

PRODEIC – Programa para el Diseño de Equipos de Intercambio de Calor

Alberto Blasetti ⁽¹⁾, Mabel Bertolami, Gabriela Oriana y Patricia Olivares
Facultad de Ingeniería, Universidad Nacional de la Patagonia S.J. Bosco
Comodoro Rivadavia – Chubut
ablasetti@ing.unp.edu.ar

Resumen. Los intercambiadores de calor son equipos de uso frecuente en la industria, y como en muchas áreas de la ciencia y la ingeniería, su diseño ha evolucionado de los cálculos manuales al uso de software profesional de diseño. En el ámbito universitario el uso de un software comercial contribuiría al proceso de enseñanza-aprendizaje, pero no resulta siempre accesible. Los cálculos manuales consumen tiempo, que de contar con una herramienta informática, podría emplearse para afianzar conceptos teórico-prácticos a través del análisis de resultados y sensibilidad paramétrica. Con fines académicos, y desde al año 2010, se ha venido desarrollando un programa con métodos de diseño de uso público y generalizado para el diseño de intercambiadores de calor, (Kern, 1980; Bell, 1960) denominado PRODEIC y está en etapa de prueba final, en versión de programación visual Delphi 2010 para entorno Windows. Aunque existen en el exterior algunos desarrollos de software académico para diseño de intercambiadores que comparten los mismos métodos que PRODEIC (Leong, Toh y Leong, 1998; Lona, Fernández, Roque y Rodrigues, 2000; Kara y Güraras, 2004). PRODEIC es una aplicación que usa una base de datos que incluye información sobre equipos TEMA, facilita la gestión de entrada/salida y mejora la interfaz de usuario. Se pueden ingresar datos en diferentes unidades, hacer conversiones y seleccionar entre el sistema internacional o inglés con reportes RAVE similar al de una hoja de datos de ingeniería. Los resultados obtenidos en la etapa de prueba y debugging del programa son consistentes con otros de distintas fuentes bibliográficas.

Palabras clave: Software, Diseño, Intercambiadores

1. Introducción

El diseño de intercambiadores de calor ha evolucionado de los cálculos manuales al uso de programas de computadora y los primeros fueron desarrollados en la década del 60, por el Heat Transfer Fluid Flow Service (HTFS) en el Reino Unido, y el Heat Transfer Research Institute (HTRI) en los Estados Unidos. Más tarde, entre 1970 y 1980, a partir

¹ A quien debe enviarse toda la correspondencia

del desarrollo de las computadoras personales y los sistemas operativos se fue difundiendo más el uso y desarrollo de programas de diseño, principalmente los de aplicación comercial como BJAC. Inicialmente, estos programas fueron módulos aislados de diseño térmico, y con el transcurso del tiempo se fueron haciendo compatibles con otros módulos, como los de propiedades físicas y diseño mecánico. Luego, los programas de diseño y simulación se fueron integrando por la adquisición de BJAC por Aspen Technology e incorporación del software del HTFS a los módulos de simulación de Hyprotech y para terminar con la fusión de Hyprotech y Aspen en 2002 (Butterworth, 2004). No obstante, en este proceso de evolución del software, muchas veces el uso de un programa profesional puede ser complejo, requerir experiencia y conocimientos sobre el comportamiento de un equipo, como elegir el mejor diseño y como usar un programa específico (Cartaxo y Fernandez, 2007).

Si bien software como Excel, Matemática, MathCad o MatLab pueden ser aplicados en forma individual para cálculos de ingeniería, la realidad educativa muestra dificultades para el aprovechamiento de estos utilitarios. Su empleo demanda un tiempo significativo de desarrollo individual de los alumnos y deja menos espacio para el análisis de resultados, ejercitar el proceso de toma de decisiones o desarrollar criterios de ingeniería. Por estos motivos, el empleo de un software específico de diseño de intercambiadores de calor para uso universitario sería una importante mejora educativa y un factor de motivación para los alumnos. Además permitiría emplear mucho del tiempo dedicado a largos cálculos manuales, para afianzar conceptos teórico-prácticos mediante análisis de resultados y de sensibilidad paramétrica.

PRODEIC es un Programa para el Diseño de Equipos de Intercambio de Calor que emplea métodos de uso público y generalizado de Kern y de Bell-Delaware todavía vigentes (Serna y Jiménez, 2005; Ravagnani y Caballero, 2007). Si bien otros desarrollos de software a nivel universitario emplean los mismos métodos que PRODEIC (Leong, Toh y Leong, 1998; Lona, Fernandes, Roque y Rodrigues, 2000 y Kara y Güraras, 2004), no se registra información de un software nacional para diseño de un intercambiador de calor con fines educativos. Hay no obstante, planillas de cálculo, y de hecho existen algunas disponibles (Cao, 2004), pero no poseen las características de un programa de

computadora. Por el contrario, PRODEIC incorpora conceptos para un estudiante de transferencia de calor, que debe tomar decisiones correspondientes con criterios de cálculo más conveniente para cada etapa. El programa introduce una metodología de programación orientada a objetos, estructuras de datos y algoritmos específicos para el diseño de intercambiadores de calor sin cambio de fase, junto con herramientas de usuario, como un conversor de unidades y un archivo HELP de conceptos teóricos online.

2. Descripción del programa

Según un trabajo de Yongsheng Tian (2004) de Aspen Technology, un buen software comercial de diseño debe ser capaz de manejar distintos tipos de intercambiadores, diferentes paquetes de propiedades físicas, bases de datos, normas y métodos de cálculos. Sin pretender cumplir los requisitos de un programa comercial, PRODEIC fue desarrollado en plataforma Delphi 2010, bajo entorno Windows, como un software de uso educativo para diseño de intercambiadores de calor en general, y en esta etapa se abarcan los equipos de coraza y tubos sin cambio de fase. Los datos de caudales, temperaturas y propiedades de los fluidos son ingresados a través de una interfaz gráfica (Figura 1) y luego almacenados como campos de una base de datos que posteriormente se va completando y actualizando con cálculos, decisiones y selección de equipos según normas TEMA. Posteriormente, se selecciona la disposición de fluidos, se hace una preselección de tamaño con coeficientes globales de transferencia de calor, se verifican los balances de calor y se adoptan los criterios de diseño a utilizar, ya sea por defecto o los que el diseñador establezca (Figura 2).

Para determinar el tamaño de un equipo algunos programas se basan en criterios económicos, como la minimización de costos de inversión (área de transferencia de calor) o de costos operativos por pérdida de carga (Kara y Güraras, 2004). Sin embargo, las diferentes alternativas constructivas de un intercambiador, que en definitiva determinan el área de transferencia de calor, representan la mecánica que utiliza PRODEIC como un proceso iterativo no automático, controlado por el usuario, hasta que el equipo satisface los requerimientos y condiciones de proceso.

Prodeic - [Intercambiadores - Caso Serth 5-1]

Archivo Recursos Ayuda

Archivo: Caso Serth 5-1
Datos de los fluidos

Fluido caliente

Propiedades

Nombre del fluido: Kerosene

Flujo másico: 45000,00 lb/hr

Temp. de entrada: 390,0 °F

Temp. de salida: 250,0 °F

Capacidad calorífica (ent.): 0,59 Btu/(lb.°F)

Capacidad calorífica (sal.): 0,59 Btu/(lb.°F)

Densidad (ent.): 48,90 lb/ft³

Densidad (sal.): 48,90 lb/ft³

Conductividad térmica (ent.): 0,0790 Btu/(hr.ft.°F)

Conductividad térmica (sal.): 0,0790 Btu/(hr.ft.°F)

Viscosidad (ent.): 0,967600 cP

Viscosidad (sal.): 0,967600 cP

Fluido frío

Propiedades

Nombre del fluido: Crudo

Flujo másico: 150000,00 lb/hr

Temp. de entrada: 100,0 °F

Temp. de salida: 150,0 °F

Capacidad calorífica (ent.): 0,49 Btu/(lb.°F)

Capacidad calorífica (sal.): 0,49 Btu/(lb.°F)

Densidad (ent.): 53,00 lb/ft³

Densidad (sal.): 53,00 lb/ft³

Conductividad térmica (ent.): 0,0770 Btu/(hr.ft.°F)

Conductividad térmica (sal.): 0,0770 Btu/(hr.ft.°F)

Viscosidad (ent.): 8,708400 cP

Viscosidad (sal.): 8,708400 cP

Unidades:
☒ Sistema Inglés
☐ Sistema Internacional

Editar Limpiar Continuar Volver Cerrar

Fig. 1. Ventana de ingreso de datos

Condiciones de Diseño

Condiciones del servicio

Calor a transferir (balance de calor)	3717000	Btu/hr
Porcentaje variación balance de calor	1,1	%
Media logarítmica de temperaturas (MLDT)	191,5	°F
Factor de corrección (Ft)	0,97	
Cantidad de intercambiadores 1-2 en serie requeridos	1	
Area estimada por equipo (basada en Ud supuesto)	730	ft ²

Factor de ensuciamiento (Rd)

por defecto: 0,0030 t².hr.°F/Btu

otro valor:

☒ Diseño ☐ Rating

☐ Corrección de viscosidad por temperatura de pared

Requerimientos de pérdida de carga

Lado de los tubos

por defecto: 10 psi

otro valor:

Lado de la coraza

por defecto: 10 psi

otro valor:

Atras Continuar Salir

Fig. 2. Ventana de condiciones del servicio

Dentro del programa, a este proceso se lo denomina DISEÑO y responde únicamente a los criterios y selecciones que el diseñador considere más adecuados, pero no necesariamente óptimos desde un punto de vista económico. Además, cuando se cuenta con datos constructivos de un equipo existente, el proceso de verificación de los resultados de transferencia de calor del mismo se lo denomina RATING. En ambos casos, cuando los datos de viscosidad de los fluidos están disponibles a las temperaturas de entrada y salida, el programa puede corregir los coeficientes de transferencia de calor por viscosidad a la temperatura de pared de los tubos.

Los datos del equipo a evaluar se seleccionan en forma dinámica a partir de una tabla de datos incorporados dentro del programa. Dicha tabla permite seleccionar los distintos tipos de cabezales frontales, coraza y mazo de tubos de acuerdo con la clasificación de normas TEMA (Figura 3).

The screenshot shows the 'Intercambiadores - DISEÑO' software interface. At the top, it says 'Archivo: Caso Serth 5-1' and 'Datos Equipo'. The main area is divided into several sections:

- Tipo intercambiador:** Includes dropdowns for 'Cabezal Frontal' (selected: A-Cabezal y tapa desmontables), 'Tipo Coraza' (selected: E-Coraza de un solo paso), and 'Cabezal Posterior - Tipo de Tubos' (selected: S-Tubos removible, cabezal flotante de arrastre). To the right are three small diagrams of heat exchanger components.
- Datos de Mazo de Tubos:** Includes a 'Longitud' field (4,27 m), 'Diámetro Exterior' (1 plg), 'Paso Entre Tubos' (1 1/4 plg), 'Arreglo' (Cuadro), 'BWG' (14), and 'Número de Pasos' (4). There is a checkbox for 'Barras soporte (norma TEMA)' which is unchecked.
- Dimensiones Coraza:** Includes 'Diámetro' (0,48895 m), 'Separación entre Deflectores' (0,09779 m), 'Número de Tubos' (124), 'Pares de planchuelas de Sellado' (1), and 'Corte del Baffle' (20).

At the bottom right, it shows calculated values: 'Area Real por equipo: 42 m²' and 'Area Estimada por equipo: 12 m²'. Navigation buttons include 'Guardar' (with a green checkmark), 'Continuar' (with a circular arrow), and 'Atras' (with a green arrow pointing left).

Fig. 3. Ventana de datos de equipos

La cantidad de tubos de determinado diámetro que se pueden colocar dentro de una coraza depende del tipo de arreglo, del paso entre tubos y del número de pasos. Estos parámetros de diseño, ya estandarizados y generalmente conocidos como conteo de tubos, fueron incorporados al programa como una tabla de datos (Figura 4). Para acceder a la

tabla de conteo de tubos se selecciona un largo de tubos, lo que permite contar con un cálculo dinámico del área de transferencia de calor según la selección que se realice y así compararla con el área estimada con el coeficiente global de transferencia de calor de referencia elegido. La tabla de conteo de tubos sólo permite una selección consistente con el tipo de mazo de tubos TEMA adoptado y todos los parámetros elegidos se transfieren a la base de datos.

Número de Orificios												
Area Real: 1369												
Cerrar												
Diámetro Externo 3/4 plg												
Arreglo triangular 15/16 plg												
Paso												
T.E.M.A. L - M - N												
T.E.M.A. P - S - W												
T.E.M.A. U												
Número de Pasos												
Diámetro Coraza	1	2	4	6	1	2	4	6	2	4	6	
8	64	48	34	24	34	32	16	18	32	24	24	
10	85	72	52	50	60	62	52	44	64	52	52	
12	122	114	94	96	109	98	78	68	98	88	78	
13,25	151	142	124	112	126	120	106	100	126	116	108	
15,25	204	192	166	163	183	168	146	136	180	160	148	
17,25	264	254	228	220	237	228	202	192	238	224	204	
19,25	332	326	290	280	297	286	258	248	298	280	262	
21,25	417	396	364	348	372	356	324	316	370	352	334	
23,25	495	478	430	420	450	430	392	376	456	428	408	
25	579	554	512	488	518	498	456	444	534	500	474	
27	676	648	602	584	618	602	548	532	628	600	570	
29	785	762	704	688	729	708	650	624	736	696	668	
31	909	878	814	792	843	812	744	732	846	812	780	
33	1035	1002	944	920	962	934	868	840	978	928	904	
35	1164	1132	1062	1036	1090	1064	990	972	1100	1060	1008	
37	1304	1270	1200	1168	1233	1196	1132	1100	1238	1200	1152	
39	1460	1422	1338	1320	1365	1346	1266	1244	1390	1336	1290	
42	1703	1664	1578	1552	1611	1580	1498	1464	1632	1568	1524	
45	1960	1918	1830	1800	1875	1834	1736	1708	1882	1820	1770	
48	2242	2196	2106	2060	2132	2100	1998	1964	2152	2092	2044	

Fig. 4. Ventana de conteo de tubos

Quedan como variables de diseño la separación entre deflectores (asumida como uniforme a lo largo de todo el equipo), la longitud de corte del baffle (entre 10 y 40%) y el número de planchuelas de sellado. Finalizada esta etapa, se completa la base de datos y luego se puede seleccionar el método de cálculo entre los métodos de Kern (1980) y Bell-Delaware (1960). Según cual sea el método adoptado, el programa maneja internamente y en forma independiente, criterios, recomendaciones constructivas y tolerancias de fabricación sugeridas por las Normas TEMA. Los resultados del método aplicado completan la base de datos, y la información más relevante es presentada por el programa empleando una herramienta de Delphi 2010 denominada RAVE. Con este utilitario se generó una hoja de datos, de aspecto profesional, similar a las de ingeniería de detalle (Figura 5). La hoja de datos presenta los datos de los fluidos, el rating térmico, las pérdidas de carga, las características constructivas del equipo y si corresponde, los parámetros

geométricos y los factores de corrección que tienen en cuenta las desviaciones del flujo cruzado ideal según el método de Bell-Delaware.

Previsualización del Reporte

File Page Zoom

Page 1 of 1 Zoom 80.0 %

PRODEIC - Programa para el Diseño de Equipos de Intercambio de Calor			
Alumno:	Fecha: 29/09/2013	Hora: 11:18:21 a.m.	
Nombre archivo de datos: Caso Serth 5-1			
Método de diseño: Bell-Delaware			
Nro. Trabajo:	Equipo:	Unidades (UVSI): SI	
Servicio:			
TEMA: 19 - 168 - AES		Serie	
Diámetro coraza [m]: 0,49	Largotubos [m]: 4,27	Diámetro kettle [m]:	
Área/equipo [m²]: 42,2	Cantidad equipos: 1	Área total [m²]: 42,2	
Datos	Tubos	Coraza	
Fluido	Crudo	Kerosene	
Caudal Total [kg/hr]:	68040,0	20412,0	
Líquido			
Vapor			
Fluido vap./cond. [kg/hr]:	/	/	
Temp. E/S [°C]:	37,8 / 65,6	198,9 / 121,1	
Cap. Calorífica E/S [kJ/(kg.°C)]:	2,05 / 2,05	2,5 / 2,5	
Densidad E/S [kg/m³]:	848,9 / 848,9	783,3 / 783,3	
Cond. Térmica E/S [W/(m.°C)]:	0,1332 / 0,1332	0,1367 / 0,1367	
Viscosidad E/S [kg/(m.s)]:	0,003597 / 0,003597	0,000400 / 0,000400	
Presión operación [kPa]:			
Resultados	Tubos	Coraza	
Área flujo [m²]:	0,0109	0,0119	
Flujo másico [kg/(hr.m²)]:	6227696,0	1712104,9	
Velocidad [m/s]:	2,0	0,8	
Nro. Prandtl	55,4	7,2	
Nro. Reynolds	10179,3	30199,2	
Nro. de pasos	4	1	
Coef. Película [W/(m².°C)]:	868,0	1163,1	
ΔP Calc./Perm. [kPa]:	87,73 / 68,98	13,60 / 68,98	
Rating térmico			
Carga térmica diseño [W]:	1088616		
Uc [W/(m².°C)]: 496,9	MLDT [°C]: 106,4	Rd (calc.) [m².°C/W]: 0,00197	
Ud [W/(m².°C)]: 250,7	Ft: 0,97	Rd (req.) [m².°C/W]: 0,00052	
Datos constructivos			
Tubos: Lisos	Tipo Coraza: Un paso	Cabezal Posterior: Flotante	
De tubo [plg]: 1,00	Sep. Baffles [plg]: 0,10	Nro. Tubos: 124	
BWG: 14	Nro. de baffles: 42	Arreglo: cuadro	
Di tubo [plg]: 0,834	Corte baffle: 0,20	Paso e/ tubos [plg]: 1,25	
Parámetros y Factores de Corrección de Bell-Delaware			
Corrección por by-pass	Corrección por hileras	Factor corrección hbk	
Planch. sellado: 2	Nc: 9,00	Jr*Jb*Jc*Jl= 0,68	
Fbp: 0,30	Jr= 1,00	Pérdida de carga	
Jb= 0,85	Corrección ventana del baffle	Ncw: 2,00	
Corrección por fugas	Sw [m²]: 0,01930	ΔPbk [kPa]: 0,60	
Stb [m²]: 0,00346	Fc: 0,76	ΔPwk [kPa]: 0,29	
Ssb [m²]: 0,00206	Fw: 0,12	Rb= 0,62	
Jl= 0,69	Jc= 1,15	Rl= 0,47	

Fig. 5. Reporte RAVE – Hoja de datos de PRODEIC

3. Análisis y comparación de resultados

Para evaluar el funcionamiento y resultados obtenidos con el software desarrollado se tomaron algunos ejemplos de cálculo disponibles en la literatura (Mukherjee, 1998; Serna y Jimenez, 2005; Serth, 2007 y Vengateson, 2010). Los casos analizados con PRODEIC emplearon el método de Bell para la coraza y el de Kern para los tubos y fue considerada la misma configuración geométrica del intercambiador. Los cortes de los deflectores se tomaron de acuerdo a los datos de la bibliografía y para comparar porcentajes de exceso de área de los casos analizados, se utilizó la diferencia relativa entre U_D y U_C . La única diferencia fue que este programa utilizó una separación entre deflectores constante a lo largo de todo el equipo. Si bien no existe uniformidad en la forma que las distintas fuentes consultadas presentan sus resultados, se utilizaron todos los parámetros disponibles de manera tal que la base de comparación con PRODEIC sea la misma para todos ellos.

Las **Tablas 1 y 2** presentan resultados entre PRODEIC y Mukherjee (1998) para cuatro casos diferentes, con dos pares de fluidos diferentes. Los dos primeros casos (**Tabla 1**) corresponden a agua en los tubos y nafta en la coraza, con diferentes separaciones entre baffles (0,14 y 0,21 m). Las diferencias con estos dos ejemplos fueron de -6,3 y -11,3% para los coeficientes de transferencia de calor del lado de la coraza y entre -21,6 y -51,2% para la pérdida de carga. Para los resultados del coeficiente global de transferencia de calor, las diferencias con PRODEIC están comprendidas entre -24,1 y -14,9 %. Si bien no se cuenta con los resultados de Mukherjee para los coeficientes de película del lado de los tubos, por tratarse de agua dentro de los mismos, es esperable que la etapa controlante se encuentre del lado de la coraza. Por lo tanto, son consistentes los menores valores de h en la coraza con los menores coeficientes globales de transferencia de calor calculados con PRODEIC. No obstante, hay que considerar que en el primer y segundo caso (diseño existente y alternativa 4), Mukherjee reporta resultados con valores de F_t de 0,6 y 0,8 respectivamente a las mismas temperaturas terminales mientras que el valor de F_t calculado por PRODEIC es 0,83 en ambos casos. Por lo tanto, para el diseño existente, el valor del coeficiente global reportado por Mukherjee está condicionado por la MLDT corregida que es menor que la obtenida en este trabajo.

Tabla 1. Comparación resultados: PRODEIC y Mukherjee (1998) – Ejemplo 4.

COMPARACION RESULTADOS	Mukherjee (1998) - Ejemplo 4			Mukherjee (1998) - Ejemplo 4		
Fluidos	Tubos= agua	Coraza= Nafta		Tubos= agua	Coraza= Nafta	
Separación baffles (m)	0,14			0,21		
Parámetros	PRODEIC	Diseño existente	% variación	PRODEIC	Alt. Nro 4	% variación
Corte baffle (%)	21	21		21	21	
Ft	0,83	0,60	38,3%	0,83	0,79	4,5%
Nro de corazas	1	1	0,0%	1	1	0,0%
Area total (m2)	67,5	70,0	-3,6%	67,5	70,0	-3,6%
Velocidad tubos (m/s)	1,0			1,1		
Coef. Película tubos (W/m2.C)	4170,1			4419,4		
Pérdida carga tubos (kPa)	18,6			24,5		
Velocidad coraza (m/s)	0,2	0,2	33,3%	0,2	0,1	66,7%
Coef. Película coraza (W/m2.C)	669,0	714,0	-6,3%	528,0	595,5	-11,3%
Pérdida carga coraza (kPa)	2,6	3,3	-21,6%	1,1	2,3	-51,2%
Ud (W/m2.C)	335,6	441,9	-24,1%	334,5	393,1	-14,9%
Uc (limpio) (W/m2.C)	576,5			471,7		
MLDT corregida	23,6	13,7	71,7%	23,6	18,2	29,4%
Eff. transf. calor coraza (%)	76,0	62,0	22,6%	81,0	69,7	16,2%
% exceso area (Uc-Ud)/Ud	72%			41%		

El segundo caso analizado (**Tabla 2**, Casos A y B) corresponde a un crudo en los tubos y una fracción de gasoil pesado en la coraza con diferentes separaciones entre deflectores (0,40 y 0,45 m) y distintos porcentajes de cortes del baffle (25 y 30%). En esta situación se disponen de coeficientes de película dentro de los tubos que resultan mayores que los calculados por PRODEIC (entre 11,5 y 15,4%) y coeficientes de película del lado de la coraza también mayores que los obtenidos con este programa (19,9 y 22,0%). Los cálculos de PRODEIC muestran pérdidas de carga en los tubos un 14,4% menores y un 29,4% mayor mientras que las pérdidas de presión en la coraza aparecen entre un 40,4 y 46,9% mayores. Prácticamente, para la misma superficie de transferencia de calor, PRODEIC obtiene coeficientes globales de transferencia de calor de diseño mayores en ambos casos

(entre 6 y 49%), lo que resulta consistente con un menor % de exceso de área (-35,7 y -58,0%) calculados con los datos de Mukherjee (1998).

Tabla 2. Comparación resultados: PRODEIC y Mukherjee (1998) – Ejemplo 1 (Casos A y B).

COMPARACION RESULTADOS	Mukherjee (1998) - Ejemplo 1			Mukherjee (1998) - Ejemplo 1		
Fluidos	Coraza= Heavy Tubos= Crude Oil Gas Oil			Coraza= Heavy Tubos= Crude Oil Gas Oil		
Separación baffles (m)	0,45			0,4		
Parámetros	PRODEIC	Caso A	% variación	PRODEIC	Caso B	% variación
Corte baffle (%)	25	25		30	30	
Ft	0,96			0,96		
Nro de corazas	1			1		
Area total (m2)	348,5	343,0	1,6%	290,2	300,0	-3,3%
Velocidad tubos (m/s)	1,2	1,4	-11,8%	2,2	2,2	1,4%
Coef. Película tubos (W/m2.C)	1264,2	1494,5	-15,4%	2034,5	2298,1	-11,5%
Pérdida carga tubos (kPa)	14,3	16,7	-14,4%	64,7	50,0	29,4%
Velocidad coraza (m/s)	1,8	1,2	56,5%	2,0	1,5	31,6%
Coef. Película coraza (W/m2.C)	1924,3	2401,6	-19,9%	2278,9	2920,3	-22,0%
Pérdida carga coraza (kPa)	123,8	84,3	46,9%	165,1	117,6	40,4%
Ud (W/m2.C)	377,4	356,0	6,0%	466,6	313,2	49,0%
Uc (limpio) (W/m2.C)	763,0	921,2	-17,2%	1074,9	1286,0	-16,4%
MLDT corregida	53,3			53,3		
Eff. transf. calor coraza (%)	83,0			83,0		
% exceso area (Uc-Ud)/Ud	102%	159%	-35,7%	130%	311%	-58,0%

En la **Tablas 3, 4 y 5** se comparan resultados más recientes de la bibliografía (Serna y Jimenez, 2005; Serth, 2007 y Vengateson, 2010). Para los equipos presentados en la **Tabla 3** de Serna y Jimenez (2005), los coeficientes de película en la coraza calculados por PRODEIC son mayores en ambos casos, y para el caso de los tubos se encuentran diferencias negativas y positivas (-10,5 y +20,5%). Se observan resultados 16,1 y 25,2% mayores para la pérdida de carga en la coraza y en los tubos aparecen las mayores

desviaciones, que oscilan entre un 120,9 y 337,3% por encima de los reportados por Serna y Jimenez (2005).

Tabla 3. Comparación resultados: PRODEIC y Serna y Jimenez (2005) - Ejemplos 1 y 2.

COMPARACION RESULTADOS	Serna y Jimenez (2005) - Ejemplo 1			Serna y Jimenez (2005) - Ejemplo 2		
Fluidos	Tubos= tubeside	Coraza= shellside		Tubos= tubeside	Coraza= shellside	
Separación baffles (m)	0,239			1,239		
Parámetros	PRODEIC	Diseño 1	% variación	PRODEIC	Diseño 2 (Opt.)	% variación
Corte baffle (%)	25	25		25	25	
Ft	0,92			0,92		
Nro de corazas	1	1	0,0%	1	1	0,0%
Area total (m2)	252,9	253,5	-0,3%	199,4	200,0	-0,3%
Velocidad tubos (m/s)	1,2			1,1		
Coef. Película tubos (W/m2.C)	4551,3	3776,0	20,5%	4984,3	5567,9	-10,5%
Pérdida carga tubos (kPa)	44,3	10,1	337,3%	34,9	15,8	120,9%
Velocidad coraza (m/s)	0,6			1,3		
Coef. Película coraza (W/m2.C)	840,9	692,1	21,5%	1199,5	1009,2	18,9%
Pérdida carga coraza (kPa)	13,2	11,3	16,1%	76,8	61,4	25,2%
Ud (W/m2.C)	381,9	381,3	0,2%	486,5	483,0	0,7%
Uc (limpio) (W/m2.C)	709,8	584,9	21,3%	966,8	854,3	13,2%
MLDT corregida	47,0					
Eff. transf. calor coraza (%)	80,0			70,0		
% exceso area (Uc-Ud)/Ud	86%	53%	60,8%	99%	77%	28,4%

Analizando los resultados presentados por Serth (2007) en la **Tabla 4** para dos softwares comerciales: HEXTRAN y HTRI vemos que las diferencias entre coeficientes de película en los tubos varían entre -2 y -30,1% respectivamente. Cuando analizamos los coeficientes de película del lado de la coraza, las diferencias estuvieron entre 7,3 y -19,0%, y cuando comparamos los coeficientes globales de diseño vemos que las diferencias quedan entre -17,1 y -32,6%, consistente con los menores valores calculados por PRODEIC para los tubos que son la etapa controlante. Estos resultados se traducen en

porcentajes de exceso de área, entre 60,7 y 24,6% mayores que los obtenidos con HEXTRAN y HTRI respectivamente.

Tabla 4. Comparación resultados: PRODEIC y Serth (2007) – Ejemplo 5.1 con software HEXTRAN y HTRI.

COMPARACION RESULTADOS	Serth (2007) - Ejemplo 5-1				
Fluidos	Tubos= Crudo	Coraza= Kerosene	Idem		
Separación baffles (m)	0,098				
Parámetros	PRODEIC	HEX- TRAN	% variación	HTRI	% variación
Corte baffle (%)	20	20		20	
Ft	0,97	0,97	0,0%		
Nro de corazas	1	1	0,0%	1	
Area total (m2)	42,2	45,4	-7,0%		
Velocidad tubos (m/s)	2,0				
Coef. Película tubos (W/m2.C)	868,0	885,4	-2,0%	1242,1	-30,1%
Pérdida carga tubos (kPa)	87,7	68,6	27,8%	71,5	22,7%
Velocidad coraza (m/s)	0,8				
Coef. Película coraza (W/m2.C)	1163,1	1083,9	7,3%	1435,1	-19,0%
Pérdida carga coraza (kPa)	13,6	14,7	-7,5%	13,7	-0,7%
Ud (W/m2.C)	250,7	302,4	-17,1%	372,2	-32,6%
Uc (limpio) (W/m2.C)	497,1	487,3	2,0%	665,8	-25,3%
MLDT corregida	103,2			100,6	2,6%
Eff. transf. calor coraza (%)	68,0				
% exceso area (Uc-Ud)/Ud	98%	61%	60,7%	79%	24,6%

Cuando corresponde, PRODEIC obtiene el número de corazas en serie por iteración, estimando el factor de corrección de la MLDT, en función de las relaciones adimensionales R y S (Kern, 1980; Cao, 2004) hasta que el valor de Ft es mayor que 0,75 (por defecto en el programa). Como algunos autores indican que este criterio puede dar lugar a errores de diseño (Gulyani y Jain, 2001), se compararon resultados para un número de corazas en serie obtenido con otra metodología por Vengateson (2010) para las mismas temperaturas de entrada y salida de los fluidos. Como puede observarse en la **Tabla 5**, los resultados de PRODEIC estiman 13 corazas, mientras que el trabajo de Vengateson calcula 13,3 corazas

y adopta 14. Además, el coeficiente de película del lado de los tubos calculado con este programa es similar al calculado por Vengateson (2010), con una diferencia de – 4,3% mientras que para el lado de la coraza la diferencia es mucho mayor, alcanzando un 65,4%.

Tabla 5. Comparación resultados: PRODEIC y Vengateson (2010) – Ejemplo corazas tipo E con 14 corazas en total.

COMPARACION RESULTADOS	Vengateson (2010)		
Fluidos	Tubos= tubeside	Coraza= shellside	
Separación baffles (m)	0,239		
Parámetros	PRODEIC	Corazas tipo E	% variación
Corte baffle (%)	25	25	
Ft	0,76	0,8	-5,0%
Nro de corazas	13	14	-7,1%
Area total (m2)	5439,5	5685,4	-4,3%
Velocidad tubos (m/s)	1,4	1,6	-9,7%
Coef. Película tubos (W/m2.C)	1927,0	3150,7	-38,8%
Pérdida carga tubos (kPa)	619,0	470,4	31,6%
Velocidad coraza (m/s)	1,4	0,5	159,3%
Coef. Película coraza (W/m2.C)	2605,0	1575,3	65,4%
Pérdida carga coraza (kPa)	1201,0	365,5	228,6%
Ud (W/m2.C)	722,2	694,0	4,1%
Uc (limpio) (W/m2.C)	1107,6	1050,2	5,5%
MLDT corregida	7,5	5,0	51,4%
Eff. transf. calor coraza (%)	70,0		
% exceso area (Uc-Ud)/Ud	53%	51%	4,0%

Sin embargo, esta diferencia en exceso del valor de h en la coraza con PRODEIC se reduce al 29,2% cuando se calcula sin corrección por viscosidad a la temperatura de pared, resultando igual a 2036 W/m².°C, y probablemente sea el motivo de variaciones en las diferencias de resultados con Vengateson (2010). Para las pérdidas de carga vemos que nuevamente hay diferencias significativas, tanto para los tubos, con un 31,6% mayor y para la coraza un 228,6% más grande. En este último caso, hay que tener en cuenta que PRODEIC calcula la pérdida de carga total en los 13 intercambiadores en serie, pero en el

caso analizado no se ha encontrado indicación de que se hayan considerado todas las corazas.

4. Conclusiones

Una evaluación más completa del programa requiere una mayor cantidad de datos e información, en lo posible contrastada con el funcionamiento real de los equipos e incluso con la aplicación de técnicas estadísticas de análisis de varianza y obtención de intervalos de confianza esperados. No obstante, con los resultados obtenidos, una de las conclusiones que podemos extraer es que PRODEIC responde consistentemente bien a los parámetros de diseño de intercambiadores, en forma similar a otras fuentes. En promedio, sin considerar el ejemplo 4 de Mukherjee (**Tabla 1**, sin datos de h en los tubos), y comparando con las fuentes consultadas, de los resultados de PRODEIC podemos esperar:

- Coeficientes de película de los tubos un 12,5% menores.
- Pérdidas de carga en los tubos un 80% mayores.
- Coeficientes de película del lado de la coraza un 7,5% mayores.
- Pérdidas de carga en la coraza un 50% mayores.
- Coeficientes globales U_c (equipo limpio) un 2,5% menores.
- Porcentajes de exceso de área un 12% mayores.

Esto significa que PRODEIC daría resultados razonablemente mayores y aceptables para los coeficientes de película y globales, pero que calcularía mayores pérdidas de carga para un mismo equipo. La pérdida de carga en los tubos, calculada según Kern es uno de los aspectos más evidentes, y a futuro estos procedimientos pueden ser adecuados y mejorados. Igualmente, para extraer mejores conclusiones, se necesitaría una comparación entre los mismos casos de las fuentes consultadas usando los programas HEXTRAN y HTRI, dado que los resultados de PRODEIC con los mencionados tienen diferencias promedio entre 2 y -25% para los coeficientes de película, y del 12% para las pérdidas de carga. En síntesis, podemos concluir que PRODEIC arroja resultados consistentes con los parámetros de diseño de un equipo de transferencia de calor y que podría constituirse en

una herramienta didáctica para fijar conceptos de intercambiadores sin cambio de fase en el ámbito universitario, guiando a los alumnos a través del proceso de diseño.

Reconocimientos

Se agradece la financiación de la Universidad Nacional de la Patagonia San Juan Bosco para el desarrollo del proyecto *PI 833: “PRODEIC – Programa para el diseño de intercambiadores de calor”* que ha permitido la compra de licencias Delphi 2010 XE2 Professional Academic Edition.

Referencias

- Bell, K.J., (1960). “Exchanger design based on the Delaware research program”, *Petro Chem Engineer*.
- Butterworth, D., (2004). “Process heat transfer 2010”, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 24; 1395-1407.
- Cao, E. (2004). “Transferencia de calor en ingeniería de procesos”, Primer Edición, *Transfecalor*.
- Cartaxo, S.J.M. y Fernandez, F.A.N., (2009). “Educational software for heat exchanger equipment”, *Wiley Periodicals Inc., Computer Appl. Eng. Educ.*, Vol. 18; 193-199.
- Gulyani, B.B. y Jain, A., (2001). “Temperature cross-based criterion for multipass heat exchanger design”, *Hydrocarbon Processing*.
- Kern, D.Q., (1980). “Procesos de transferencia de calor”, *Compañía Editorial Continental*, 14 Edición.
- Kara, Y.A. y Güraras, O., (2004). “A computer program for designing of shell-and-tube heat exchangers”, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 24; 1797-1805.
- Leong, K.C., Toh, K.C. y Leong, Y.C., (1998). “Shell and tube heat exchanger design software for educational applications”, *Int. J. Engng. Ed.*, Vol. 14, No 3; 217-224.
- Lona, L.M.F., Fernandez F.A.N., Roque, M.C. y Rodrigues, S., (2000). “Developing an educational software for heat exchangers and heat exchanger networks projects”, *Computers and Chemical Engineering*, Vol. 24; 1247-1251.
- Mukherjee, R., (1998). “Effectively design shell-and-tube heat exchangers”, *Chemical Engineering Progress*.
- Ravagnani, M.A.S.S. y Caballero, J.A., (2007). “A MINLP model for the rigorous design of shell and tube heat exchangers using the TEMA standards”, *Chemical Engineering Research and Design*, Vol. 85 (A10); 1423-1435.
- Serna, M. y Jimenez, A., (2005). “A compact formulation of the Bell-Delaware method for heat exchanger design and optimization”, *Chemical Engineering Research and Design*, Vol. 83 (A5); 539-550.
- Serth, R.W., (2007). “Process heat transfer – Principles and applications”, *Elsevier*, 1st Ed.
- Tian, Y., (2004). “A conceptual description of heat exchanger for programming”, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 24; 1171-1178.
- Vengateson, U., (2010). “Design of multiple shell and tube heat exchangers in series: E shell and F shell”, *Chemical Engineering Research and Design*, Vol. 88; 725-736.