

**DESARROLLO DE UNA INTERFAZ DIDACTICA PARA DISEÑO DE
INTERCAMBIADORES DE CALOR TIPO TUBO Y CORAZA**

**DEVELOPMENT OF A DIDACTIC SHELL AND TUBE HEAT EXCHANGER DESIGN
INTERFACE**

Marín-Cabrera G.¹, Colorado-Garrido D.², Alaffita-Hernández F.A.², Escobedo-Trujillo B.A.¹

¹ Facultad de Ingeniería, Universidad Veracruzana, Av. Universidad km 7.5, Col. Santa Isabel C.P. 96535, Coatzacoalcos, Veracruz.

² Centro de Investigación en Recursos Energéticos y Sustentables (CIRES), Universidad Veracruzana (UV), Av. Universidad km 7.5, Col. Santa Isabel C.P. 96535, Coatzacoalcos, Veracruz.

RESUMEN

En este trabajo se presenta una herramienta de uso didáctico cuyo objetivo es diseñar y dimensionar un intercambiador de calor del tipo tubo y coraza. El material de apoyo docente basado en la interface gráfica del usuario del paquete Matlab ejecuta una serie de cálculos basados en el método de diferencia de temperaturas media logarítmica (por sus siglas en inglés, LMTD) para obtener un diseño preliminar del equipo, “Hoja de especificaciones”. Múltiples correlaciones de coeficientes de transferencia de calor en los lados de la coraza y en el del tubo son evaluadas con la finalidad de cuantificar su influencia en el cálculo del área de transferencia de calor. Apropiadas correlaciones que determinan los coeficientes convectivos en el lado del tubo y la coraza fueron evaluadas. La principal aportación del proyecto es determinar la combinación de correlaciones, en el lado del tubo y de la coraza que determinen el cálculo de la menor cantidad de área de transferencia. Se resalta el uso de esta herramienta como un material de apoyo a docentes y alumnos de las carreras de ingeniería mecánica y química. Un caso de estudio es presentado basado en la literatura disponible.

Palabras clave: Convectivo, Eficiencia Térmica, Interface gráfica de usuario, Reynolds.

ABSTRACT

A didactic tool, which its only objective is to design and measure a shell and tube heat exchanger, is presented in this work. The tool is based on the graphic user interface of the Matlab software; it executes a series of calculations based on the logarithmic mean temperature difference method (LMTD) in order to get a preliminary design of the equipment, "Datasheet". Multiple, shell and tube heat transfer coefficient, correlations were evaluated with the purpose of quantifying their influence in the heat transfer area calculations. Appropriate correlations to determine the tube and shell side convective coefficient were evaluated. The principal contribution of this project is the determination of the shell and tube correlations combination, which calculations determine the least amount of transfer area possible. The use of this tool is highlighted as supporting material for teachers and students of the mechanical and chemical engineering careers. A study case is presented, based on the available literature.

Keywords: Convective, Thermal efficiency, Graphic User Interface, Reynolds Number.

INTRODUCCIÓN

El objetivo del presente trabajo es desarrollar una herramienta de dimensionamiento que permita una rápida visualización del diseño preliminar de un intercambiador de calor del tipo tubo y coraza. Se plantea emplear

múltiples correlaciones empíricas, con el objetivo de modelar la compleja configuración de las corrientes que circulan dentro del lado de la coraza, descritas y mencionadas en el libro de Sadik kakac [1], con el objetivo de comparar la influencia de los coeficientes de transferencia de calor del lado de la

coraza en el diseño preliminar del intercambiador de calor.

El desarrollo de esta subrutina tomo aproximadamente cuatro meses en ser terminada y en ella se aplican los conocimientos adquiridos en las experiencias educativas: termodinámica, transferencia de calor e intercambiadores de calor. Pertenecientes al programa educativo de la carrera de Ingeniería Mecánica, impartida por la Universidad Veracruzana.

De las investigaciones bibliográficas realizadas. Las aportaciones más relevantes y discutidas en este trabajo son: Tres correlaciones para agua circulando en la coraza son presentadas en el c [1] (correlaciones de Kern, Taborek, y Bell-Delaware). Además también presenta la metodología de dimensionamiento utilizada en este trabajo. En función del porcentaje de

abertura existente en el bafle (definido como ventana del bafle) Zahid Ayubi [2] propuso una correlación experimental que emplea el número de Reynolds como un parámetro necesario para obtener un factor de corrección para el coeficiente de transferencia de calor. Tubular Exchanger Manufacturers Association (*TEMA*) [3] es la asociación cuya entrega de la octava edición de su manual de normas y especificaciones, delimita los diámetros de los tubos y sus cedulas. También establecen una tabla que especifica el coeficiente de conductividad térmica en función de la temperatura promedio que se registre en las paredes del tubo. Una subrutina capaz de consultar las propiedades termodinámicas y termo-físicas del agua (viscosidad, calor específico, densidad, y conductividad térmica) es presentada por Magnus Holmgren [4]; la cual es publicada para la plataforma Matlab versión R2014a y versiones posteriores.

La correlación de Dittus-Boelter fue obtenida como resultado de la investigación realizada por Ya-Ling He [5], empleando sal fundida como fluido de trabajo en el lado del tubo, donde también se toma en cuenta el diámetro hidráulico y configuración del banco de tubos para definir el régimen del flujo de fluido en el lado del tubo, mientras fluye agua del lado de la coraza. La correlación de Donohue es presentada por Price, R.M [6]; El considero ecuaciones que modelan el comportamiento del flujo másico en el espacio entre dos baffles adyacentes y el flujo que circula entre los barrenos del baffle para mantener un flujo de fluido constante. La tesis de Kyu Sung Lee [7] aporta la correlación de Short; la cual menciona la necesidad de obtener un flujo másico promedio, entre el flujo del fluido en los barrenos de los baffles y el flujo del fluido entre dos baffles adyacentes, para el cálculo del

coeficiente de transferencia de calor del lado de la coraza.

La herramienta computacional desarrollada se extiende en áreas aplicadas a la producción de energía y la industria química para los casos de intercambiadores de calor que operan con agua en ambos lados. Además, esta herramienta puede ser aplicada en plantas concentradoras de energía solar [8] y en reactores nucleares [9] para casos de intercambiadores que empleen Sal fundida como fluido de trabajo en el lado de los tubos.

El trabajo presentado en este proyecto puede ser comparado con los trabajos previamente desarrollados [10, 11, 12 y 13]. Sin embargo, algunos de estos trabajos [10 y 11] se enfocaron en desarrollar una interfaz de diseño para intercambiadores de calor de placas que emplean fluidos de trabajo diferentes a los propuestos en este proyecto, y las

interfaces desarrolladas por los otros autores [12 y 13] no especifican la metodología que se empleó para el cálculo de los coeficientes convectivos y dimensionamiento del intercambiador de calor. Además, el acceso a los programas está restringido a su uso único y exclusivo en la facultad de ingeniería de la Universidad de la Patagonia y la Universidad de los libertadores en Bogotá D.C. La siguiente herramienta computacional considera como fluidos de trabajo el agua y la sal fundida.

METODOLOGÍA

Esta sección se dividirá en dos partes, para lograr una mejor comprensión del método de cálculo del diseño preliminar de un intercambiador de calor del tipo tubo y coraza. La segunda parte explica el procedimiento de la subrutina *STHX_dim*, empleada para simular los cálculos necesarios para el

dimensionamiento del área de transferencia de calor efectiva. El método de cálculo descrito en la primera parte es tradicionalmente llamado diferencia de temperatura media logarítmica, LMTD (por sus siglas en inglés) y será aplicado en la plataforma de simulación Matlab en su versión R2014a.

Método de dimensionamiento. La metodología de dimensionamiento que se emplea en la programación es:

Paso 1: especificaciones iniciales del intercambiador de calor son definidas. El diámetro nominal y cedula de los tubos son especificadas en este paso.

Paso 2: se especifican las condiciones de operación. Cantidad de flujo de fluido, presiones de operación dentro de los lados del tubo y de la coraza, temperaturas de entrada y salida del lado del tubo y temperatura de entrada del lado de la coraza. Así como también, las propiedades termo-físicas, tales como:

capacidad calorífica, viscosidad, densidad y conductividad térmica.

Paso 3: se calcula la cantidad de calor transferido

$$\dot{Q} = \dot{m}C_p(T_1 - T_2) \quad (1)$$

Donde: \dot{m} , representa la cantidad de flujo de fluido; cuantificado en kilogramo sobre segundo. C_p , define la capacidad calorífica del fluido a presión constante; expresada en $\text{kJ kg}^{-1}\text{K}^{-1}$. T_1 , mide la temperatura de entrada en la coraza; especificada en grados Celsius y T_2 , pondera la temperatura de salida en la coraza; cuantificada en grados Celsius

Paso 4: para calcular la temperatura de salida del lado coraza se emplea un balance de energía entre los lados del tubo y de la coraza. Posteriormente el término T_2 se despeja de la ecuación 1.

Paso 5: la diferencia de temperaturas media logarítmica es definida

$$\Delta T_{log} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)} \quad (2)$$

Donde: ΔT_1 , determina la diferencia de temperaturas al inicio del proceso; calculado en grados Celsius y ΔT_2 , calcula la diferencia de temperaturas al final del proceso; definido en grados Celsius.

Paso 6: la velocidad del flujo de fluido es ponderado al despejar el término de velocidad en la ecuación.

$$\dot{m} = \rho A_t v \quad (3)$$

Donde: v , describe la velocidad del flujo de fluido; expresada en ms^{-1} . ρ , cuantifica la densidad del fluido de trabajo; calculada en kgm^{-3} y A_t , define el área de flujo transversal del tubo; representada en metros cuadrados.

Paso 7: el cálculo del número de Reynolds es efectuado para los lados del tubo y la coraza. Se destaca el hecho de que diversos autores han establecido

rangos de operación propios para cada correlación experimental y, como resultado, diversas ecuaciones para el cálculo del número de Reynolds han sido establecidas y aplicadas en esta metodología.

Paso 8: el cálculo del número de Prandtl es llevado a cabo en los lados del tubo y la coraza. Aplicando la siguiente expresión matemática.

$$Pr = \frac{C_p \mu}{k} \quad (4)$$

Donde: Pr , denomina al número de Prandtl; este valor es cuantificado de manera adimensional. μ , define la viscosidad dinámica del fluido de trabajo; medido en $\text{kg m}^{-1}\text{s}^{-1}$ y k , indica la conductividad térmica del fluido de trabajo; especificada en $\text{W m}^{-1}\text{K}^{-1}$.

Paso 9: el cálculo del número de Nusselt es realizado. Las consideraciones especificadas en el *paso 7* fueron

consideradas en la ejecución de este paso.

Paso 10: el coeficiente de transferencia de calor local es estimado para los lados del tubo y la coraza. Las correlaciones, propuestas por [1 y 2], son empleadas al igual que la ecuación 5 para el cálculo de los denominados coeficientes convectivos.

$$h_{i,o} = \frac{Nu k}{d_{i,o}} \quad (5)$$

En la ecuación 5, $h_{i,o}$, describe el coeficiente de transferencia de calor local; expresado en $\text{W m}^{-2}\text{K}^{-1}$. Nu , expresa el valor del número de Nusselt y $d_{i,o}$, representa la magnitud del diámetro de los tubos; cuantificado en metros. El subíndice i indica el coeficiente de transferencia de calor del lado del tubo y el subíndice o indica el coeficiente de transferencia de calor del lado de la coraza.

Paso 11: se desarrolla el cálculo del coeficiente de transferencia de calor global. La ecuación 6 es empleada para cuantificar la transferencia de la energía interna desde el fluido de mayor temperatura al fluido de menor temperatura.

$$\frac{1}{U_{i,o}A_T} = \frac{1}{\frac{d_o}{d_i h_i} + \frac{d_o \ln(d_o/d_i)}{2k} + \frac{1}{h_o}} \quad (6)$$

Donde: $U_{i,o}$, Pondera el valor del coeficiente de transferencia de calor global; se expresa en $W m^{-2}K^{-1}$ y A_T , denomina el valor del área de transferencia de calor requerida para el completo intercambio de la energía utilizada en la ecuación 8; Se expresa en metros cuadrados.

Paso 12: los cálculos del área de transferencia de calor efectiva son ejecutados. La ecuación 7 es empleada para describir el término calculado por la ecuación 1 en función de los términos cuantificados por las ecuaciones 2 y 6.

$$\dot{Q} = U_o A_T \Delta T_{log} \quad (7)$$

despejando el término A_T de la ecuación anterior.

$$A_T = \frac{\dot{Q}}{U_o \Delta T_{log}} \quad (8)$$

Paso 13: Los resultados del proceso son presentados. El archivo HOJA_ESPECIFICACIONES reporta los datos más importantes de un intercambiador de calor tipo tubo y coraza. El formato empleado divide las especificaciones reportadas por secciones que resaltan las propiedades termo-físicas de los fluidos de trabajo, las características físicamente visibles del equipo y las especificaciones necesarias para la construcción del intercambiador de calor solicitado. El diseño empleado para la hoja de especificaciones fue seleccionado en función de un formato sugerido por TEMA [3].

Simulación. Se programó una subrutina en la plataforma de simulación Matlab en su versión R2014a.

Interfaz de usuario. Se programó la subrutina `Interfaz_de_usuario`. La cual

muestra la herramienta que captura los parámetros iniciales de operación. La

Figura 1 expone gráficamente el diseño de la interfaz de usuario.

Figura 1 diseño de la interfaz al usuario

Se aprecia que la herramienta está dividida en seis secciones las cuales son. *Especificaciones lado tubo*, en la cual se especifican los valores de diámetro nominal y cedula que se desee emplear.

Especificaciones lado coraza, donde se definen las especificaciones mecánicas físicamente tangibles del lado de la coraza, así como también la correlación de la cual se haga uso.

Condiciones de operación, la cual cuantifica los parámetros de operación a los cuales el intercambiador de calor vaya a ser sometido.

Fluido del lado tubo, que detalla el fluido que se desee utilizar en el lado de los tubos, su temperatura inicial y la correlación que se haga valer.

Configuraciones generales, la cual tiene como objetivo especificar los parámetros propios del diseño del intercambiador de calor.

Configuración de flujos lado coraza, donde se especifica si se desea

considerar un diseño eficiente en la construcción del intercambiador de calor. En base a coeficientes de corrección definidos por [1].

Especificaciones lado tubo. Los diámetros interno y externo de un elemento del banco de tubos son seleccionados. De acuerdo a los valores de diámetros nominales y cedulas, proporcionadas en la Tabla D-1 de la sección nueve del manual de normas de TEMA [3]. Cuyos valores se pueden apreciar en la (**Tabla 1**).

Tabla 1. Relación de diámetros internos y externos.

	D _{nom}	D _o	Cedulas			
			5s	10s	Std	40
			d _i			
	3/4	0.026	0.023	0.022	0.020	0.020
	1	0.033	0.030	0.027	0.026	0.026
	1 1/4	0.042	0.038	0.036	0.035	0.035
	1 1/2	0.048	0.045	0.042	0.040	0.040

Tabla 1 (cont.) Relación de diámetros internos y externos.

	D_{nom}	D_o	Cedulas			
			X_s	80	160	X_{xs}
				d_i		
	3/4	0.026	0.018	0.018	0.015	0.011
	1	0.033	0.024	0.024	0.020	0.015
	1 1/4	0.042	0.032	0.032	0.029	0.028
	1 1/2	0.048	0.038	0.038	0.034	0.027

Fuente: Standards of TEMA [3]

Donde:

Std, significa “standard (estándar)”

X_s , significa “extra strong (extra fuerte)”

X_{xs} , significa “extra extra strong (extra extra fuerte)”

D_{nom} , significa “nominal diameter (diámetro nominal)”

D_o , significa “outside diameter (diámetro externo)”

D_i , significa “inside diameter (diámetro interno)”.

Especificaciones lado coraza. Se especificaron los siguientes parámetros:

tamaño de paso (P_t), holgura en los bafles (c), espacio entre bafles (b), diámetro de coraza (d_s) y número de vueltas dentro del intercambiador (stp).

Condiciones de operación. Las cantidades de las siguientes variables fueron sugeridas por el usuario: caudal del lado de la coraza (m_1), caudal del lado del tubo (m_2), presión de la coraza (DP_c), presión del tubo (DP_t), las temperaturas T_1 y T_2 , así como también, se calculó la temperatura promedio del lado coraza (T_{prom}).

Propiedades de fluidos. Las propiedades termo-físicas del agua fluyendo en la coraza son calculadas, con el apoyo de la subrutina [4].

El fluido de trabajo del lado tubo es seleccionado. Se brinda al usuario la opción de seleccionar agua o sal fundida como fluido de trabajo. En caso de haber seleccionado agua como fluido de trabajo se emplean las propiedades propuestas en la literatura [4] para realizar el cálculo de sus propiedades termo-físicas. En caso de haberse seleccionado la sal fundida como fluido de trabajo se emplean las formulas expresadas en la literatura [5] para el cálculo de las propiedades termo-físicas de la sal fundida, las ecuaciones (9-12) son usadas:

$$\rho = 2085 - 0.74T \quad (9)$$

$$C_p = 1549 - 0.15T \quad (10)$$

$$K_T = 0.607 - 0.000461T \quad (11)$$

$$\mu = 0.0316 - 1.95 \times 10^{-4}T + 4.2 \times 10^{-7}(T)^2 - 3.13 \times 10^{-10}(T)^3 \quad (12)$$

Posteriormente se empleó un balance de energía aplicando la ecuación 1 en ambos lados del intercambiador de calor, esto con el objetivo de calcular la temperatura de salida del lado del tubo (t_2).

Otros cálculos. Tres cálculos diferentes son realizados.

Cálculo de la conductividad térmica del material. Se selecciona entre seis diferentes tipos de materiales y posteriormente se realiza una interpolación lineal con el apoyo de la base de datos proporcionada en la Tabla D-12M del manual de normas de TEMA [3] (**Tabla 2**). Con el objetivo de calcular el coeficiente de conductividad térmica en función de la temperatura promedio en la pared de los tubos.

Tabla 2. Tabla de coeficientes de conductividad térmica

Material	Temperatura promedio (grados Celsius)				
	21.2	37.8	93.3	148.9	204.4
	Coeficientes de conductividad térmica (térmica $W m^{-1} °C^{-1}$)				
Acero al carbono	51.9	51.7	50.5	49.2	47.8
Molibdeno	42.9	43.3	43.6	43.4	42.9
Níquel	39.6	40.2	41.2	41.7	41.4
Cromo	24.6	24.6	24.9	25.1	25.3
Acero inoxidable	14.9	15.1	16.1	17	18
Titanio	22	21.6	20.8	20.2	19.9

Tabla 2 (cont.) Tabla de coeficientes de conductividad térmica

Material	Temperatura promedio (°C)					
	260	315.6	371.1	426.7	482.2	537.8
	Coeficientes de conductividad térmica ($W m^{-1} °C^{-1}$)					
Acero al carbono	46	44.3	42.6	40.7	38.9	37
Molibdeno	42.1	41	39.8	38.4	37	35.3
Níquel	40.5	39.6	38.6	37.4	36.2	34.8
Cromo	25.4	25.4	25.6	25.6	25.6	25.6
Acero inoxidable	18.9	19.6	20.4	21.2	22	22.8
Titanio	19.6	19.4	19.4	19.4	19.6	19.7

Fuente: Standards of TEMA [3]

Cálculo del número de tubos. El número máximo de tubos (N_t) que componen el banco de tubos es calculado. Este valor es calculado en función del arreglo del banco de tubos seleccionado en la interfaz de usuario. El diámetro externo de uno de los tubos (d_o). El tamaño de paso existente entre los tubos (P_t). El

diámetro de la coraza (d_s) y el número de vueltas dentro de la coraza (stp). Las tablas que muestran la relación entre las variables mencionadas en esta sección y el número máximo de tubos son tomadas de la metodología sugerida en la literatura [1], y que son representadas en las **Tablas 3-11**.

Tabla 3. Tabla para especificaciones: $d_o=0.75$ y $Pt=1$.

Diámetro de coraza	Numero de pasos				
	1-P	2-P	4-P	6-P	8-P
	Numero de tubos				
8	37	30	24	24	0
10	61	52	40	36	0
12	92	82	76	74	70
13.25	109	106	86	82	74
15.25	151	138	122	118	110
17.25	203	196	178	172	166
19.25	262	250	226	216	210
21.25	316	302	278	272	260
23.25	384	376	352	342	328
25	470	452	422	394	382
27	559	534	488	474	464
29	630	604	556	538	508
31	745	728	678	666	640
33	856	830	774	760	732
35	970	938	882	864	848
37	1074	1044	1012	986	870
39	1206	1176	1128	1100	1078

Considerando arreglo triangular. Fuente: Heat exchangers selection, rating and termal design [1]

Tabla 4. Tabla para especificaciones: $d_o=1$ y $Pt=1.25$,

Diámetro de coraza	Numero de pasos				
	1-P	2-P	4-P	6-P	8-P
	Numero de tubos				
8	21	16	16	14	0
10	32	32	26	24	0
12	55	52	48	46	44
13.25	68	66	58	54	50
15.25	91	86	80	74	72
17.25	131	118	106	104	94
19.25	163	152	140	136	128
21.25	199	188	170	164	160
23.25	241	232	212	212	202
25	294	282	256	252	242
27	349	334	302	296	286
29	397	376	338	334	316
31	472	454	430	424	400
33	538	522	486	470	454
35	608	592	562	546	532
37	674	664	632	614	598
39	766	736	700	688	672

Considerando arreglo triangular. Fuente: Heat exchangers selection, rating and termal design [1]

Tabla 5. Tabla para especificaciones: $d_o=0.75$ y $Pt=0.9375$

Diámetro de coraza	Numero de pasos				
	1-P	2-P	4-P	6-P	8-P
	Numero de tubos				
8	36	32	26	24	18
10	62	56	47	42	36
12	109	98	86	82	78
13.25	127	114	96	90	86
15.25	170	160	140	136	128
17.25	239	224	194	188	178
19.25	301	282	252	244	234
21.25	361	342	314	306	290
23.25	442	420	386	378	364
25	532	506	468	446	434
27	637	602	550	536	524
29	721	692	640	620	594
31	847	822	766	722	720
33	974	938	878	852	826
35	1102	1068	1004	988	958
37	1240	1200	1144	1104	1072
39	1377	1330	1258	1248	1212

Considerando arreglo triangular. Fuente: Heat exchangers selection, rating and thermal design [1]

Tabla 6. Tabla para especificaciones: $d_o=1.5$ y $Pt=1.875$,

Diámetro de coraza	Numero de pasos				
	1-P	2-P	4-P	6-P	8-P
	Numero de tubos				
12	18	14	14	12	12
13.25	27	22	18	16	14
15.25	26	34	32	30	27
17.25	48	44	42	38	36
19.25	61	58	55	51	48
21.25	76	78	70	66	61
23.25	95	91	86	80	76
25	115	110	105	98	95
27	136	131	125	118	115
29	160	154	147	141	136
31	184	177	172	165	160
33	215	206	200	190	184
35	246	238	230	220	215
37	275	268	260	252	246
39	307	299	290	284	275

Considerando arreglo triangular. Fuente: Heat exchangers selection, rating and thermal design [1]

Tabla 7. Tabla para especificaciones: $d_o= 1.25$ y $Pt=0.5625$,

Diámetro de coraza	Numero de pasos				
	1-P	2-P	4-P	6-P	8-P
	Numero de tubos				
10	20	18	14	0	0
12.25	32	30	26	22	20
13.25	38	36	32	28	26
15.25	54	51	45	42	38
17.25	69	66	62	58	54
19.25	95	91	86	78	69
21.25	117	112	105	101	95
23.25	140	136	130	123	117
25	170	164	155	150	140
27	202	196	185	179	170
29	235	228	217	212	202
31	275	270	255	245	235
33	315	305	297	288	275
35	357	348	335	327	315
37	407	390	380	374	357
39	449	436	425	419	407

Considerando arreglo triangular. Fuente: Heat exchangers selection, rating and termal design [1]

Tabla 8. Tabla para especificaciones: $d_o= 0.75$ y $Pt=1$,

Diámetro de coraza	Numero de pasos				
	1-P	2-P	4-P	6-P	8-P
	Numero de tubos				
8	32	26	20	20	0
10	52	52	40	36	0
12	81	76	68	68	60
13.25	97	90	82	76	70
15.25	137	124	116	108	108
17.25	177	166	158	150	142
19.25	224	220	204	192	188
21.25	277	270	246	240	234
23.25	341	324	308	302	292
25	413	394	370	356	346
27	481	460	432	420	408
29	553	526	480	468	456
31	657	640	600	580	560
33	749	718	688	676	648
35	845	824	780	766	748
37	934	914	886	866	838
39	1049	1024	982	968	948

Considerando arreglo cuadrado. Fuente: Heat exchangers selection, rating and termal design [1]

Tabla 9. Tabla para especificaciones: $d_o=1$ y $Pt=1.2$

Diámetro de coraza	Numero de pasos				
	1-P	2-P	4-P	6-P	8-P
8	21	16	14	0	0
10	32	32	26	24	0
12	48	45	40	38	36
13.25	61	56	52	48	44
15.25	81	76	68	68	64
17.25	112	112	96	90	82
19.25	138	132	128	122	116
21.25	177	166	158	152	148
23.25	213	208	192	184	184
25	260	252	238	226	222
27	300	288	278	268	260
29	341	326	300	294	286
31	406	398	380	368	358
33	465	460	432	420	414
35	522	518	488	484	472
37	596	574	562	544	532
39	665	644	624	612	600

Considerando arreglo cuadrado. Fuente: Heat exchangers selection, rating and termal design [1]

Tabla 10. Tabla para especificaciones: $d_o=1.25$ y $Pt=1$

Diámetro de coraza	Numero de pasos				
	1-P	2-P	4-P	6-P	8-P
10	16	12	10	0	0
12	30	24	22	16	16
13.25	32	30	30	22	22
15.25	44	40	37	35	31
17.25	56	53	51	48	44
19.25	78	73	71	64	56
21.25	96	90	86	82	78
23.25	127	112	106	102	96
25	140	135	127	123	115
27	166	160	151	146	140
29	193	188	178	174	166
31	226	220	209	202	193
33	258	252	244	238	226
35	293	287	275	268	258
37	334	322	311	304	293
39	370	362	348	342	336

Considerando arreglo cuadrado. Fuente: Heat exchangers selection, rating and termal design [1]

Tabla 11. Tabla para especificaciones: do= 1.5 y Pt=1.875,

Diámetro de coraza	Numero de pasos				
	1-P	2-P	4-P	6-P	8-P
	Numero de tubos				
12	16	16	12	12	0
13.25	22	22	16	16	0
15.25	29	29	24	24	22
17.25	29	39	34	32	29
19.25	50	48	45	43	39
21.25	62	60	57	54	50
23.25	78	74	70	65	62
25	94	90	86	84	78
27	112	108	102	98	94
29	131	127	120	116	112
31	151	146	141	138	131
33	176	170	164	160	151
35	202	196	188	182	176
37	224	220	217	210	202
39	252	246	237	230	224

Considerando arreglo cuadrado. Fuente: Heat exchangers selection, rating and termal design [1]

Cálculo de la corrección de viscosidad.

La viscosidad de la región cercana a la pared es ajustada a la viscosidad registrada a lo largo del flujo de fluido en el lado de la coraza.

$$\mu_C = \frac{\mu_s}{\mu_w} \quad (13)$$

En la ecuación 13 se representan: μ_C , que define el término de la corrección de viscosidad; es adimensional. μ_s , que cuantifica la viscosidad del fluido del lado

de la coraza; expresado en Kg m^{-1} y μ_w , que expresa la viscosidad del flujo de fluido en las regiones cercanas a la pared de un tubo; se mide en Kg m^{-1} .

Ecuaciones de diseño. El comportamiento del flujo de fluido en el lado coraza es analizado de múltiples maneras por los diferentes autores tomados en cuenta para esta investigación. A continuación, se presenta una lista detallada de las

diferentes consideraciones que cada autor tomo en cuenta en el desarrollo de sus correlaciones propuestas.

Correlación de Kern [1], el efecto que ejerce el arreglo del banco de tubos sobre el diámetro de coraza es considerado. El diámetro hidráulico es calculado.

Correlación de Ayubi [2], la velocidad del flujo de fluido que circula por los barrenos del bafle y la abertura manufacturada en el bafle es analizada. La diferencia entre el área ocupada por la abertura en los bafles (conocida como “ventana del bafle”) y el área total de todos los barrenos de un bafle es calculada.

Correlación de Donohue [6], dos tipos de flujos de fluidos son analizados. El flujo de fluido en los barrenos de los bafles es determinado y el flujo de fluido que circula entre dos bafles adyacentes es calculado.

Correlación de short [7], el diámetro de los barrenos de los bafles es determinado. La norma RCB-4.2 del manual de normas de TEMA [3] especifica las siguientes condiciones para el cálculo del diámetro de barrenos de los bafles, para tal motivo las ecuaciones 14 y 15 son usadas:

$$d_o > 0.03175 m \rightarrow d_2 = d_o + 0.0008 \quad (14)$$

$$d_o \leq 0.03175 m \rightarrow d_2 = d_o + 0.0004 \quad (15)$$

Ecuaciones para el lado del tubo, el área de flujo de fluido transversal de un tubo es cuantificado. Con el objetivo de calcular la velocidad del flujo del fluido se determina el área de paso del flujo de fluido (A_t) en función del diámetro interno (d_i) de los tubos. Posteriormente el área total (A_{tp}) que el fluido recorre es cuantificada en función del número de tubos (N_t), el área calculada con anterioridad (A_t) y la cantidad de vueltas que el fluido experimente dentro del intercambiador (stp). A continuación, se

calcula la cantidad de flujo que fluye por unidad de área (G_T) dividiendo la cantidad de flujo de fluido en el tubo (m_2) sobre el área total (A_t) de flujo de fluido y finalmente se calcula la velocidad del flujo de fluido en el lado del tubo dividiendo el termino G_T sobre la densidad del fluido.

Número de Reynolds. Las ecuaciones 16 y 17 son propuestas para calcular el número de Reynolds.

$$Re = \frac{\rho v_s D}{\mu} \quad (16)$$

$$Re = \frac{DG}{\mu} \quad (17)$$

donde:

$$G = \dot{m}_1 A_s \quad (18)$$

Las ecuaciones 19 y 20 expresan los límites especificados por [1] en los cuales las ecuaciones 16 y 17 pueden ser utilizadas.

Correlación de Kern.

$$2\,000 \leq Re \leq 1\,000\,000 \quad (19)$$

Correlación de Bell-Delaware.

$$10 \leq Re \leq 100\,000 \quad (20)$$

Coefficientes correctivos. Dos tipos de coeficientes de corrección son cuantificados.

Coefficientes Colburn de corrección [1], la relación de coeficientes empleados se muestra en la siguiente tabla de correlación de coeficientes.

Tabla 12. Tabla de factores Colburn de corrección

Arreglo	Numero de Reynolds	a ₁	a ₂
Triangular	10 ⁵ -10 ⁴	0.321	-0.38
	10 ⁴ -10 ³	0.321	-0.38
	10 ³ -10 ²	0.593	-0.47
	10 ² -10	1.360	-0.65
	<10	1.400	-0.66
Cuadrado	10 ⁵ -10 ⁴	0.370	-0.39
	10 ⁴ -10 ³	0.107	-0.26
	10 ³ -10 ²	0.408	-0.46
	10 ² -10	0.900	-0.63
	<10	0.970	-0.66

Tabla 12. Tabla de factores Colburn de corrección

Arreglo	Numero de Reynolds	a ₁	a ₂
Triangular	10 ⁵ -10 ⁴		
	10 ⁴ -10 ³		
	10 ³ -10 ²	1.450	0.519
	10 ² -10		
	<10		
Cuadrado	10 ⁵ -10 ⁴		
	10 ⁴ -10 ³		
	10 ³ -10 ²	1.187	0.370
	10 ² -10		
	<10		

Fuente: *Heat exchangers selection, rating and termal design* [1]

Factores de corrección, estos coeficientes fueron el producto del estudio y análisis de datos de diseño para intercambiadores de calor de tubos

y coraza, llevado a cabo por [2]; este presenta el siguiente diagrama de referencia (**Figura. 2**).

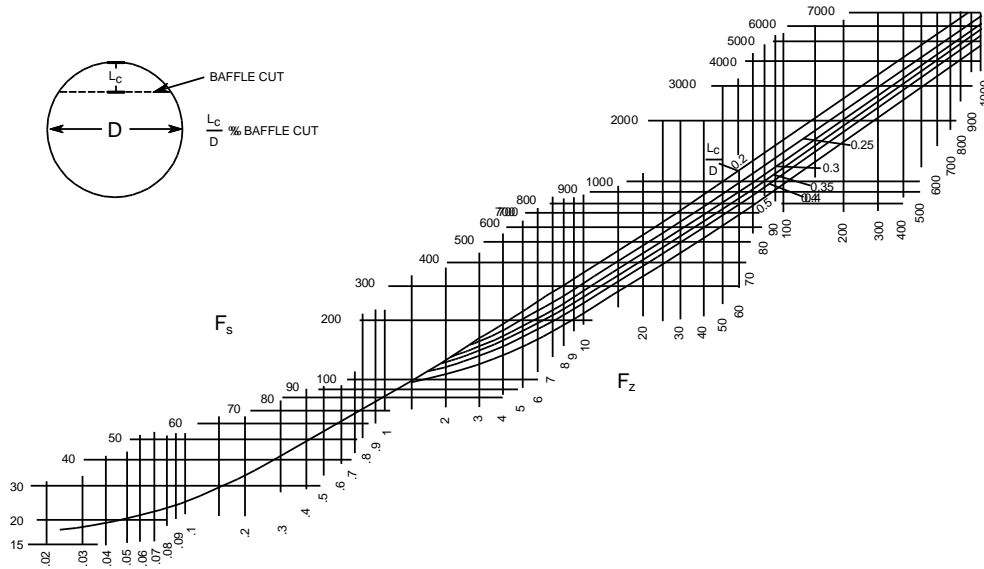


Figura 2 Diagrama para calcular el coeficiente convectivo del lado de la coraza. Fuente: A new chart method for evaluating single-phase shell side heat transfer coefficient in a single segmental shell and tube heat exchanger [2]

Se realizó una digitalización sobre la Figura 2 en una herramienta de reconocimiento de puntos donde se dedujeron las ecuaciones que replican las relaciones mostradas en la Figura 2.

Las ecuaciones (21-26) fueron formuladas para cada corte de bafle.

Para un corte de 20%

$$F_s = 0.0006F_z^{1.6376} \quad (21)$$

Para un corte de 25%

$$F_s = 0.0005F_z^{1.6849} \quad (22)$$

Para un corte de 30%

$$F_s = 0.0005F_z^{1.7199} \quad (23)$$

Para un corte de 35%

$$F_s = 0.0004F_z^{1.7647} \quad (24)$$

Para un corte de 40%

$$F_s = 0.0003F_z^{1.8224} \quad (25)$$

Para un corte de 50%

$$F_s = 0.0003F_z^{1.8605} \quad (26)$$

Número de Nusselt. Las correlaciones desarrolladas para el número de Nusselt que han sido previamente probadas en trabajos anteriores [1, 5, 6 y 7] son aplicadas en esta sección de la subrutina. La **Tabla 13** muestra la expresión matemática empleada por cada autor.

Tabla 13. Tabla de ecuaciones de Nusselt para el lado de la coraza.

Autor	Correlación
Kern	$Nu = 0.36 \left(\frac{D_s G_s}{\mu} \right)^{0.55} \left(\frac{C_p \mu}{k} \right)^{1/3} \left(\frac{\mu_s}{\mu_w} \right)^{0.14}$
Taborek	$Nu = 0.2 Re_s^{0.6} Pr_s^{0.4}$
Donohue	$Nu = 0.2 \left(\frac{d_o \sqrt{G_b G_c}}{\mu} \right)^{0.6} Pr^{1/3} \left(\frac{\mu_s}{\mu_w} \right)^{0.14}$
Short	$Nu = 0.82 \left(\frac{P - d_o}{P^2} (d_o) \right)^{0.4} \left(\frac{C_p \mu}{k} \right)^{1/3} \left(\frac{d_o G_{av}}{\mu} \right)^{0.6}$
Dittus-Boelter	$Nu = 0.0197 Re^{0.8} Pr^{0.4}$

Se investigaron las correlaciones necesarias para el cálculo del coeficiente de transferencia de calor del lado del tubo. Investigaciones relacionadas [1 y 5], sugieren el uso de las expresiones matemáticas indicadas en la **Tabla 14**.

Tabla 14. Tabla de ecuaciones de Nusselt para el lado del tubo

Autor	Correlación
Petukhov-Kirilov	$Nu = \frac{(f/2) Re Pr}{1.07 + 12.7(f/2)^{1/2} (Pr^{2/3} - 1)}$
Dittus-Boelter (Agua)	$Nu = 0.0248 Re^{0.8} Pr^{0.3}$
Dittus-Boelter (Sal Fundida)	$Nu = 0.0206 Re^{0.8} Pr^{0.3}$

Coefficientes convectivos del lado de la coraza. La ecuación 5 es aplicada en conjunto con los valores del número de Nusselt calculados previamente, para calcular los coeficientes convectivos locales del lado de la coraza. Independiente a las operaciones realizadas por la ecuación 5. Mismos procedimientos reportados en trabajos anteriores [1 y 2] y que desarrollaron correlaciones experimentales que calculan el coeficiente de transferencia de calor del lado de la coraza, sin la necesidad del previo cálculo de un número de Nusselt. La **Tabla 15** siguiente muestra las expresiones matemáticas ahí propuestas.

Tabla 15. Tabla de ecuaciones del coeficiente convectivo del lado de la coraza

Autor	Correlación
Bell-Delaware	$h_o = (h_{id}) \cdot (J_c) \cdot (J_l) \cdot (J_b) \cdot (J_s) \cdot (J_r)$
Ayubi	$h_o = \frac{[F_s F_p F_L K^{2/3} (C_p \mu)^{1/3} (\mu_s / \mu_w)]}{d_o}$

Coefficiente global de transferencia de calor. El uso de la ecuación 6 es requerido. Se utilizan los valores calculados de los coeficientes convectivos locales de los lados tubo y coraza. Posteriormente, un cálculo que considera la transferencia de calor mediante convección y conducción entre los flujos de fluido de trabajo y las paredes de los tubos, es ejecutado para conocer el valor del coeficiente global de transferencia de calor.

Cálculos de área. Se aplicó la ecuación 8 para estimar el valor del área de transferencia efectiva que requiere el diseño preliminar del intercambiador de calor. Es sumamente importante recordar que el uso de siete diferentes correlaciones del lado de la coraza, calculara siete áreas de transferencia de calor diferentes. Queda a opción del usuario elegir la correlación que se adapte a las necesidades que considere

conveniente en base a las consideraciones que cada correlación contempla.

Cálculos de longitud. En esta parte, se analizó el área de transferencia de calor efectiva del total de tubos en el intercambiador de calor. Dicho objetivo, se logró considerando el área transversal de cada tubo como un rectángulo. Se consideró la base de dicho rectángulo como la longitud del intercambiador de calor. Mientras su altura se representó como la circunferencia que abarca el diámetro exterior, multiplicada por el número total de tubos. Esta relación se expresó mediante el uso de la ecuación

$$A_T = L \cdot N_t \cdot \pi \cdot d_o \quad (27)$$

donde:

L , cuantifica la longitud efectiva del intercambiador de calor, expresada en metros.

π , representa el número Pi, cuyo valor es aproximado a 3.141 592 65; Este valor es adimensional.

Para realizar el cálculo de la longitud se despeja el termino L de la ecuación 27.

Hoja de especificaciones. Se finalizó el desarrollo de este trabajo diseñando el archivo HOJA_ESPECIFICACIONES en una hoja de cálculo proporcionada por la plataforma Microsoft Excel 2013. Con el apoyo de un formato propuesto en la sección 3 figura G-5.2 del manual de normas de TEMA [3]. La **Figura 3** expone el diseño empleado en el desarrollo de este trabajo.

HEAT EXCHANGER SPECIFICATION SHEET

DESEMPEÑO DE UNA UNIDAD					
Asignación de Fluidos		Lado Coraza		Lado Tubo	
Nombre del Fluido					
Cantidad Total de Fluido	Kg/s				
Temperatura (Entrada/Salida)	°C				
Viscosidad de Líquido	Kg/m				
Capacidad Calorífica	KJ/Kg K				
Conductividad Térmica	W/mK				
Presión de Entrada	bar				
Velocidad del Fluido	m/s				
Calor intercambiado	KJ/s			LMTD	°C
Especificaciones Mecánicas					
Configuración de Lotes			Material de tubos		
Diametro de Coraza	m		Conductividad Térmica	W/m °C	
Diametro Nominal			Cebada		
Diametro Externo de Tubos	m		Diametro Interno de Tubos	m	
Banco de Tubos			Perfil de Flujos		
Numero de Pasos			Corte de Baffle	%	
Holgura	m		Espacio entre Baffles	m	
Construcción del Intercambiador					
Longitud	m				
Area	m ²				
Numero de Tubos					Imagen
Eficiencia					
Numero de Baffles					

Figura 3. Formato “Data Flowsheet”.

RESULTADOS

Se analizaron los aspectos más relevantes que entrega el desarrollo de este trabajo. La exactitud de la subrutina ha sido evaluada, para asegurar la entrega de resultados precisos en base a los resultados de otros procesos similares. Se evaluó el comportamiento de las correlaciones mencionadas en las Tablas 13 y 14, se eligió comparar el grado de turbulencia del flujo de fluido contra el grado de aumento de la

transmisión de calor, con el objetivo de conocer la tendencia que todas las correlaciones siguen. Se compararon las áreas de transferencia de calor efectivas calculadas por todas las correlaciones mencionadas en el desarrollo de este trabajo (Tablas 13, 14 y 15), de esta manera se encontrará la combinación de correlaciones que otorgó la menor cantidad de área de transferencia de calor.

Resultados de la simulación. Se comprobó la confiabilidad y precisión de

la subrutina que se desarrolló a lo largo de este trabajo. Se compararon los resultados entregados por la subrutina con los resultados propuestos en el libro de Sadik kakac [1], empleando las

condiciones iniciales en el ejemplo 8.5 del libro “Heat exchangers selection, rating and termal design”. Las condiciones propuestas son definidas en la siguiente **Tabla 16**.

Tabla 16. Valores iniciales del ejemplo 8.5.

Parámetro	valor	unidad
Diametro nominal	1	in
Cedula	40	-
Tamaño de paso	1.25	in
Holgura	0.25	in
Espacio de baffles	12	in
Diámetro de coraza	15.25	in
Numero de pasos	1	-
Correlación (coraza)	Kern	-
Caudal lado coraza	80 000	kg hr ⁻¹
Caudal lado tubo	140 000	kg hr ⁻¹
Presión de coraza	52.3	kPa

Tabla 16 (cont.). Valores iniciales del ejemplo 8.5.

Parámetro	valor	unidad
Presión de tubo	9.3	kPa
Material de tubos	Acero al carbón	-
Temp. de entrada (coraza)	35	Celsius
Temp. De salida (coraza)	25	Celsius
Fluido lado tubo	Agua	-
Correlación (tubo)	Petukhov-Kirilov	-
Temp. De entrada (tubo)	20	Celsius
Perfil de flujos	Contraflujo	-
Banco de tubos	Cuadrado	-
Corte de baffle	20	%
Configuración de lotes	Retorno en U	-

Fuente: Heat exchangers selection, rating and termal design [1].

Los resultados calculados en el ejemplo 8.5 indican un área de transferencia efectiva igual a 59.93 m² y un coeficiente de transferencia de calor global igual a 2 147.48 W m⁻² k⁻¹. Se calcularon los datos mencionados en la Tabla 16 y los resultados se mostraron en la **Tabla 17**.

Tabla 17. Tabla de resultados de la simulación.

Correlación	Área calculada	Convectivo global calculado
Kern	82.039	1 635.5
Taborek	79.699	1 683.5
Bell-Delaware	78.294	1 713.8
Ayubi	79.064	1 697.1
Donohue	80.371	1 669.5
Short	77.823	1 724.1
Dittus-Boelter	83.969	1 597.9

Tabla 17 (cont.). Tabla de resultados de la simulación..

Correlación	Error de área	Error conv. Global
Kern	37 %	24 %
Taborek	33 %	22 %
Bell-Delaware	31 %	20 %
Ayubi	32 %	21 %
Donohue	34 %	22 %
Short	30 %	20 %
Dittus-Boelter	40 %	26 %

Se aprecia un nivel de error en el área de transferencia mayor a 30 % y un nivel de error en el coeficiente convectivo global mayor a 20 %. Esto se debe al uso de las normas de tubería de la American National Standards Institute (ANSI) en colaboración con la American Society of Mechanical Engineers (ASME) para determinar las dimensiones de los diámetros nominales y cedulas, mientras que el ejercicio propuesto en el libro [1] emplea las normas de tubería de la Birmingham Wire Gauge (BWG), las cuales repercuten directamente en el cálculo del coeficiente de transferencia de calor global y en extensión el área de transferencia, como se puede apreciar en la ecuación 5. Se eligieron las normas de tuberías ANSI-ASME por su aplicación reconocida a nivel mundial.

Comportamiento de las correlaciones.

Se eligió la relación entre los números de Nusselt y Reynolds por representar

gráficamente la influencia que muestra el aumento del régimen de flujo en los fluidos del proceso, sobre la transferencia de calor efectiva en ambos lados del intercambiador de calor.

Se consideró un número de Prandtl constante para cada correlación y límites inferior y superior del número de Reynolds iguales a 2 000 y 100 000

unidades respectivamente, con el objetivo de cumplir con las condiciones especificadas en las ecuaciones 19 y 20.

Comportamiento del lado de la coraza.

La **Figura 4** expone el comportamiento que exhiben las correlaciones propuestas en la literatura ya analizada [1, 5, 6 y 7].

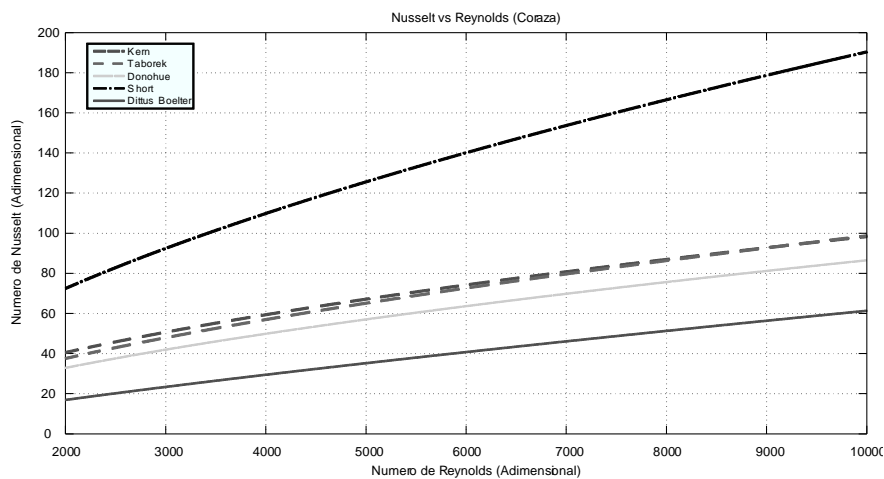


Figura 4. Comparación de valores entre Reynolds y Nusselt para el lado de la coraza.

El comportamiento lineal exhibido en todas las correlaciones es apreciado. Lo que significa que mientras aumente el grado de turbulencia del flujo de fluido el grado de transmisión de calor también

aumenta. Se destacaron las siguientes particularidades, la correlación que calcula los valores del número de Nusselt más altos, sin importar el régimen que se presente, es la desarrollada por Lee K.S,

y Knudsen J.G. [7]. Las correlaciones propuestas en el libro de Sadik kakac [1] demuestran calcular valores del número de Nusselt iguales a partir de las 8 000 unidades del número de Reynolds.

Comportamiento del lado del tubo. La **Figura 5** muestra el comportamiento expuesto por las correlaciones sugeridas [1 y 5].

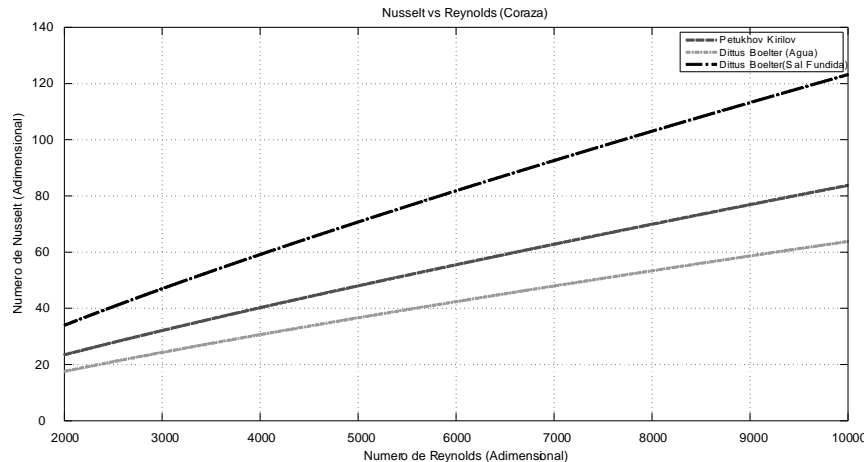


Figura 5. Comparación entre valores de Reynolds y Nusselt para el lado del tubo.

Similar a la Figura 4, la Figura anterior refleja un comportamiento lineal lo que significa que el grado de transmisión de calor aumentara en igual magnitud al grado de turbulencia en el flujo de fluido. Las siguientes particularidades son destacadas, la correlación desarrollada por [5] puede ser aplicada solo para el

caso de la sal fundida y, al compararse con las correlaciones aplicables para el caso agua, es la correlación que calcula los valores más altos del número de Nusselt. Entre las correlaciones que se pueden aplicar en el caso de agua, la correlación sugerida en la literatura [1] cuantifica los valores del número de Nusselt más altos. La escala en la que se

midió el número de Nusselt en la Figura 5 fue reducida un 70 % en comparación a la Figura 4.

Comparación de Áreas. Se evaluó la influencia de todas las correlaciones del lado de la coraza, considerando una correlación del lado tubo constante con todas las formulas mencionadas en la Tabla 14. Con el propósito de descubrir la combinación de correlaciones que calculen la menor cantidad de área de

transferencia de calor posible, en función del cambio del grado de turbulencia del flujo de fluido del lado de la coraza. Se consideraron valores del número de Reynolds iguales a 2 000, 8 000 y 10 000; valores que representan los regímenes laminar, turbulento y turbulento desarrollado.

Correlación de Petukhov-Kirilov. La evaluación de áreas es presentada en la **Figura 6.**

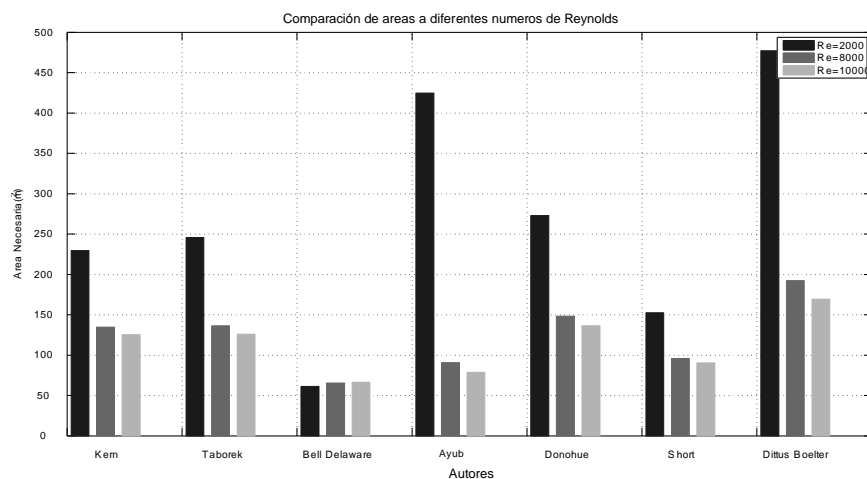


Figura 6. Comparación de áreas empleando la correlación de Petukhov-Kirilov.

El siguiente comportamiento es exhibido por seis de las siete correlaciones. Al aumentar el número de Reynolds del flujo

de fluido, el área de transferencia efectiva disminuye, lo que significa que

mientras la turbulencia aumenta se necesita menor cantidad de área de transferencia de calor. Sin embargo, la correlación de Bell-Delaware demuestra un comportamiento opuesto al demostrado por las otras correlaciones.

Correlación de Dittus-Boelter (caso agua). Los resultados de las combinaciones propuestas son expuestos en la **Figura 7**.

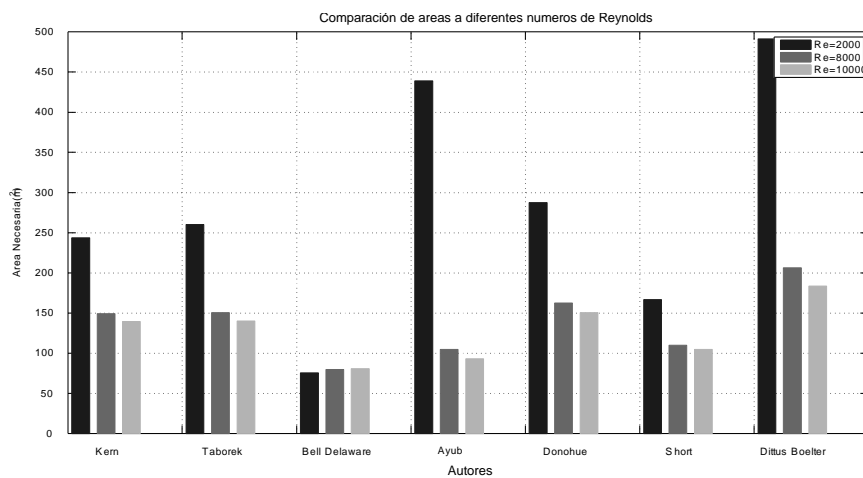


Figura 7. Comparación de áreas empleando la correlación de Dittus-Boelter para agua

Se presenta el mismo comportamiento descrito por la Figura 6, lo que indica que las correlaciones desarrolladas para el caso de agua requieren de altos niveles de turbulencia para calcular menores cantidades de área de transferencia. A diferencia de la correlación de Petukhov-Kirilov, las áreas calculadas por la

correlación de Dittus-Boelter (aplicada al agua) son mayores.

Correlación de Dittus-Boelter (caso sal fundida). Se exhiben los resultados de la evaluación de áreas en la **Figura 8**. Ya-Ling H *et al* [5], sugieren el uso de un banco de tubos de arreglo triangular.

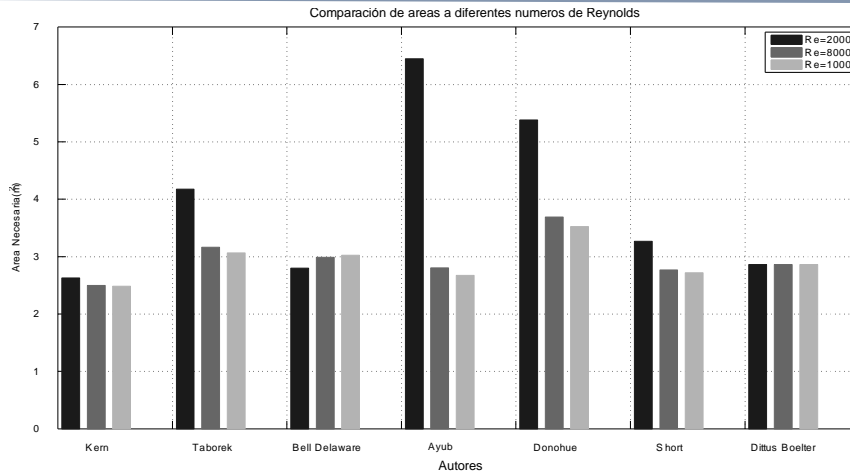


Figura 8. Comparación de áreas empleando la correlación de Dittus-Boelter para sal fundida.

Aunque se demuestra el mismo comportamiento que se presenta en las correlaciones del caso agua, la escala con la que se mide el área de transferencia se redujo en un 96 %, lo que señala que los intercambiadores que manejan sal fundida en el lado del tubo requieren de menos área de transferencia que los intercambiadores que manejan agua del lado del tubo.

DISCUSION

El análisis de las Figuras 4 y 5 sugiere que la combinación de correlaciones desarrolladas [5 y 7] cuantificara la

menor cantidad de área de transferencia efectiva para el caso de la sal fundida. Mientras la combinación de las correlaciones sugeridas [5 y 1] determinara la menor cantidad de área de transferencia en el caso del agua.

Se aprecia que las correlaciones expuestas en la Tabla 13 no siguen un mismo formato. Esto se debe a que revisando las propuestas reportadas en 4 investigaciones [1, 5, 6 y 7], ellos consideran diversos factores de diseño.

La interpretación de las Figuras 6,7 y 8 contradice la hipótesis enunciada al inicio

de esta sección, sin embargo, se debe considerar que la correlación desarrollada por Sadik K. y Hongtan L. [1] no depende del valor de un número de Nusselt, por esa razón no pudo ser comparada con las correlaciones de la Tabla 13.

CONCLUSIONES

Se desarrolló exitosamente una herramienta computacional de apoyo al docente y alumnos en el diseño de intercambiadores de calor de coraza y tubos.

En base a los resultados mostrados en la Tabla 17, si se desea obtener la menor cantidad de área de transferencia se debe hacer énfasis en el diseño de los bafles del intercambiador de calor y arreglo del banco de tubos.

Se demostró en la comparación de las Figuras 6 y 8 que los intercambiadores de calor que operan con sal fundida reducen el área de transferencia de calor

en un 98.85% en comparación de los intercambiadores de calor que emplean agua en el lado de los tubos.

El arreglo del banco de tubos es un factor importante que se debe de considerar para calcular la menor área de transferencia posible. Siendo el arreglo triangular la que ofrece el mejor dimensionamiento del banco de tubos mientras cumple con la función de otorgar una mayor estabilidad a la estructura que sostiene el número total de tubos.

REFERENCIAS

- [1] Sadik K., Hongtan L. (2002). Heat exchangers selection, rating and thermal design. CRC Press, Coral Gables, Florida.
- [2] Ayubi Z. (2005). A new chart method for evaluating single-phase shell side heat transfer coefficient in a single segmental shell and tube heat exchanger, Applied thermal Engineering. 25 2412-2420.
- [3] TEMA (1999). Standards of the Tubular Exchanger Manufacturers Association.

Eighth edition, Tarrytown New York.

- [4] Holmgren M. (2010). X-steam function of Matlab R2010a for water and steam thermodynamic properties based on IAPWS IF97 standard.
<https://www.mathworks.com/matlabcentral/fileexchange/9817>.
Fecha de consulta: 15 de febrero de 2018.
- [5] Ya-Ling H., Zhang-Jing Z., Bao-Cun D. (2016). Experimental investigation on turbulent heat transfer characteristics of molten salt in a shell-and-tube heat exchanger, Applied Thermal Engineering. 108 1206-1213.
- [6] Price R.M. (2003). Shell and Tube Heat Exchangers: Calculations. <http://facstaff.cbu.edu/rprice/lectures/stcalcs.html>. Fecha de consulta: 15 de febrero de 2018.
- [7] Lee K.S, Knudsen J.G. (1960). Local shell-side heat transfer coefficients and pressure drop in a tubular heat exchanger with orifice baffles, AIChE Journal. 6 669-675.
- [8] Dunn R.I, Hearps P.J, Wright M.N. (2011). Molten-Salt Power Towers: Newly Commercial Concentrating Solar Storage, Proceedings of the IEEE. 100 504–515.
- [9] Serp J., Allibert M., Benes O., Delpech S., Feynberg O., Ghetta V., Heuer D., Holcomb D., Ignatiev V., Leen-Kloosterman J., Luzzi L., Merle-Lucotte E., Uhlir J., Yoshioka R., Zhimin D, (2014). The molten salt reactor (MSR) in generation IV: overview and perspectives, Progress in Nuclear Energy. 77 308-319.
- [10] Álvarez-Pérez M. A. (2017). Desarrollo de un sistema computacional para el diseño y selección de un intercambiador de calor, thesis, Universidad Veracruzana, UV, Coatzacoalcos. Ver.
- [11] Danfoss. (2012). Hexact: un software preciso que ahorra tiempo a la hora de diseñar aplicaciones de refrigeración, aire acondicionado. <http://refrigerationandairconditioning.danfoss.mx/knowledge-center/software/hexact/#/>. Fecha de consulta: 15 de febrero de 2018.
- [12] A-Blasetti. (2015). PRODEIC: Programa para el diseño de equipos de intercambio de calor. Universidad nacional de la Patagonia san Juan Bosco. http://www.ing.unp.edu.ar/assignaturas/operaciones_fisicas_2/page10.html. Fecha de consulta: 15 de febrero de 2018.
- [13] Martínez-Huertas D.F, (2017) Diseño de software para intercambiadores de calor de coraza y tubos con cinco sustancias diferentes”, Tesis, Universidad de los Libertadores, UL, Bogotá, 2017.