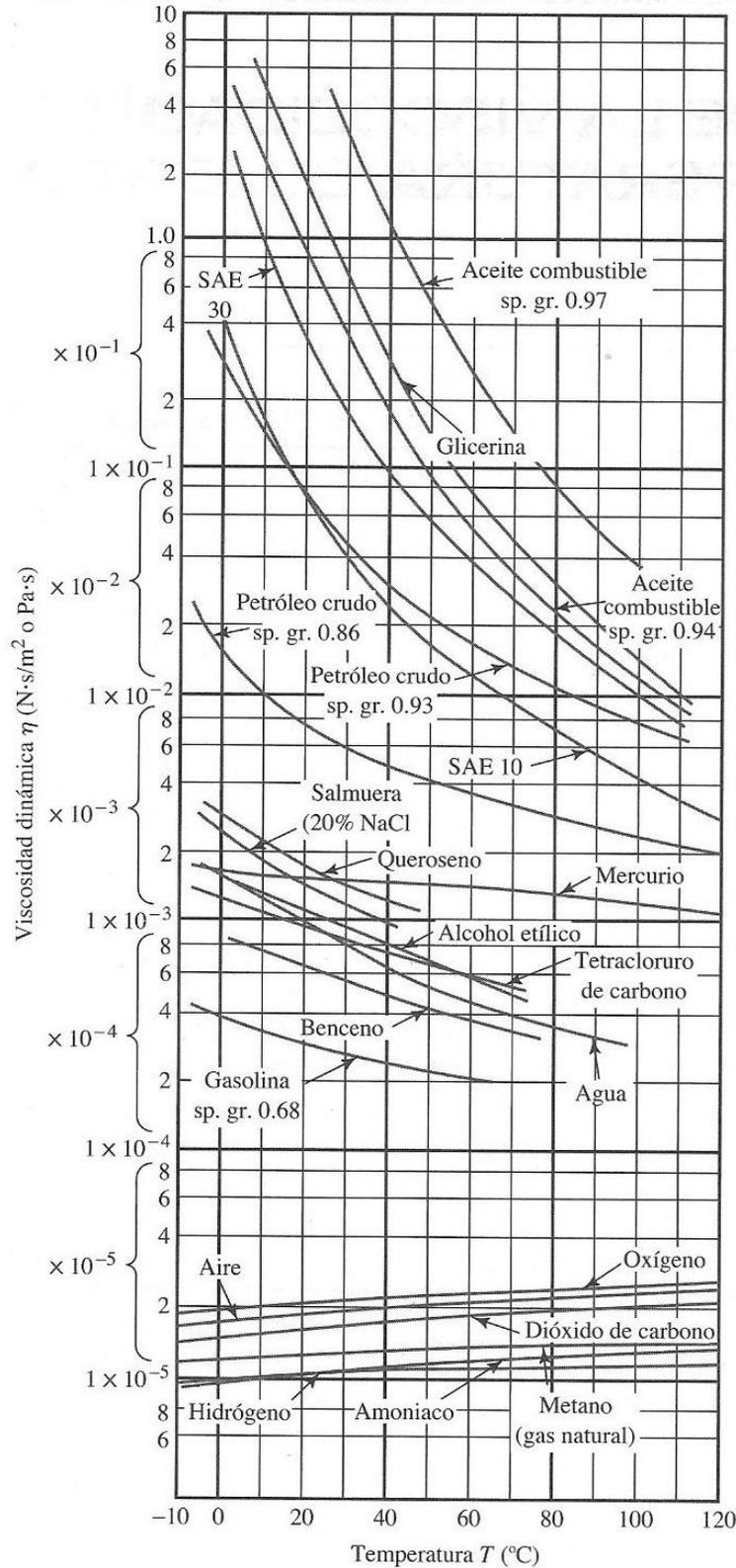
Fuente: De Perry. J.H., "Chemical Engineers Handbook 3d.ed. McGraw-Hill Book Company, New York, 1950"

Figura 1.-Viscosidades de líquidos.



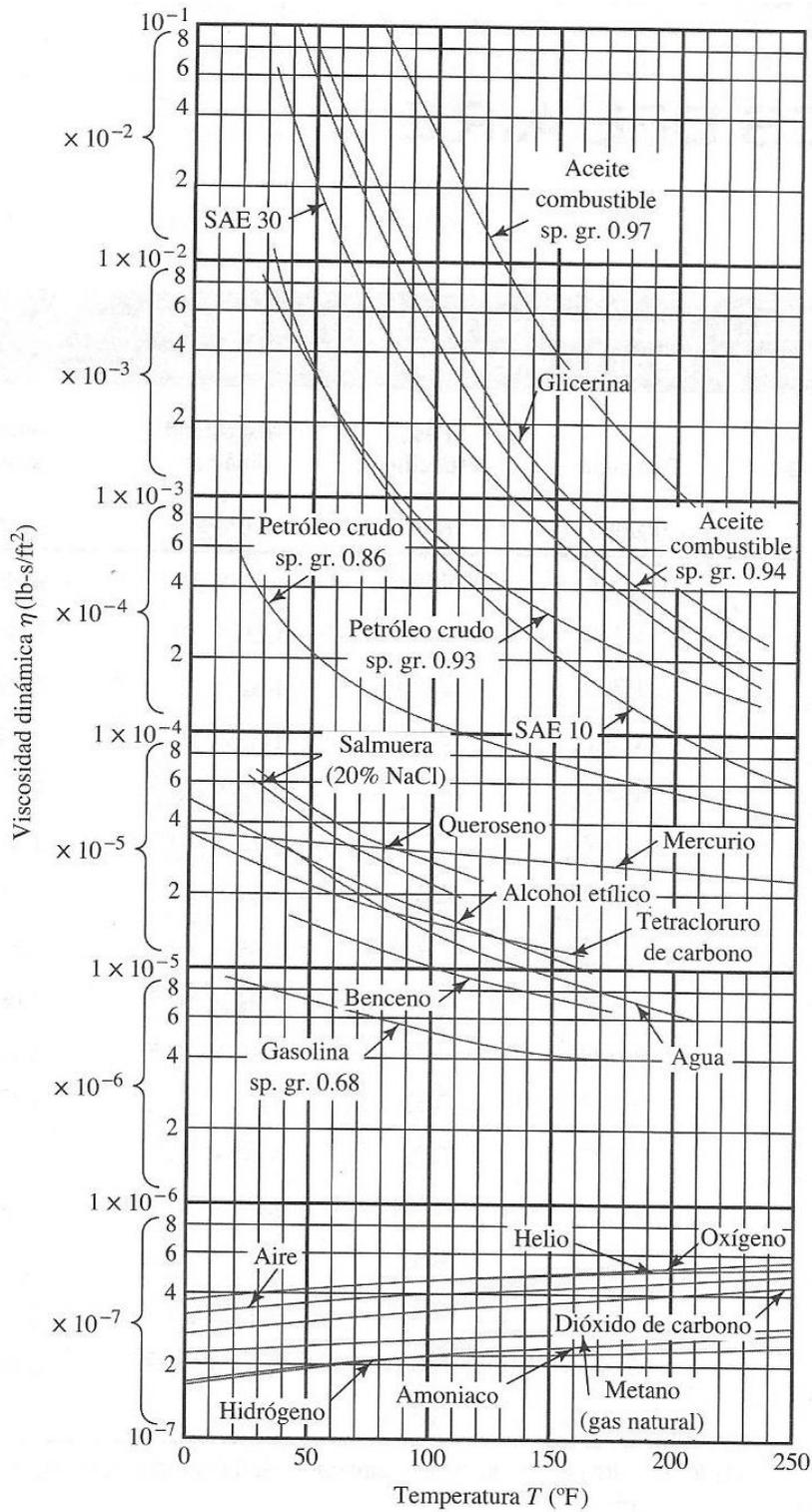
Fuente: Perry, "Chemical Engineers' Handbook" 3ª, ed, McGraw-Hill Book Company, Inc. New York, 1950.

Figura 2 (a). - viscosidad dinámica contra temperatura- unidades del si



Fuente: Robert L. Montt, Mecánica de fluidos, séptima edición 2015.

Figura 2(b). - Viscosidad dinámica contra temperatura- unidades del sistema de uso común en los estados unidos.



Fuente: Robert L. Montt, Mecánica de fluidos, séptima edición 2015.

Tabla 10 (a). - Propiedades del aire

TEMPERATURA (°C)	DENSIDAD (kg/m ³)	PESO ESPECÍFICO (N/m ³)	VISCOSIDAD DINÁMICA (Pa*s)	VISCOSIDAD CINÉMATICA (m ² /s)
-40	1.514	14.85	1.51 X 10 ⁻⁵	9.98 X 10 ⁻⁶
-30	1.452	14.24	1.56 X 10 ⁻⁵	1.08 X 10 ⁻⁵
-20	1.394	13.67	1.62 X 10 ⁻⁵	1.16 X 10 ⁻⁵
-10	1.341	13.15	1.67 X 10 ⁻⁵	1.24 X 10 ⁻⁵
0	1.292	12.67	1.72 X 10 ⁻⁵	1.33 X 10 ⁻⁵
10	1.247	12.23	1.77 X 10 ⁻⁵	1.42 X 10 ⁻⁵
20	1.204	11.81	1.81 X 10 ⁻⁵	1.51 X 10 ⁻⁵
30	1.164	11.42	1.86 X 10 ⁻⁵	1.6 X 10 ⁻⁵
40	1.127	11.05	1.91 X 10 ⁻⁵	1.69 X 10 ⁻⁵
50	1.092	10.71	1.95 X 10 ⁻⁵	1.79 X 10 ⁻⁵
60	1.06	10.37	1.99 X 10 ⁻⁵	1.89 X 10 ⁻⁵
70	1.029	10.09	2.04 X 10 ⁻⁵	1.99 X 10 ⁻⁵
80	0.9995	9.802	2.09 X 10 ⁻⁵	2.09 X 10 ⁻⁵
90	0.972	9.532	2.13 X 10 ⁻⁵	2.19 X 10 ⁻⁵
100	0.9459	9.277	2.17 X 10 ⁻⁵	2.3 X 10 ⁻⁵
110	0.9213	9.034	2.22 X 10 ⁻⁵	2.4 X 10 ⁻⁵
120	0.8978	8.805	2.26 X 10 ⁻⁵	2.51 X 10 ⁻⁵

Nota: Las propiedades del aire para condiciones estándar a nivel del mar son las siguientes:

Temperatura	15 °C
Presión	101.325 kPa
Densidad	1.225 kg/m ³
Peso específico	12.01 N/m ³
Viscosidad dinámica	1.789 X 10 ⁻⁵ Pa*s
Viscosidad cinemática	1.46 X 10 ⁻⁵ m ² /s

Fuente: Robert L. Montt, *Mecánica de fluidos*, séptima edición 2015.

Tabla 10 (b). -Propiedades del aire

TEMPERATURA (°F)	DENSIDAD (slugs/ft ³)	PESO ESPECÍFICO (lb/ft ³)	VISCOSIDAD DINÁMICA (lb-s/ft ²)	VISCOSIDAD CINÉMATICA (ft ² /s)
-40	1.514	0.0946	1.51×10^{-5}	9.98×10^{-6}
-20	1.452	0.0903	1.56×10^{-5}	1.08×10^{-5}
0	1.394	0.0864	1.62×10^{-5}	1.16×10^{-5}
20	1.341	0.0828	1.67×10^{-5}	1.24×10^{-5}
40	1.292	0.0795	1.72×10^{-5}	1.33×10^{-5}
60	1.247	0.0764	1.77×10^{-5}	1.42×10^{-5}
80	1.204	0.0736	1.81×10^{-5}	1.51×10^{-5}
100	1.164	0.0709	1.86×10^{-5}	1.6×10^{-5}
120	1.127	0.0685	1.91×10^{-5}	1.69×10^{-5}
140	1.092	0.0662	1.95×10^{-5}	1.79×10^{-5}
160	1.06	0.0641	1.99×10^{-5}	1.89×10^{-5}
180	1.029	0.0621	2.04×10^{-5}	1.99×10^{-5}
200	0.9995	0.0602	2.09×10^{-5}	2.09×10^{-5}
220	0.972	0.0584	2.13×10^{-5}	2.19×10^{-5}
240	0.9459	0.0567	2.17×10^{-5}	2.3×10^{-5}

Nota: Las propiedades del aire para condiciones estándar a nivel del mar son las

Temperatura	59 °F
Presión	14.696 psi
Densidad	2.37×10^{-3} slug/ft ³
Peso específico	0.0764 lb/ft ³
Viscosidad dinámica	3.736×10^{-7} lb-s/ft ²
Viscosidad cinemática	1.57×10^{-4} ft ² /s

Fuente: Robert L. Montt, *Mecánica de fluidos, séptima edición 2015.*

Tabla 11.- Propiedades del aire a diferentes alturas

UNIDADES DEL SI				UNIDADES DEL SISTEMA DE USO COMÚN EN ESTADOS UNIDOS			
ALTITUD (m)	TEMPERATURA (°C)	PRESIÓN (Kpa)	DENSIDAD (kg/m ³)	ALTITUD (ft)	TEMPERATURA (°F)	PRESIÓN (psi)	DENSIDAD (slug/ft ³)
0	15	101.3	1.225	0	59	14.696	2.38 X 10 ⁻³
200	13.7	98.9	1.202	500	57.22	14.433	2.34 X 10 ⁻³
400	12.4	96.6	1.179	1000	55.43	14.173	2.25 X 10 ⁻³
600	11.1	94.3	1.156	5000	41.17	12.227	2.05 X 10 ⁻³
800	9.8	92.1	1.134	10000	23.34	10.106	1.76 X 10 ⁻³
1000	8.5	89.9	1.112	15000	5.51	8.293	1.5 X 10 ⁻³
2000	2	79.5	1.007	20000	-12.62	6.753	1.27 X 10 ⁻³
3000	-4.49	70.1	0.9093	30000	-47.99	4.365	8.89 X 10 ⁻⁴
4000	-10.98	61.7	0.8194	40000	-69.7	2.72	5.85 X 10 ⁻⁴
5000	-17.47	54	0.7364	50000	-69.7	1.683	3.62 X 10 ⁻⁴
10000	-49.9	26.5	0.4135	60000	-69.7	1.04	2.24 X 10 ⁻⁴
15000	-56.5	12.11	0.1948	70000	-67.3	0.644	1.38 X 10 ⁻⁴
20000	-56.5	5.53	0.0889	80000	-61.81	0.4	8.45 X 10 ⁻⁵
25000	-51.6	2.55	0.0401	90000	-56.32	0.251	5.22 X 10 ⁻⁵
30000	-46.64	1.2	0.0184	100000	-50.84	0.158	3.25 X 10 ⁻⁵

Fuente: U.S. Standard Atmosphere, 1976, NOAA-S/T76-1562. Washinton, DC: National Oceanic and Atmospheric Administration

Tabla 12.- Datos de tubos de intercambiadores y condensadores

DIÁMETRO INTERNO DEL TUBO, plg	ÁREA DE FLUJO POR TUBO (plg ²)	SUPERFICIE POR PIE LINEAL (pies ²)		PESO PIE LINEAL, lb, DE ACERO
		EXTERIOR	INTERIOR	
0.282	0.0625	0.1309	0.0748	0.493
0.334	0.0876		0.0874	0.403
0.37	0.1076		0.0969	0.329
0.402	0.127		0.1052	0.258
0.43	0.145		0.1125	0.19
0.482	0.182	0.1963	0.1263	0.965
0.51	0.204		0.1335	0.884
0.532	0.223		0.1393	0.817
0.56	0.247		0.1466	0.727
0.584	0.268		0.1529	0.647
0.606	0.289		0.1587	0.571
0.62	0.302		0.1623	0.52
0.634	0.314		0.166	0.469
0.652	0.334		0.1707	0.401
0.67	0.355	0.2618	0.1754	1.61
0.704	0.389		0.1843	1.47
0.732	0.421		0.1916	1.35
0.76	0.455		0.199	1.23
0.782	0.479		0.2048	1.14
0.81	0.515		0.2121	1
0.834	0.546		0.2183	0.89
0.856	0.576		0.2241	0.781
0.87	0.594		0.2277	0.71
0.884	0.613		0.2314	0.639
0.902	0.639		0.2361	0.545
0.92	0.665	0.3271	0.2409	2.09
0.954	0.714		0.2498	1.91
0.982	0.757		0.2572	1.75
1.01	0.8		0.2644	1.58
1.03	0.836		0.2701	1.45
1.06	0.884		0.2775	1.28
1.08	0.923		0.2839	1.13
1.11	0.96		0.2896	0.991
1.12	0.985		0.2932	0.9
1.13	1.01		0.2969	0.808
1.15	1.04		0.3015	0.688

Fuente: Robert L. Montt, *Mecánica de fluidos, séptima edición 2015.*

Continuación de la tabla 12

DIÁMETRO INTERNO DEL TUBO, plg	ÁREA DE FLUJO POR TUBO (plg ²)	SUPERFICIE POR PIE LINEAL (pies ²)		PESO PIE LINEAL, lb, DE ACERO
		EXTERIOR	INTERIOR	
1.17	1.075	0.3925	0.3063	2.57
1.2	1.14		0.3152	2.34
1.23	1.19		0.3225	2.14
1.26	1.25		0.3299	1.98
1.28	1.29		0.3356	1.77
1.31	1.35		0.343	1.56
1.33	1.4		0.3492	1.37
1.36	1.44		0.3555	1.2
1.37	1.47		0.3587	1.09
1.38	1.5		0.3623	0.978
1.4	1.54		0.367	0.831

Fuente: Robert L. Montt, *Mecánica de fluidos*, séptima edición 2015.

Tabla 13 (a). - Dimensiones de tuberías de acero

CÉDULA 40										
TAMAÑO NOMINAL DE LA TUBERÍA		DIÁMETRO EXTERIOR		ESPESOR DE PARED		DIÁMETRO INTERIOR			ÁREA DE FLUJO	
NPS (in)	DN (mm)	(in)	(mm)	(in)	(mm)	(in)	(ft)	(mm)	(ft ²)	(m ²)
1/8.	6	0.405	10.3	0.068	1.73	0.269	0.0224	6.8	0.000394	0.0000366
1/4.	8	0.54	13.7	0.088	2.24	0.364	0.0303	9.2	0.000723	0.00006717
3/8.	10	0.675	17.1	0.091	2.31	0.493	0.0411	12.5	0.00133	0.0001236
1/2.	15	0.84	21.3	0.109	2.77	0.622	0.0518	15.8	0.00211	0.000196
3/4.	20	1.05	26.7	0.113	2.87	0.824	0.0687	20.9	0.0037	0.0003437
1	25	1.315	33.4	0.133	3.38	1.049	0.0874	26.6	0.006	0.0005574
1 1/4.	32	1.66	42.2	0.14	3.56	1.38	0.115	35.1	0.01039	0.0009653
1 1/2.	40	1.9	48.3	0.145	3.68	1.61	0.1342	40.9	0.01414	0.001314
2	50	2.375	60.3	0.154	3.91	2.067	0.1723	52.5	0.02333	0.002168
2 1/2.	65	2.875	73	0.203	5.16	2.469	0.2058	62.7	0.03326	0.00309
3	80	3.5	88.9	0.216	5.49	3.068	0.2557	77.9	0.05132	0.004768
3 1/2.	90	4	101.6	0.226	5.74	3.548	0.2957	90.1	0.06868	0.006381
4	100	4.5	114.3	0.237	6.02	4.026	0.3355	102.3	0.0884	0.008213
5	125	5.563	141.3	0.258	6.55	5.047	0.4206	128.2	0.139	0.01291
6	150	6.625	168.3	0.28	7.11	6.065	0.5054	154.1	0.2006	0.01864
8	200	8.625	219.1	0.322	8.18	7.981	0.6651	202.7	0.3472	0.03226
10	250	10.75	273.1	0.365	9.27	10.02	0.835	254.5	0.5479	0.0509
12	300	12.75	323.9	0.406	10.31	11.938	0.9948	303.2	0.7771	0.07219
14	350	14	355.6	0.437	11.1	13.126	1.094	333.4	0.9396	0.08729
16	400	16	406.4	0.5	12.7	15	1.25	381	1.227	0.114
18	450	18	457.2	0.562	14.27	16.876	1.406	428.7	1.553	0.1443
20	500	20	508	0.593	15.04	18.814	1.568	477.9	1.931	0.1794
24	600	24	609.6	0.687	17.45	22.626	1.886	574.7	2.792	0.2594

Fuente: Robert L. Montt, *Mecánica de fluidos, séptima edición 2015.*

Tabla 13 (b). - Dimensiones de tuberías de acero

CÉDULA 80										
TAMAÑO NOMINAL DE LA TUBERÍA		DIÁMETRO EXTERIOR		ESPESOR DE PARED		DIÁMETRO INTERIOR			ÁREA DE FLUJO	
NPS (in)	DN (mm)	(in)	(mm)	(in)	(mm)	(in)	(ft)	(mm)	(ft ²)	(m ²)
1/8.	6	0.405	10.3	0.095	2.41	0.215	0.0179	5.5	0.000253	0.0000235
1/4.	8	0.54	13.7	0.119	3.02	0.302	0.0252	7.7	0.000497	0.00004617
3/8.	10	0.675	17.1	0.126	3.2	0.423	0.0353	10.7	0.000976	0.00009067
1/2.	15	0.84	21.3	0.147	3.73	0.546	0.0455	13.9	0.001625	0.000151
3/4.	20	1.05	26.7	0.154	3.91	0.742	0.0618	18.8	0.003	0.0002782
1	25	1.315	33.4	0.179	4.55	0.957	0.0798	24.3	0.00499	0.0004636
1 1/4.	32	1.66	42.2	0.191	4.85	1.278	0.1065	32.5	0.00891	0.0008278
1 1/2.	40	1.9	48.3	0.2	5.08	1.5	0.125	38.1	0.01227	0.00114
2	50	2.375	60.3	0.218	5.54	1.939	0.1616	49.3	0.02051	0.001905
2 1/2.	65	2.875	73	0.276	7.01	2.323	0.1936	59	0.02944	0.002735
3	80	3.5	88.9	0.3	7.62	2.9	0.2417	73.7	0.0459	0.004264
3 1/2.	90	4	101.6	0.318	8.08	3.364	0.2803	85.4	0.06174	0.005736
4	100	4.5	114.3	0.337	8.56	3.826	0.3188	97.2	0.07986	0.007419
5	125	5.563	141.3	0.375	9.53	4.813	0.4011	122.3	0.1263	0.01173
6	150	6.625	168.3	0.432	10.97	5.761	0.4801	146.3	0.181	0.01682
8	200	8.625	219.1	0.5	12.7	7.625	0.6354	193.7	0.3174	0.02949
10	250	10.75	273.1	0.593	15.06	9.564	0.797	242.9	0.4986	0.04632
12	300	12.75	323.9	0.687	17.45	11.376	0.948	289	0.7056	0.06555
14	350	14	355.6	0.75	19.05	12.5	1.042	317.5	0.8521	0.07916
16	400	16	406.4	0.842	21.39	14.314	1.193	363.6	1.117	0.1038
18	450	18	457.2	0.937	23.8	16.126	1.344	409.6	1.418	0.1317
20	500	20	508	1.031	26.19	17.938	1.495	455.6	1.755	0.163
24	600	24	609.6	1.218	30.94	21.564	1.797	547.7	2.535	0.2344

Fuente: Robert L. Montt, *Mecánica de fluidos, séptima edición 2015.*

Tabla 14. -Dimensiones de tubos de acero, cobre y plastico

DIÁMETRO EXTERIOR		ESPESOR DE PARED		DIÁMETRO INTERIOR			ÁREA DE FLUJO	
(in)	(mm)	(in)	(mm)	(in)	(ft)	(mm)	(ft ²)	(m ²)
1/8	3.18	0.032	0.813	0.061	0.00508	1.554	0.00002029	0.000001885
		0.035	0.889	0.055	0.00458	1.397	0.0000165	0.000001533
1/5	4.76	0.032	0.813	0.124	0.01029	3.137	0.00008319	0.000007728
		0.035	0.889	0.117	0.00979	2.985	0.0000753	0.000006996
1/4	6.35	0.035	0.889	0.18	0.015	4.572	0.0001767	0.00001642
		0.049	1.24	0.152	0.01267	3.861	0.000126	0.00001171
5/16.	7.94	0.035	0.889	0.243	0.02021	6.16	0.0003207	0.0000298
		0.049	1.24	0.215	0.01788	5.448	0.0002509	0.00002331
3/8	9.53	0.035	0.884	0.305	0.02542	7.747	0.0005074	0.00004714
		0.049	1.24	0.277	0.02308	7.036	0.0004185	0.00003888
1/2	12.7	0.049	1.24	0.402	0.0335	10.21	0.0008814	0.00008189
		0.065	1.65	0.37	0.03083	9.4	0.0007467	0.00006937
5/8	15.88	0.049	1.24	0.527	0.04392	13.39	0.001515	0.0001407
		0.065	1.65	0.495	0.04125	12.57	0.001336	0.0001242
3/4	19.05	0.049	1.24	0.625	0.05433	16.56	0.002319	0.0002154
		0.065	1.65	0.62	0.05167	15.75	0.002097	0.0001948
7/8	22.23	0.049	1.24	0.777	0.06475	19.74	0.003293	0.0003059
		0.065	1.65	0.745	0.06208	18.92	0.003027	0.0002812
1	25.4	0.065	1.65	0.87	0.0725	22.1	0.004128	0.0003835
		0.083	2.11	0.834	0.0695	21.18	0.003794	0.0003524
1 1/4	31.75	0.065	1.65	1.12	0.09333	28.45	0.006842	0.0006356
		0.083	2.11	1.084	0.09033	27.53	0.006409	0.0005954
1 1/2	38.1	0.065	1.65	1.37	0.1142	34.8	0.01024	0.000951
		0.083	2.11	1.334	0.1112	33.88	0.009706	0.0009017
1 3/4	44.45	0.065	1.65	1.62	0.135	41.15	0.01431	0.00133
		0.083	2.11	1.584	0.132	40.23	0.01368	0.001271
2	50.8	0.065	1.65	1.87	0.1558	47.5	0.01907	0.001772
		0.083	2.11	1.834	0.1528	46.58	0.01835	0.001704

Fuente: Robert L. Montt, Mecánica de fluidos, séptima edición 2015.

Tabla 15. -Dimensiones de tubos hidráulicos de acero y cobre

DIÁMETRO EXTERIOR	ESPESOR DE PARED	DIÁMETRO INTERIOR	ÁREA DE FLUJO
(mm)	(mm)	(mm)	(m ²)
6	0.8	4.4	0.00001521
6	1	4	0.00001257
8	1	6	0.00002827
8	1.2	5.6	0.00002463
15	1.2	12.6	0.0001247
15	1.5	12	0.0001131
20	1.2	17.6	0.0002433
20	1.5	17	0.000227
25	1.5	22	0.0003801
25	2	21	0.0003464
32	1.5	29	0.0006605
32	2	28	0.0006158
40	1.5	37	0.001075
40	2	36	0.001018
50	1.5	47	0.001735
50	2	46	0.001662
60	2	56	0.002463
60	2.8	54.4	0.002324
80	2.8	74.4	0.004347
100	3.5	93	0.006793
120	3.5	113	0.01003
140	5	130	0.01327
160	5.5	149	0.01744
180	6	168	0.02217
200	7	186	0.02717
220	8	204	0.03269
240	9	222	0.03871
260	10	240	0.04524

Fuente: Parker steel Company-metales con tamaños métricos, toledo ohio.
Nota: Existen muchos otros tamaños y espesores de pared disponible

Tabla 16. - Dimensiones de tubería plástica de PVC a presión

DIÁMETRO EXTERIOR	ESPESOR DE PARED	DIÁMETRO INTERIOR	ÁREA DE FLUJO	CLASIFICACIÓN DE PRESIÓN
(mm)	(mm)	(mm)	(m ²)	(bar)
16	1.5	13	0.0001327	16
20	1.5	17	0.000227	16
25	1.9	21.2	0.000353	16
32	2.4	27.2	0.0005811	16
40	3	34	0.0009079	16
50	2.4	45.2	0.001605	10
50	3.7	42.6	0.001425	16
63	3	57	0.002552	10
63	4.7	53.6	0.002256	16
75	3.6	67.8	0.00361	10
75	5.6	63.8	0.003197	16
90	2.8	84.4	0.005595	6
90	4.3	81.4	0.005204	10
90	6.7	76.6	0.004608	16
125	3.1	118.8	0.01108	6
125	4.8	115.4	0.01046	10
125	7.4	110.2	0.009538	16
160	4	152	0.01815	6
160	6.2	147.6	0.01711	10
160	9.5	141	0.01561	16
200	4.9	190.2	0.02841	6
200	7.7	184.6	0.02676	10
200	11.9	176.2	0.02438	16
250	6.2	237.6	0.04434	6
250	9.6	230.8	0.04184	10
250	14.8	220.4	0.03815	16
400	9.8	380.4	0.1137	6
500	12.3	475.4	0.1775	6

Fuente: epco-plastics.com/pdfs/pvc

Nota: 1.- Existen muchos otros tamaños y espesores de pared disponible

2.- Equivalencias de presión:

> 6 bar = 600 kPa = 87 psi

> 10 bar = 1000 kPa = 145 psi

> 16 bar = 1600 kPa = 232 psi

Tabla 17. - Diámetros de diferentes contenedores de gas LP

CAPACIDAD NOMINAL, EN kg	DIÁMETRO EXTERIOR DEL RECIPIENTE, EN mm		DIÁMETRO EXTERIOR DE BASE DE SUSTENTACIÓN, EN mm	
	MÍNIMO	MÁXIMO	MÍNIMO	MÁXIMO
45	358.4	375	339	349
30	297	311	280	290
20	297	311	280	290
10	297	311	280	290

Fuente: Diario Oficial de la Federación.

Tabla 18. - Factores de incrustación representativos (resistencia térmica debida a la incrustación para una unidad de área superficial).

FLUIDO	Rf, m ² ·°C/W
Agua destilada, agua de mar, agua de río, agua de alimentación para calderas: Por	
de bajo de 50°C	0.0001
de Arriba de 50°C	0.0002
Combustoleo	0.0009
Vapor de agua (libre de aceite)	0.0001
Refrigerantes (Líquidos)	0.0002
Refrigerantes (vapor)	0.0004
Vapores de alcohol	0.0001
Aire	0.0004

Fuente: Tubular Exchange Manufacturers Association.

Tabla 19. - Conductividades térmicas de aislantes y algunos materiales de construcción.

$$k = (\text{BTU}/(\text{h})(\text{pie})(^\circ\text{F}))$$

Material	Densidad aparente ρ , lb/pie ³ a temperatura ambiente	°F	k
Aerogel, sílica, opacificada	8.5	248	0.013
Algodón en rama	5	86	0.024
Aluminio, hojas, 7 cavidades por 2.5 plg	0.2	100	0.025
Asbesto-cemento, láminas	120	68	0.43
Asbesto, hojas	55.5	124	0.096
Asbesto, pizarra	112	32	0.087
Asbesto	112	140	0.114
Asbesto	29.3	-328	0.043
Asbesto	29.3	32	0.090
Asbesto	36	32	0.087
Asbesto	36	212	0.111
Asbesto	36	392	0.120
Asbesto	36	752	0.129
Asbesto	43.5	-328	0.090
Asbesto	43.5	32	0.135
Asfalto	132	68	0.43
Aserrín	12	70	0.03
Aserrín			0.033-0.05
Arena, seca	94.6	68	0.19
Azufre, monoclinico		212	0.09-0.097
Rómbico		70	0.16
Batista, barnizada		100	0.09
calcio, carbonato, natural	162	86	1.3
Mármol blanco			1.7
Yeso	96		0.4
Calcio, sulfato (4H ₂ O), artificial ...	84.6	104	0.22
Yeso, artificial	132	167	0.43
Construcción	17.9	77	0.25
Calderas, incrustaciones, (Ref. 364)			
Calisa (15.3 vol. % H₂O)	103	75	0.54
Carbón, gas		32-212	2.0
Carbón vegetal, escamas	11.9	176	0.1043
Carbón vegetal, escamas	15	176	0.1051
Cartón, corrugado			0.037
Celuloide	87.3	86	0.12
Cemento Portland (véase Concreto) ..		194	0.17
Ceniza de madera		32-212	0.041
Ciinker, granulado		32-1292	0.27

Continuación de la tabla 19

Coque, petróleo	212	3.4
		932	2.9
Coque, pulverizado	32-212	0.11
Concreto, cinder	0.20
1:4 seco	0.44
Piedra	0.54
Corcho, placa	10	86	0.025
Corcho, molido	9.4	86	0.025
Begrulado	8.1	86	0.026
Cuero, suela	62.4	0.092
Diatomácea, tierra, polvo, gruesa	20.0	100	0.036
	20.0	1600	0.082
Fina	17.2	399	0.040
	17.2	1600	0.074
Aislante de tubería	26.0	399	0.051
	26.0	1600	0.088
4 partes calcinada y 1 parte cemen- to, vaciada y calcinada	61.8	399	0.16
	61.8	1600	0.23
Dolomita	167	122	1.0
Ebonita	0.10
Esmalte, silicato	"38"	0.5-0.75
Escoria, alto horno	75-261	0.064
Escoria, lana	12	86	0.022
Fibra aislante, placa	14.8	70	0.028
Fibra, roja	80.5	68	0.27
Con adhesivos, horneada	68-207	0.097
Fieltro, lana	20.6	88	0.03
Fieltro, pelo, perpendicular a las fibras	17	86	0.021
Gas, carbón	32-212	2.0
Grafito, denso, comercial	32	86.7
Pulverizado, a través 100 mallas ..	30	104	0.104
Granito	1.0-2.3
Grava	140	104	1.06
Hielo	57.5	32	1.3
Hule, duro	74.8	32	0.087
Para	70	0.109
Blando	70	0.075-0.092
Infusorios, tierra (véase tierra Diato- mácea)
Incrustaciones (Ref. 364)
Kapok	0.88	68	0.020
Lana, animal	6.9	86	0.021

Continuación de la tabla 19

Lana, mineral	9.4	86	0.0225
Lava	0.49
Lino	86	0.05
Ladrillos			
Alúmina (9299% Al_2O_3 por peso) fundida	801	1.8
Alúmina (6465% Al_2O_3 por peso) (Véase también Ladrillos, arcilla re- fractaria)	115	1472	0.62
	115	2 012	0.63
Ladrillo para construcción	68	0.4
Ladrillo al cromo (32% Cr_2O_3 por peso)	200	392	0.67
	200	1202	0.85
	200	2 399	1.0
Tierra diatomácea, natural, perpen- dicular al estrato	27.7	399	0.051
	27.7	1600	0.077
Diatomácea, natural, paralelo al es- trato	27.7	399	0.081
	27.7	1600	0.106
Tierra diatomácea, moldeado y calci- cinado	38	399	0.14
	38	1600	0.18
Tierra diatomácea y arcilla, moldeado y calcinado	42.3	399	0.14
	42.3	1600	0.19
Tierra diatomácea, alto quemado, poroso	37	392	0.13
	37	1 832	0.34
Arcilla refractaria, Missouri	392	0.58
		1112	0.85
		1832	0.95
		2 552	1.02
Ladrillo aislante, caolín	27	932	0.15
	27	2 102	0.26
Ladrillo refractario aislante, caolín	19	392	0.050
	19	1400	0.113
Magnesita (86.8% MgO , 6.3% Fe_2O_3 , 3% CaO , 2.6% SiO_2 por peso)	158	399	2.2
	158	1202	1.6
	158	2 192	1.1

Continuación de la tabla 19

Ladrillo de carburo de silicio, recristalizado	129	1 112	10.7
	129	1472	9.2
	129	1832	8.0
	129	2 192	7.0
	129	2 552	6.3
Magnesia, pulverizada	49.7	117	0.35
Magnesia, carbonato ligero	19	70	0.04
Magnesio, óxido, comprimido	49.9	68	0.32
Madera, fibra cruzada			
Balsa	7.8	86	0.025-0.03
Olmo	51.5	59	0.12
Maple	44.7	122	0.11
Pino, blanco	34.0	59	0.087
Teca	40.0	59	0.10
Abeto	28.1	140	0.062
Madera, paralelo a la fibra			
Pino	34.4	70	0.20
Mármol			1.2-1.7
Mica, perpendicular a los planos.		122	0.25
Negro de humo	10	104	0.038
Nieve	34.7	32	0.27
Piedra pómez		70-151	0.14
Pizarra		201	0.86
Papel			0.075
Papel tapiz, tipo aislante	14.8	70	0.028
Papel tapiz, cartoncillo	43	86	0.04
Parafina		32	0.14
Plásticos piroxilina			0.075
Porcelana		392	0.88
Seda	6.3		0.026
Barnizada		100	0.096
Vidrio			0.2-0.73
Tipo boro-silicato	139	86-167	0.63
Vidrio a la soda			0.3-0.44
Vidrio de ventana			0.3-0.61
Viruta de madera	8.8	86	0.034
Yeso, moldeado y seco	78	68	0.25

Tabla 20. - Gravedad específica, calor específico, y conductividad térmica de algunas sustancias

Sustancia	Temp. °F	k^*	Calor específico ** Btu/(lb)(°F)	Gravedad específica
Acero	32	26	Ver Hierro	7.83
Acero	212	26	Ver Hierro	
Acero	1112	21	Ver Hierro	
Aluminio	32	117	0.183	2.55-7.8
Aluminio	212	119	0.1824	
Aluminio	932	155	0.1872	
Antimonio	32	10.6	0.0493	
Antimonio	212	9.7	0.0508	
Bismuto	64	4.7	0.0294	9.8
Bismuto	212	3.9	0.0304	
Cadmio	64	53.7	0.0550	8.65
Cadmio	212	52.2	0.0567	
Cinc	32	65	0.0917	6.9-7.2
Cinc	212	64	0.0958	
cinc	752	54	0.1082	
Cobre	32	224	0.1487	8.8-8.95
Cobre	212	218	0.1712	
Cobre	932	207	0.2634	
Hierro, vaciado	32	32	0.1064	7.03-7.13
Hierro, vaciado	212	30	0.1178	
Hierro, vaciado	752	25	0.1519	
Hierro, forjado	64	34.6	Ver Hierro	7.6-7.9
Hierro, forjado	212	27.6	Ver Hierro	
Latón (70-30)	32	56	0.1315‡	8.4-8.7
Latón	212	60	0.1488‡	
Latón	752	67	0.2015‡	
Magnesio	32-212	92	0.255	1.74
Mercurio	32	4.8	0.0329	13.6
Níquel	32	36	0.1050	8.9
Níquel	212	34	0.1170	
Níquel	572	32	0.1408	
Oro	64	169.0	0.030	19.25-19.35
Oro	212	170.8	0.031	
Plata	32	242	0.0557	10.4-10.6
Plata	212	238	0.0571	
Plomo	32	20	0.0306	11.34
Plomo	212	19	0.0315	
Plomo	572	18	0.0335	
Tántalo	64	32	0.0342	16.6

Tabla 21.- Conductividades térmicas de algunos líquidos.

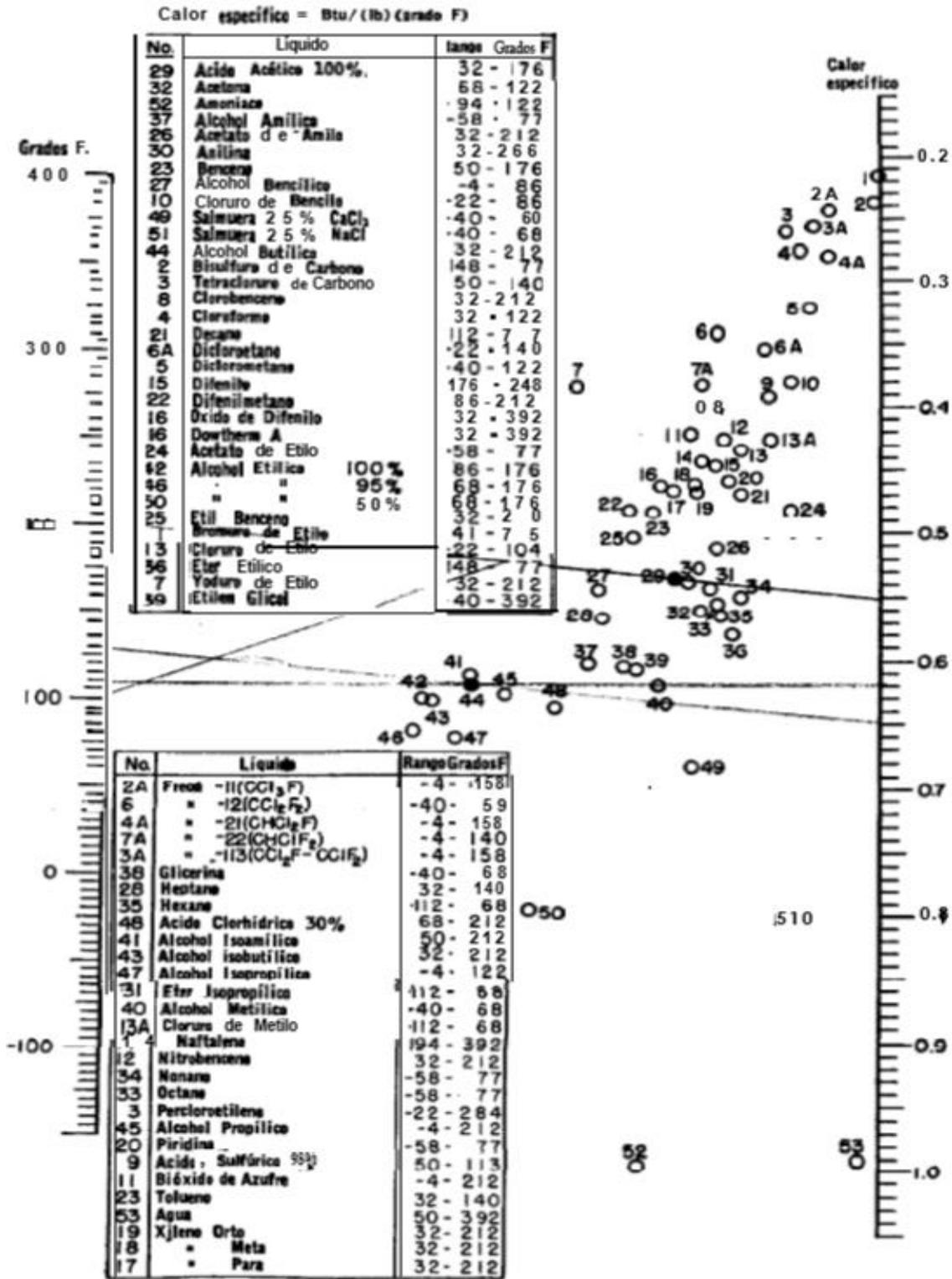
Pueden suponerse una variación lineal con la temperatura. Los valores extremos que se dan constituyen también los límites de temperatura en los cuales se recomiendan los datos.

$$K = \text{Btu/h} \cdot \text{pie} \cdot ^\circ\text{F}$$

Líquido	*F	k	Líquido	*F	k
Aceites			Bromobenceno	86	0.074
Ricino	68	0.104		212	0.070
	212	0.100	Dióxido de azufre	5	0.128
Oliva	68	0.097		86	0.111
	212	0.095	Bisulfuro de carbono	86	0.093
Acetato de etilo	68	0.101		167	0.088
Alcohol 100%	68	0.105	Tetracloruro	32	0.107
80%	68	0.137		154	0.094
60%	68	0.176	Cloruro de calcio, salmuera 30%	86	0.32
40%	68	0.224		86	0.34
20%	68	0.281	Cloruro de sodio, salmuera 25.0%	86	0.33
100%	122	0.087		86	0.34
Benceno	86	0.086	Clorobenceno	50	0.083
	140	0.082	Cloroformo	86	0.080
Bromuro	68	0.070	Cymene (para)	86	0.078
Eter	86	0.080		140	0.079
	167	0.078	Decano (n-)	86	0.085
Yoduro	104	0.064		140	0.083
	167	0.063	Diclorodifluorometano	20	0.057
Acetato de amilo	50	0.083		60	0.053
Alcohol (n-)	86	0.094		100	0.048
	212	0.089		140	0.043
	86	0.088		180	0.038
	167	0.087	Dicloroetano	122	0.082
Acetato butílico (n-)	77-81	0.085	Diclorometano	5	0.111
Alcohol (n-)	86	0.097		86	0.096
	167	0.095	Eter de petróleo	86	0.075
(iso-)	66	0.091		167	0.073
Acetona	86	0.102	Etilen glicol	32	0.153
	167	0.095	Gasolina	86	0.078
Acido acético 106%	68	0.099	Glicerina 100%	68	0.164
50%	68	0.20	80%	68	0.189
Acido esteárico	212	0.0786	60%	68	0.220
Acido láurico	212	0.102	40%	68	0.259
Acido oleico	212	0.0925	20%	68	0.278
Acido palmítico	212	0.0635	100%	212	0.164
Acido sulfúrico 90%	86	0.21	Heptano (n-)	86	0.081
80%	86	0.25		140	0.079
30%	86	0.30	Hexano (n-)	86	0.080
Agua	32	0.330		140	0.078
	86	0.356	Kerosena	68	0.086
	140	0.381		167	0.081
	176	0.398	Mercurio	82	4.83
Alcohol alílico	77-86	0.104	Nitrobenceno	86	0.095
Alcohol heptílico (n-)	86	0.094		212	0.088
	167	0.091	Nitrometano	86	0.125
Alcohol hexílico (n-)	86	0.093		140	0.120
	167	0.090	Nonano (n-)	86	0.084
Alcohol metílico 100%	68	0.124		140	0.082
80%	68	0.154	Octano (n-)	86	0.083
60%	68	0.190		140	0.081
40%	68	0.234	Paraldehído	86	0.084
20%	68	0.284		212	0.078
100%	122	0.114	Pentano (n-)	86	0.078
Cloruro	5	0.111		167	0.074
	86	0.080	Percloroetileno	122	0.092
	86	0.099	Sodio	212	49
Alcohol propílico (n-)	167	0.095		410	46
	86	0.091	Tolueno	86	0.086
Alcohol (iso-)	140	0.090		167	0.084
Amoniaco	5-86	0.29	n-tricloroetano	122	0.077
	68	0.261	Tricloroetileno	122	0.080
Amoniaco, acuoso, 26%	140	0.29	Argentina (aguarrás)	59	0.074
Anilina	32-64	0.100	Vaselina	59	0.106
Benceno	86	0.092	Xileno (orto-)	68	0.090
	140	0.087	Xileno (meta-)	68	0.090

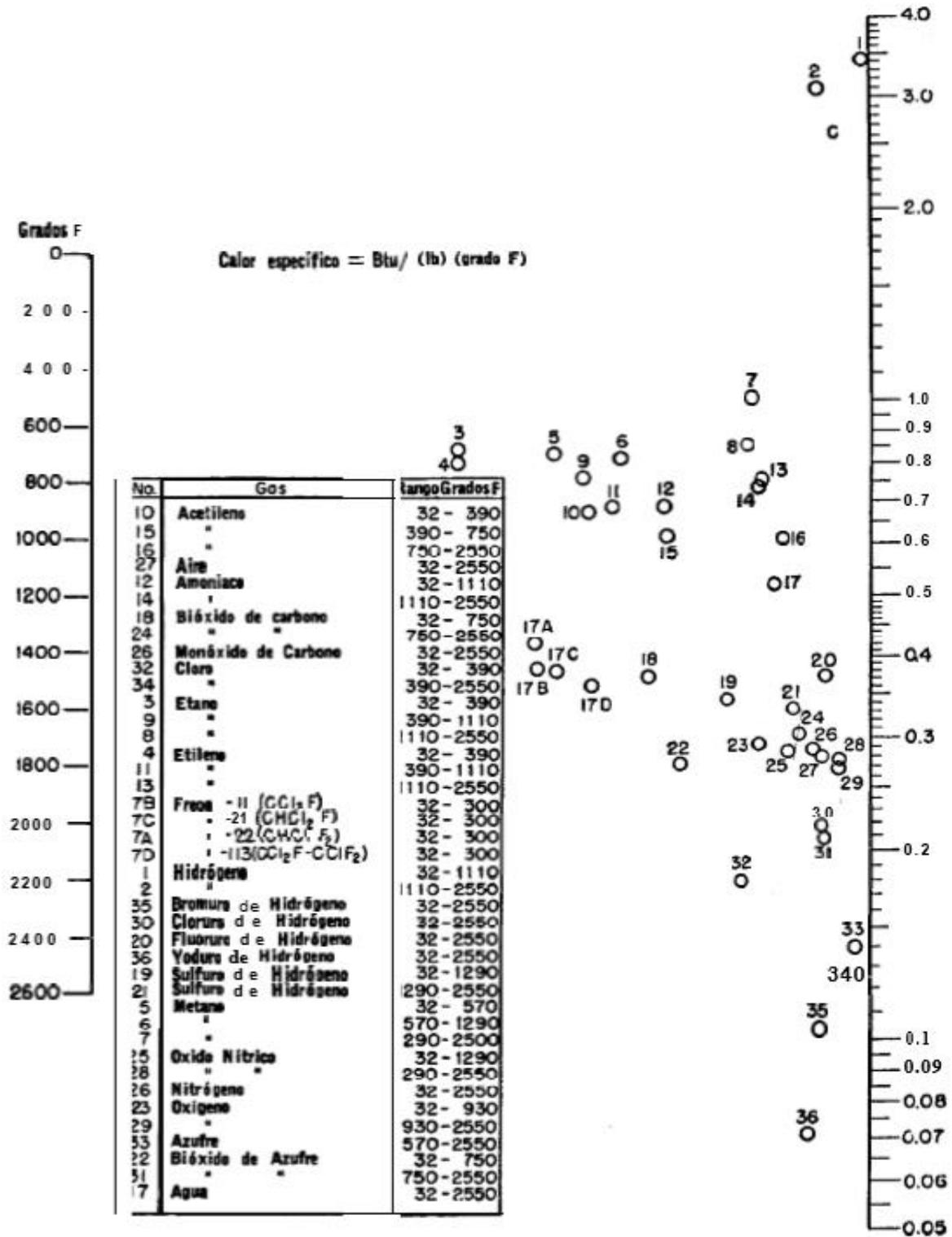
Fuente: De Perry. J.H. "Chemical Engineers", 3d ed, McGraw-Hill Book Company Inc, New York, 1950.

Figura 3. - Calores específicos de líquidos.



Fuente: Chilton, Colburn, and Vernon, basados principalmente en datos de las Tablas Internacionales de valores críticos Perry "Chemical Engineers' Handbook" 3d ed, McGraw-Hill Book Company Inc. New York, 1950.

Figura 4.-Calores específicos de gases a 1 atm.



Fuente: Perry, "Chemical Engineers' Handbook" 3d ed., McGraw-Hill Book Company, Inc, New York, 1950.

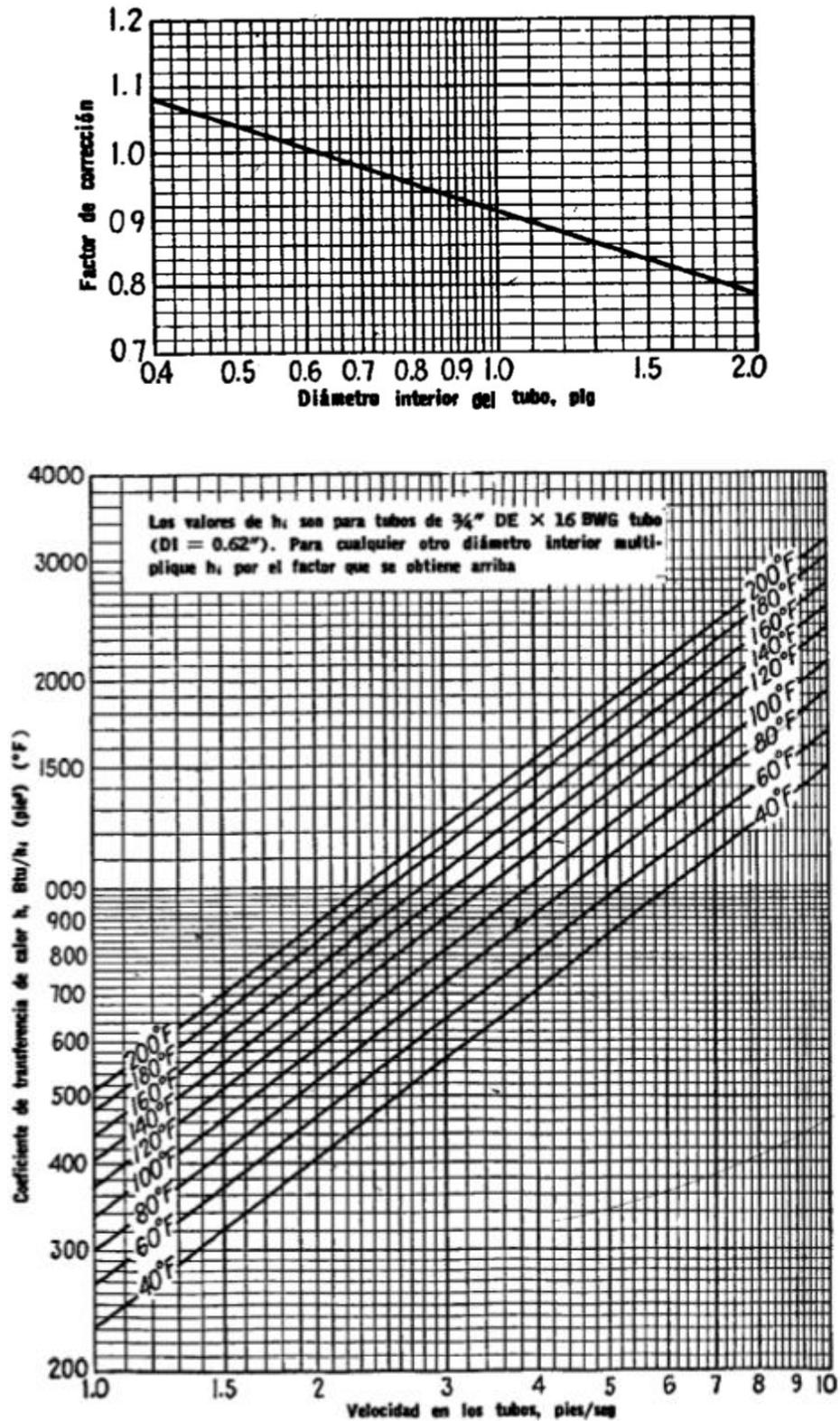
Tabla 22. - Gravedades específicas y pesos moleculares de líquidos

Compuesto	Mol.	S *	compuesto	Mol.	S *
Acetaldehído	44.1	0.78	Cloruro de etilo	64.5	0.92
Acetato de amilo	130.2	0.88	Cloruro de metilo	50.5	0.92
Acetato de etilo	88.1	0.90	Cloruro de n-propilo	78.5	0.89
Acetato de metilo	74.9	0.93	Cloruro de sulfúrico	135.0	1.67
Acetona	58.1	0.79	Dibrometano	187.9	2.09
Acetato de butilo	116.2	0.88	Dicloroetano	99.0	1.17
Acetato de vinilo	86.1	0.93	Diclorometano	88.9	1.34
Agua	18.0	1.0	Difenilo	154.2	0.99
Acido acético 100%	60.1	1.05	Eter etílico	74.1	0.71
Acido acético 70%	1.07	Etilbenceno	106.1	0.87
Acido n-butírico	88.1	0.96	Etilglicol	88.1	1.04
Acido i-butírico	88.1	0.96	Fenol	94.1	1.07
Acido clorosulfónico	116.5	1.77	Formiato de etilo	74.1	0.92
Acido fórmico	46.0	1.22	Glicerina 100%	92.1	1.26
Acido nítrico 95%	1.50	Glicerina 50%	1.13
Acido nítrico 60%	1.38	n-heptano	100.2	0.68
Acido propiónico	74.1	0.99	n-hexano	86.1	0.66
Acido sulfúrico 100%	98.1	1.83	Hidróxido de sodio 50%	1.53
Acido sulfúrico 98%	1.84	Yoduro de etilo	155.9	1.93
Acido sulfúrico 60%	1.05	Yoduro de n-propilo	170.0	1.76
Alcohol alílico	58.1	0.86	Mercurio	200.6	13.55
Alcohol amílico	88.2	0.81	Metacresol	108.1	1.03
Alcohol n-butílico	74.1	0.81	Metanol 100%	32.5	0.79
Alcohol i-butílico	74.1	0.82	Metanol 90%	0.82
Alcohol etílico 100%	46.1	0.79	Metanol 40%	0.94
Alcohol etílico 95%	0.81	Metiltilcetona	72.1	0.81
Alcohol etílico 40%	0.94	Naftaleno	128.1	1.14
Alcohol isopropílico	60.1	0.79	Nitrobenzono	123.1	1.20
Alcohol octílico	30.23	0.82	Nitrotolueno, orto	137.1	1.16
Alcohol n-propílico	60.1	0.80	Nitrotolueno, meta	137.1	1.16
Amoniaco 100%	17.0	0.61	Nitrotolueno, para	137.1	1.29
Amoniaco 26 %	0.91	n-octano	114.2	0.70
Anhídrido acético	02.1	1.08	Oxalato de dietilo	146.1	1.08
Anilina	93.1	1.02	Oxalato de dimetilo	118.1	1.42
Anisol	08.1	0.99	Oxalato de dipropilo	174.1	1.02
Benceno	78.1	0.88	Pentacloroetano	202.3	1.67
Bióxido de azufre	64.1	1.38	n-pentano	72.1	0.63
Bióxido de carbono	44.0	1.29	Propano	44.1	0.59
Bisulfuro de carbono	76.1	1.26	Salmuera, Ca Cl. 25%	1.23
Bromotolueno, orto	71.0	1.42	Salmuera, Na Cl. 25%	1.19
Bromotolueno, meta	71.0	1.41	Sodio	23.0	0.97
Bromotolueno, para	71.0	1.39	Tetracloroetano	167.9	1.60
Bromuro de etilo	08.9	1.43	Tetracloroetileno	165.9	1.63
Bromuro de n-propilo	23.0	1.35	Tetracloruro de carbono	153.8	1.60
n-butano	58.1	0.60	Tetracloruro de titanio	189.7	1.73
i-butano	58.1	0.60	Tribromuro de fósforo	270.8	2.85
Ciclohexanol	100.2	0.96	Tricloruro de arsénico	181.3	2.16
Clorobenceno	12.6	1.11	Tricloruro de fósforo	137.4	1.57
Cloroformo	19.4	1.49	Tricloroetileno	131.4	1.46
Clorotolueno, orto	26.6	1.08	Tolueno	92.1	0.87
Clorotolueno, meta	26.6	1.07	xileno, orto	106.1	0.87
Clorotolueno, para	26.6	1.07	Xileno; meta	0.86
Cloruro estánico	160.5	2.23	Xileno, para	0.86

Aproximadamente a 68 °F estos valores serán satisfactorios

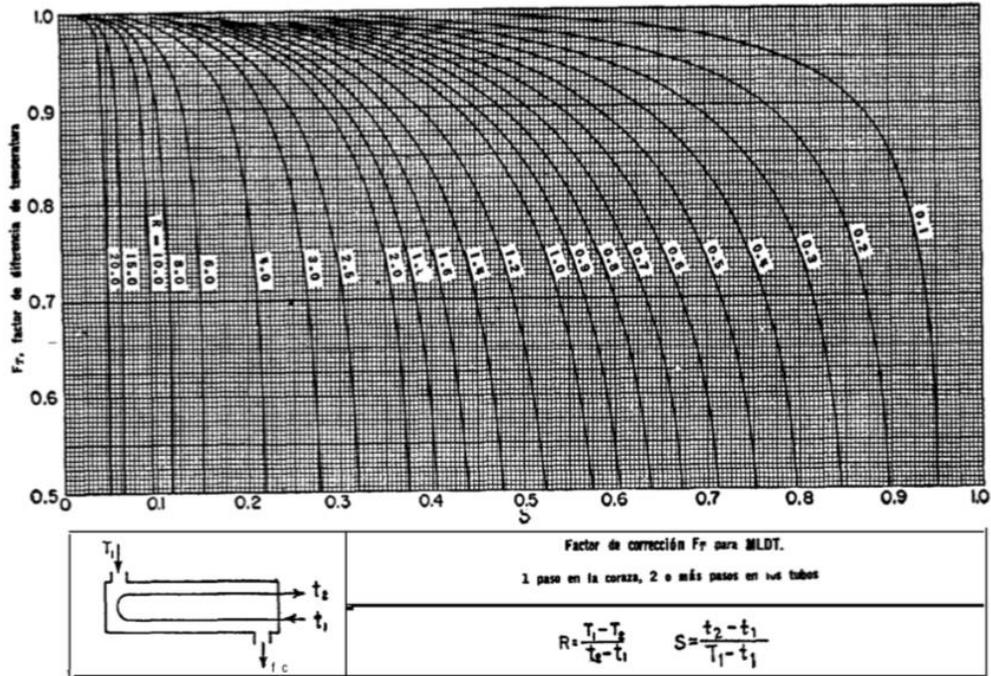
Fuente: Perry, "Chemical Engineers' Handbook" 3d ed., McGraw-Hill Book Company, Inc., New York, 1950.

Figura 5. - Curva de transferencia de calor, agua en los tubos



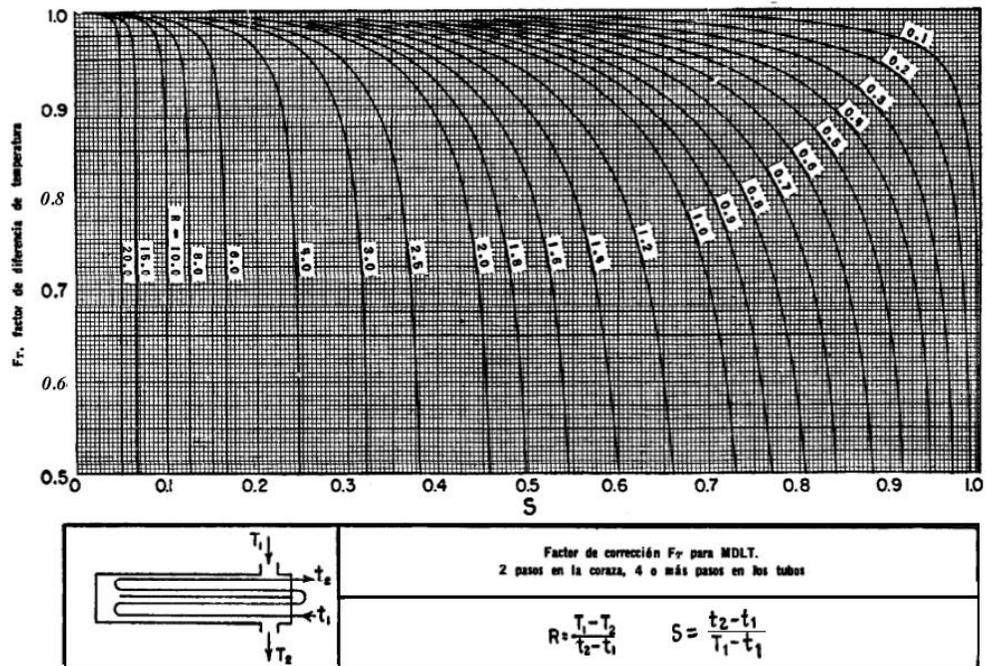
Fuente: Standards of Tubular Exchanger Manufacturers Association, 2ª, ed, New York, 1949.

Figura 6. -Factores LMTD para intercambiadores de calor 1-2.



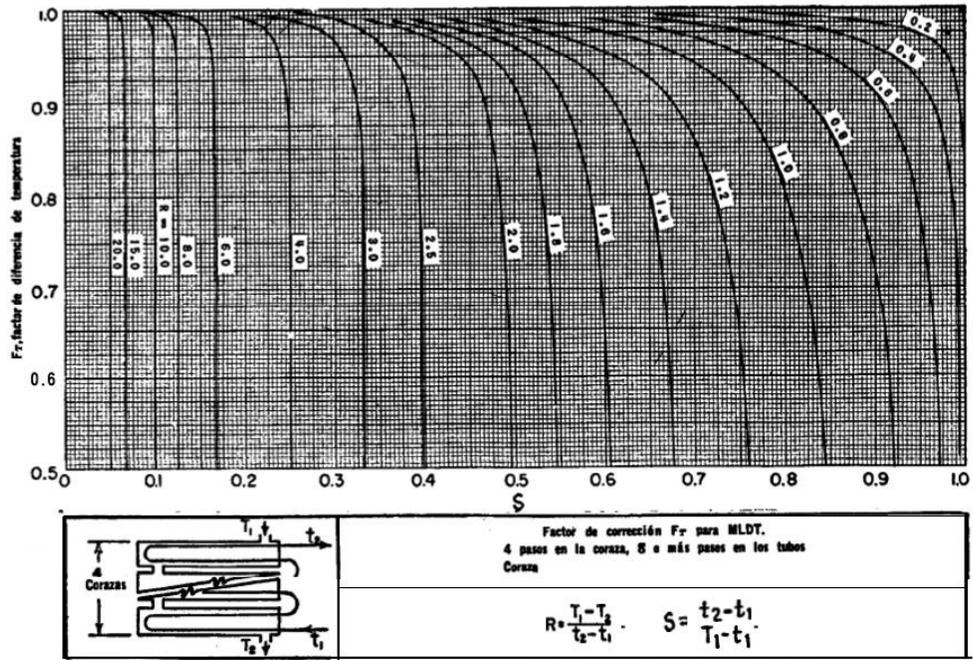
Fuente: Standards of Tubular Exchanger Manufactures Association, 2ª, ed, New York, 1949.

Figura 7. -Factores LMTD para intercambiadores de calor 2-4.



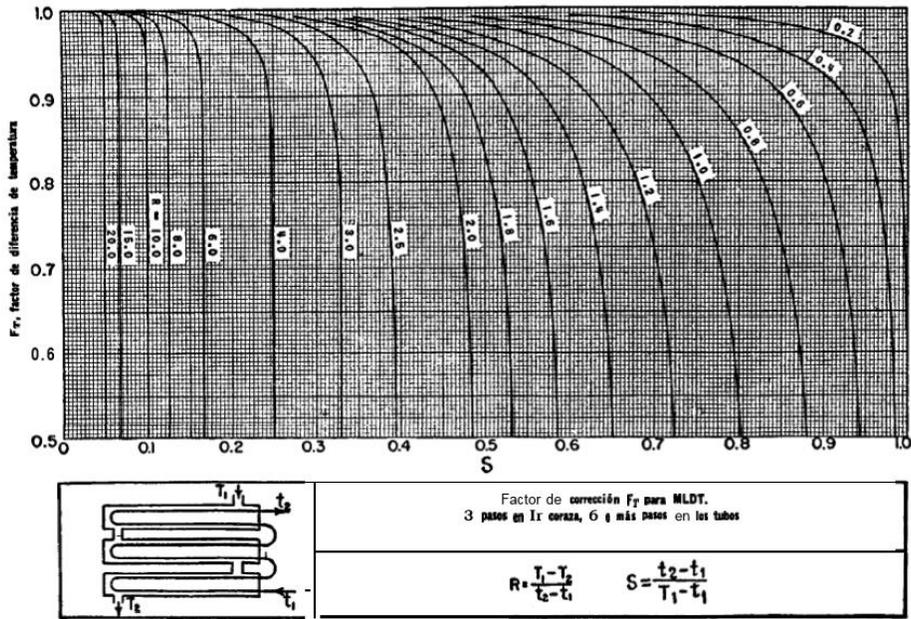
Fuente: Standards of Tubular Exchanger Manufactures Association, 2ª, ed, New York, 1949.

Figura 8. -Factores LMTD para intercambiadores de calor 4-8.



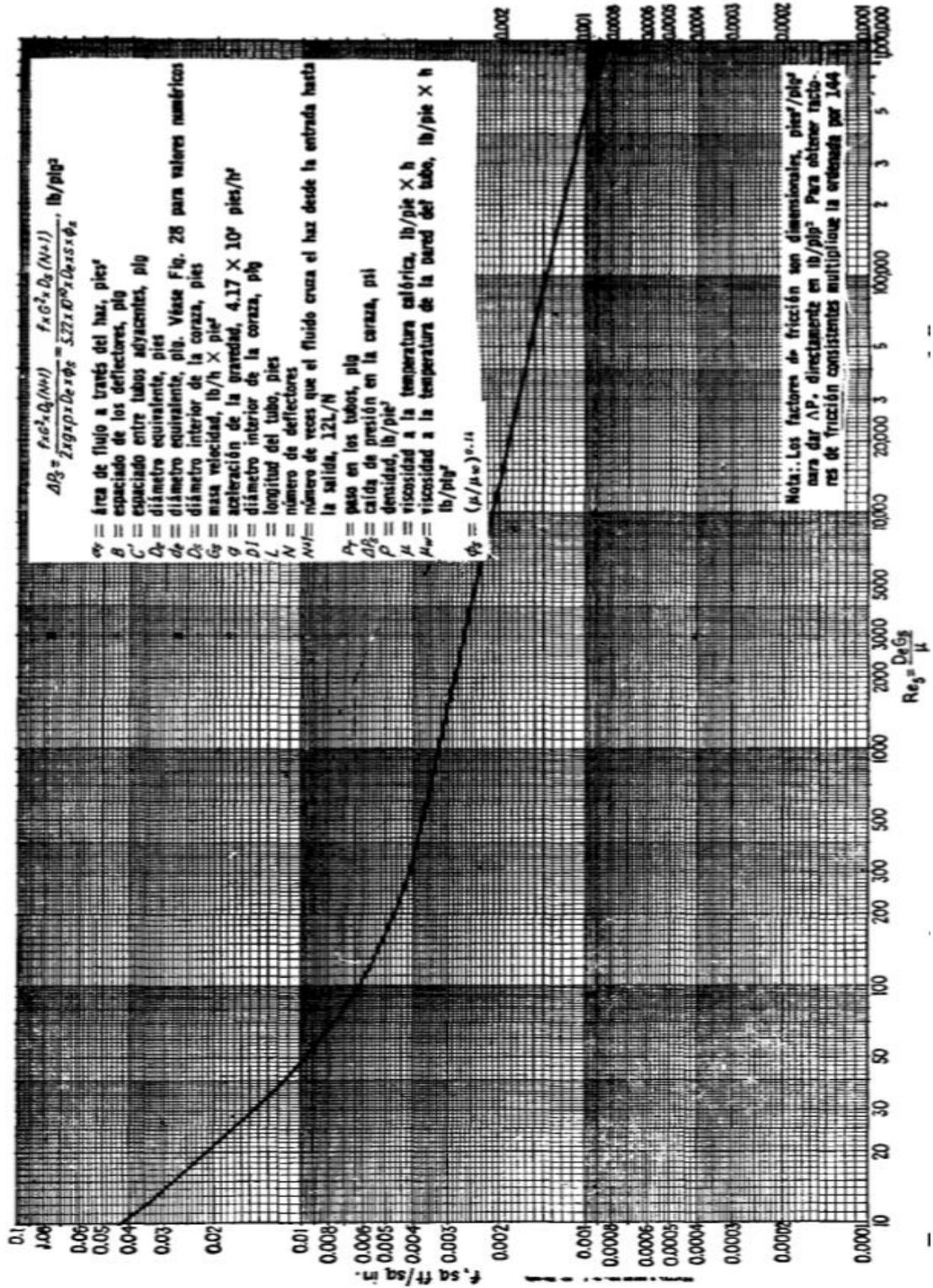
Fuente: Standards of Tubular Exchanger Manufacturers Association, 2ª, ed, New York, 1949.

Figura 9. -Factores LMTD para intercambiadores de calor 5-10.



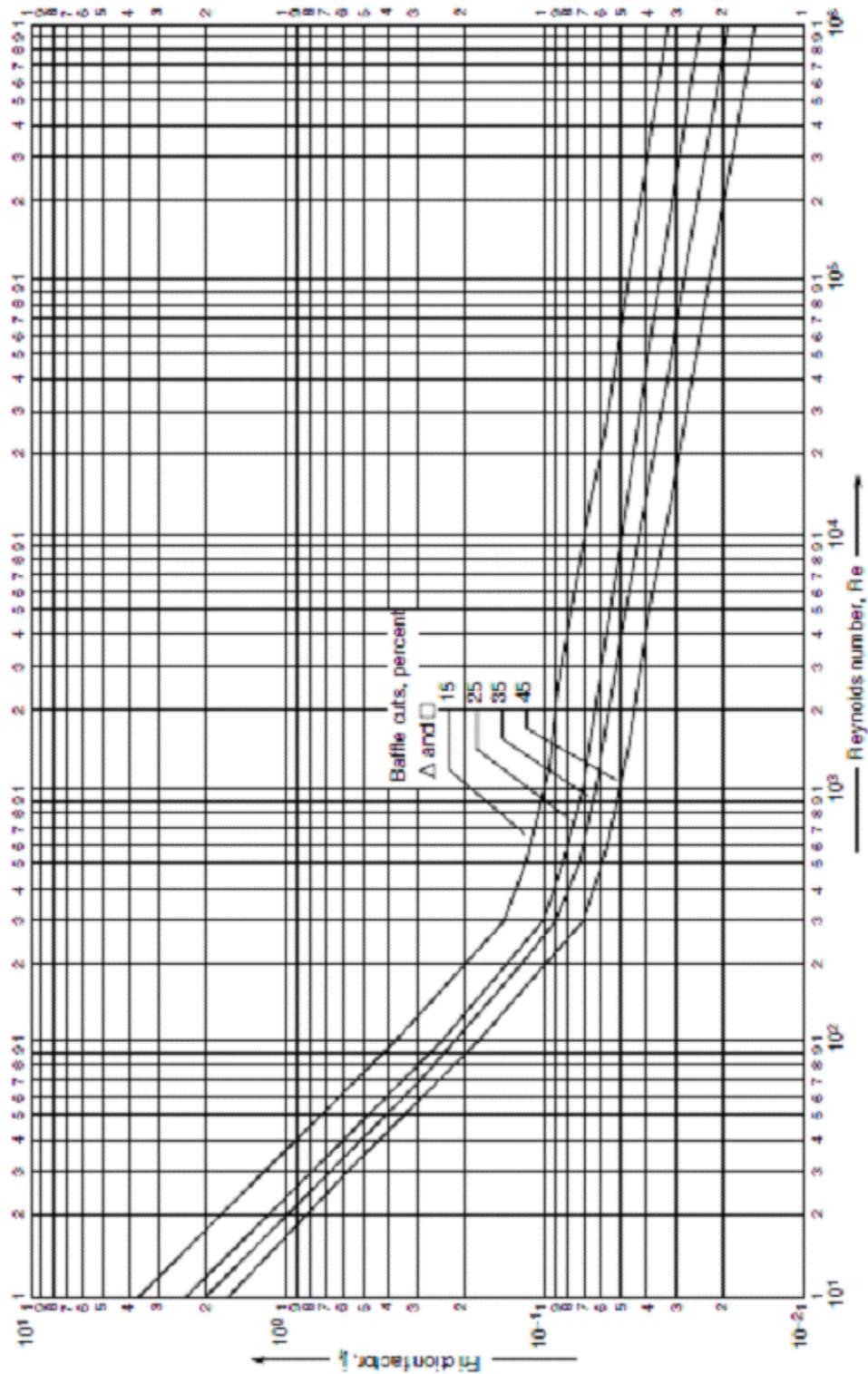
Fuente: Standards of Tubular Exchanger Manufacturers Association, 2ª, ed, New York, 1949.

Figura 10. - Valores del factor de fricción f en función del número de Reynolds para la coraza con deflectores segmentados al 25 %.



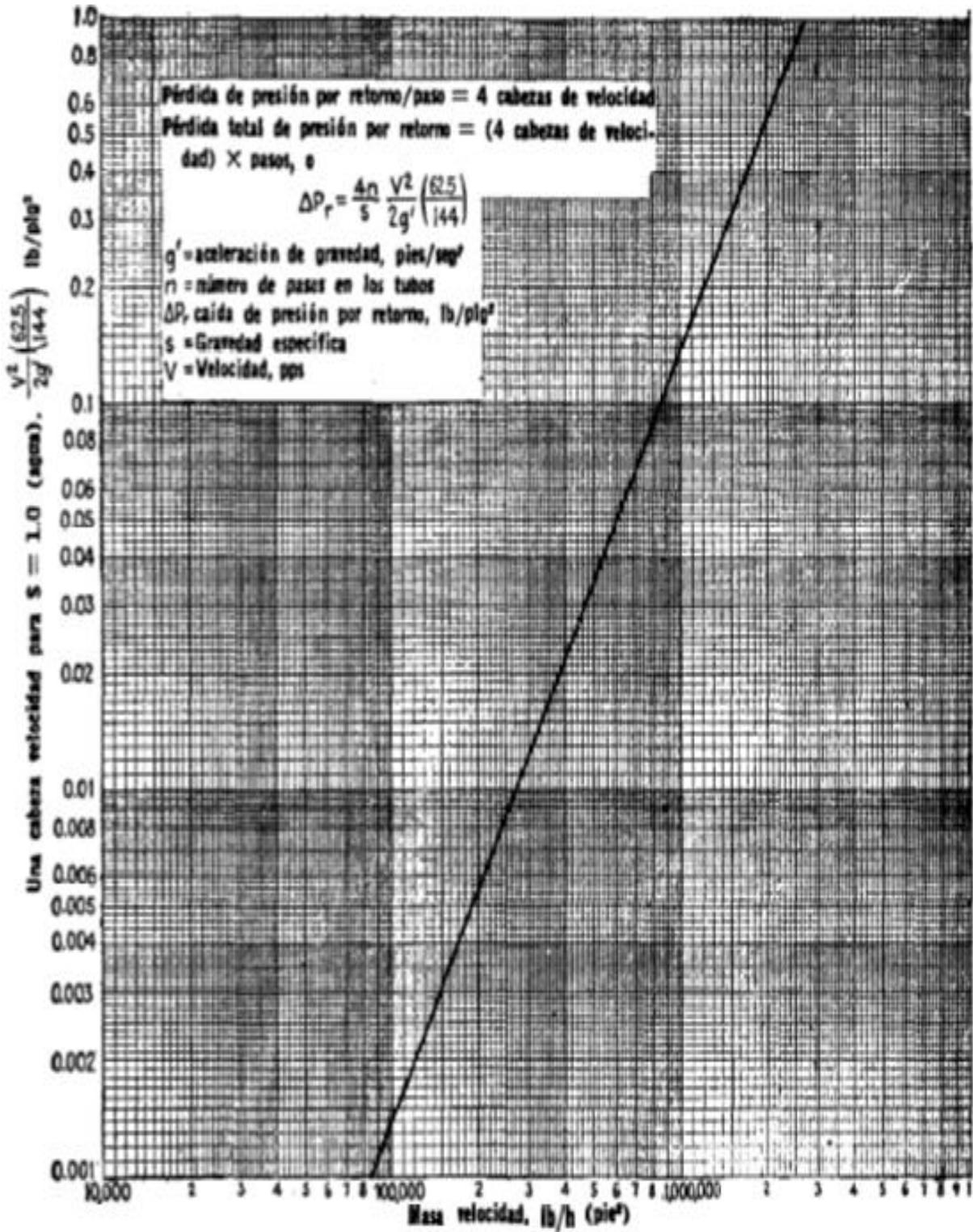
Fuente: Standards Exchanger Manufacturers Association, 2a. 6 New York, 1949.

Figura 11. valores del factor de fricción f en función del número de Reynolds para la coraza.



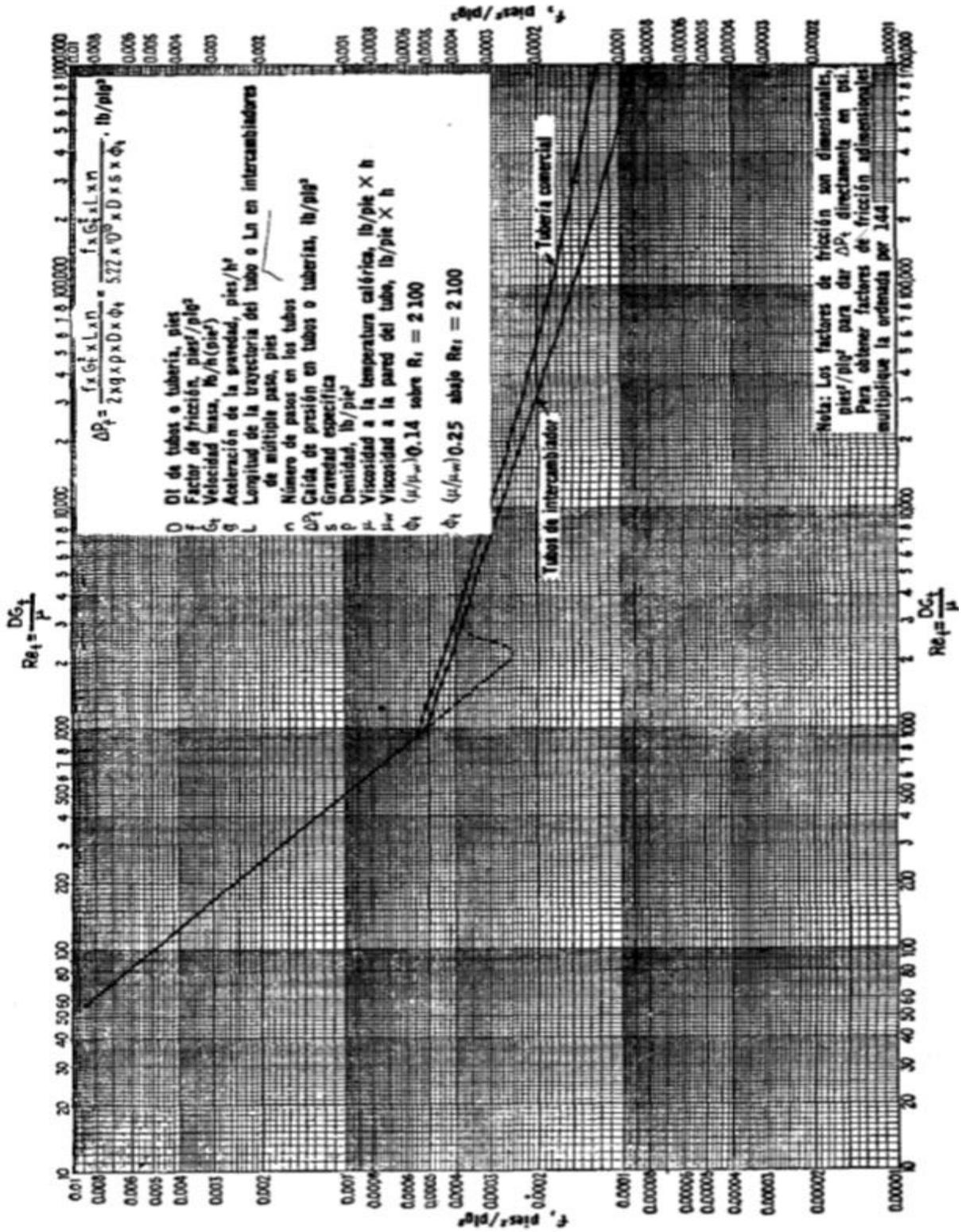
Fuente: María Isabel Briceño. Dimensionamiento de intercambiadores de calor tubulares. 2010, de Monografias.com

Figura 12.- Pérdida de presión por retorno, lado de los tubos.



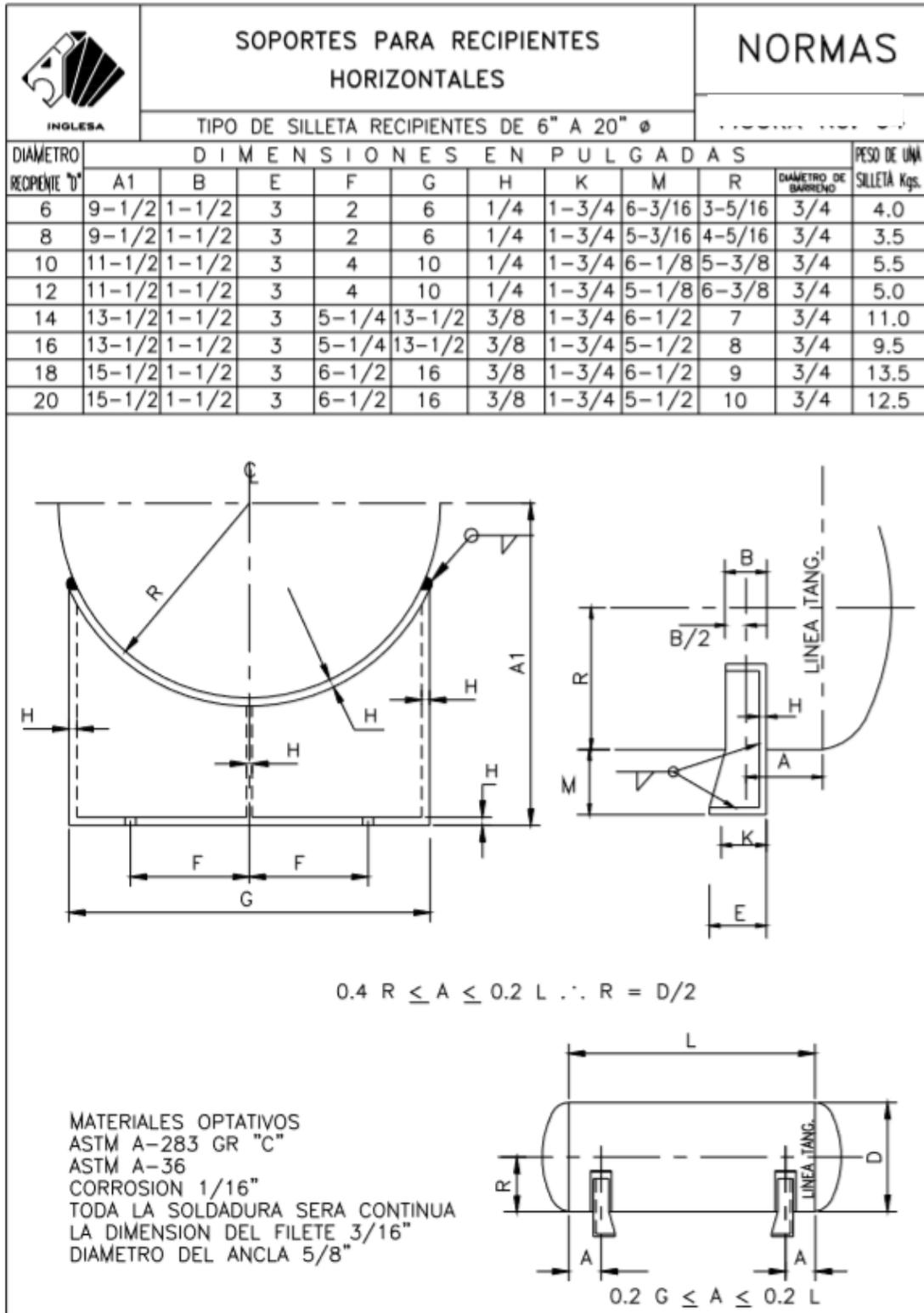
Fuente: Standards Exchanger Manufacturers Association, 2a. 6 New York, 1949.

Figura 13.- Factores de fricción, para lado de tubo.



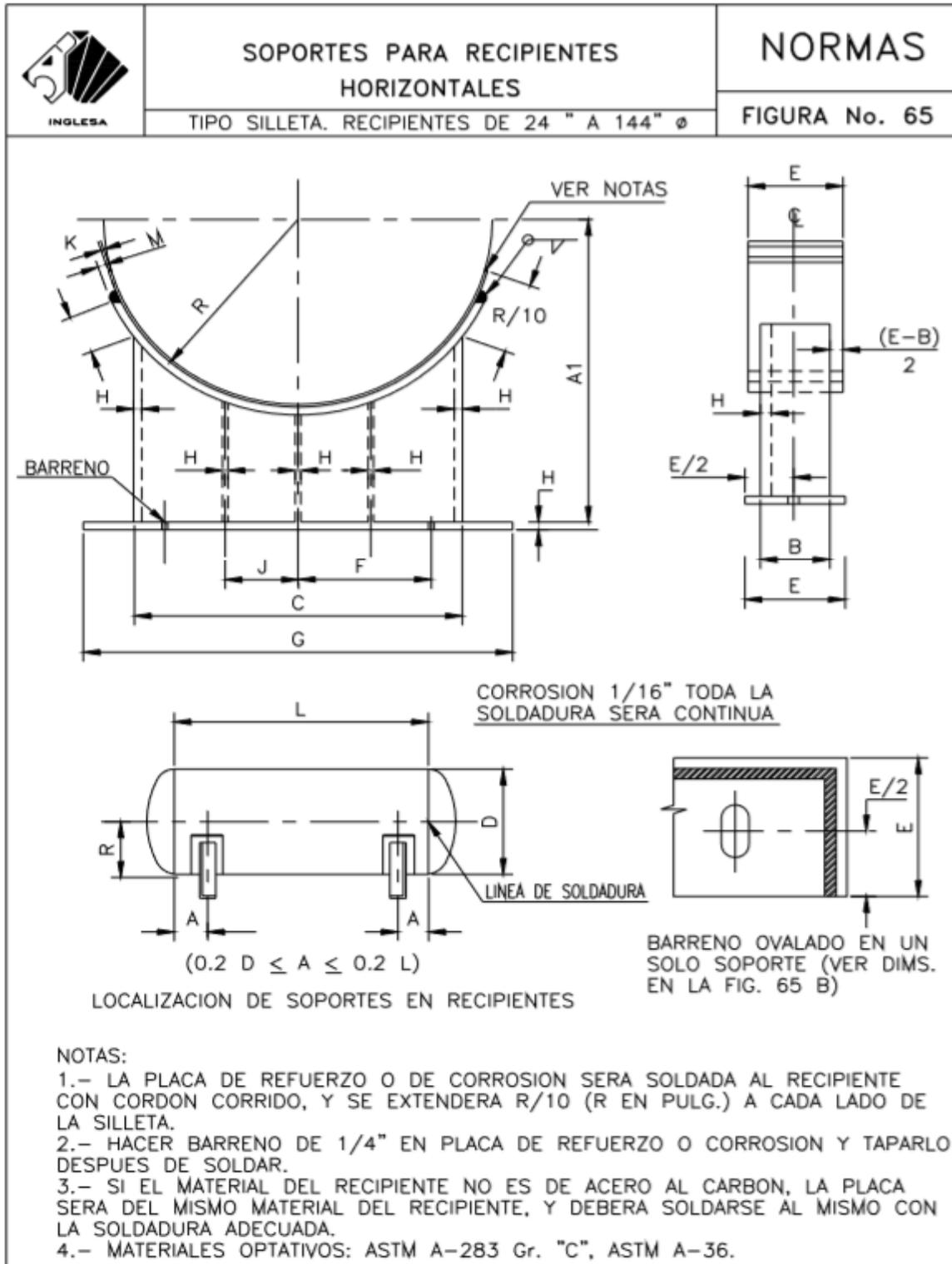
Fuente: Standards Exchanger Manufacturers Association, 2a. 6 New York, 1949

Figura 14 (a). -Relación de las silletas en base a las dimensiones del recipiente



Fuente: Juan Manuel L.Estrada, Diseño y cálculo de recipientes a presión, Edición 2001.

Figura 14 (b). -Relación de las silletas en base a las dimensiones del recipiente



Fuente: Juan Manuel L.Estrada, *Diseño y cálculo de recipientes a presión*, Edición 2001.

