

THETHDE: SOFTWARE PARA EL DISEÑO TÉRMICO-HIDRÁULICO DE INTERCAMBIADORES DE CALOR MULTITUBULARES

ZUECO JORDÁN, Joaquín

joaquin.zueco@upct.es

ETSII de Cartagena, Departamento de Ingeniería Térmica y Fluidos, UPCT

RESUMEN

En el presente artículo se presenta un software desarrollado para el diseño térmico e hidráulico de intercambiadores de calor tubulares. Los Intercambiadores de calor del tipo carcasa y tubos son equipos estáticos ampliamente utilizados en la industria (gas natural, petroquímica, ect.), en los procesos donde se necesita un intercambio de calor entre dos sustancias, lo cual ha convertido a estos equipos en uno de los de mayor uso a nivel industrial hoy en día. Los tipos de intercambiadores que pueden analizarse mediante este software son los de doble tubo, multitubo y carcasa tubo. El software permite el cálculo completo de este tipo de dispositivos, indicándose los límites operativos de funcionamiento, las velocidades y la pérdida de carga de los fluidos, el espacio disponible en planta, dimensiones geométricas (características de los tubos, ect), el nivel de ensuciamiento de ambos fluidos (corrosión de los fluidos), la presión de trabajo, coeficientes convectivos del lado tubos y carcasa, etc. La caída de presión generada en un intercambiador de calor carcasa y tubos es un aspecto determinante al momento de diseñarlo térmicamente, ya que la misma es limitada por los requerimientos hidráulicos del circuito del proceso.

Este software también permite realizar un análisis de sensibilidad de los principales parámetros de diseño, por ejemplo la temperatura, calor intercambiado, eficiencia, NTU, número de horquillas, caída de presión (lado tubos y carcasa); en función de los diferentes parámetros que caracterizan este tipo de diseño, como son el, tipo de intercambiador, material de construcción, longitud del intercambiador, espaciamiento de los deflectores, porcentaje de corte de los mismos, tipo de arreglo, pitch-point, espaciamiento entre tubos, ect; que le servirá de guía a los diseñadores, mejorarán los diseños y permitirá la optimización de los tiempos de entrega de los trabajos. Estos resultados se podrán visualizar de manera gráfica o bien mediante ficheros de texto. El efecto del empleo de superficies aleteadas (radiales y axiales) es también posible. El programa está basado en la bibliografía más actual existente, sin olvidar los textos clásicos de la materia. Finalmente, señalar que el programa permite el cambio entre el sistema internacional y el técnico inglés de unidades.

Palabras clave: Intercambio de calor, tubos, carcasa, coeficiente convectivo, superficie aleteada

1. Introducción

El software **THETHDE** (Tubular Heat Exchangers Thermal & Hydraulic Design) es presentado en este artículo. El software emplea de manera complementaria los métodos de cálculo LTMD y NTU, permitiendo el empleo de numerosas sustancias, así como de un buen número de correlaciones empíricas actualizadas y verificadas. El diseño de un intercambiador de calor consiste en un conjunto sistemático de cálculos de suposiciones y pruebas, mediante comparación con parámetros preestablecidos como lo son el ensuciamiento, el área de diseño de intercambio de calor y caída de presión permisibles para cada fluido. Si la comparación no resulta satisfactoria en base a ciertos criterios que se establecerán en una sección posterior, se debe iniciar una nueva prueba cambiando algunos parámetros supuestos inicialmente como por ejemplo los diámetros de las tuberías, número de pasos por los tubos, tamaño de carcasa, espaciado entre los deflectores y otros.

2. Introducción: HETHDE Software

En este apartado se detalla el contenido y las posibilidades que posee el software desarrollado. La figura 1 muestra la pantalla inicial donde queda inicialmente definido el planteamiento del diseño del intercambiador.

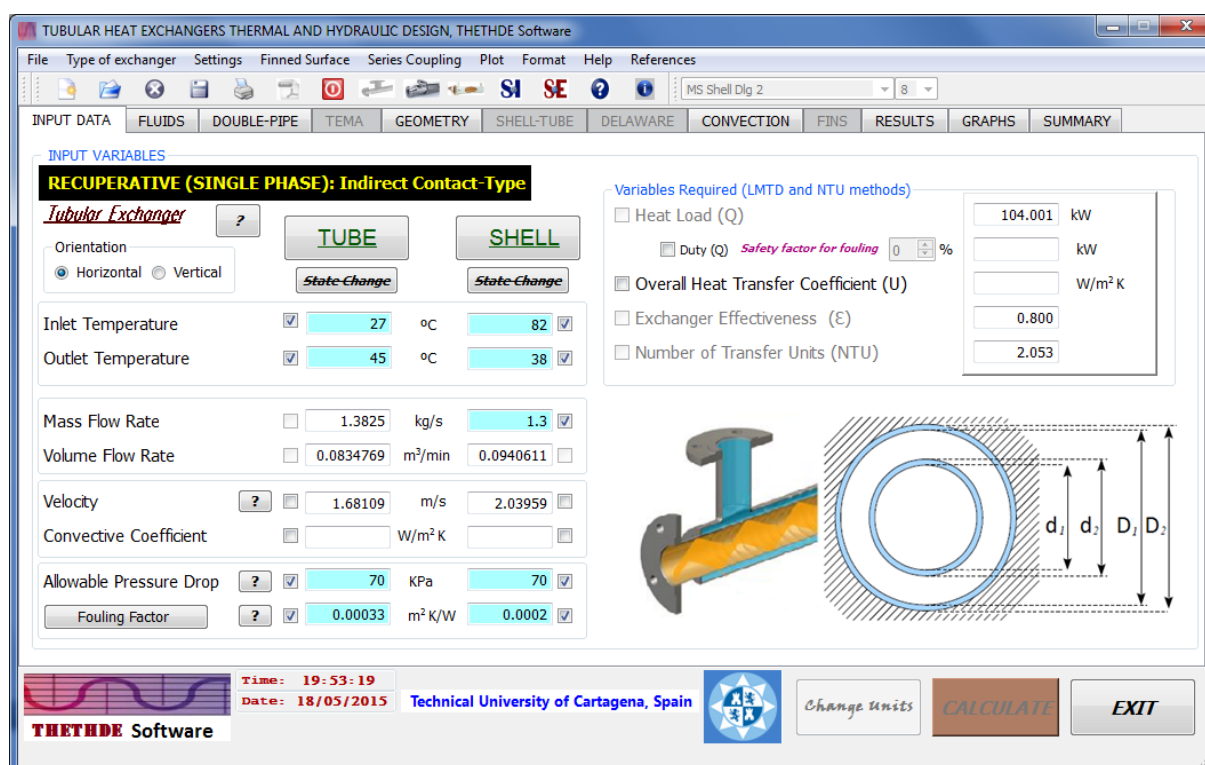


Figura 1: Menu INPUT DATA.

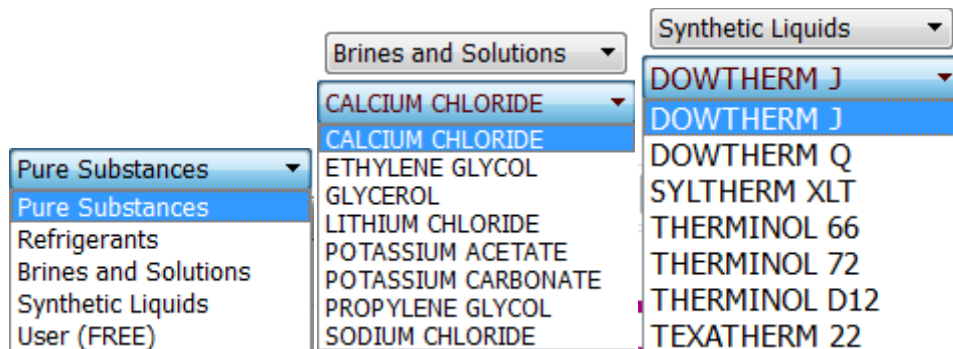


Figura 2: Fluidos de trabajo.

La figura 1 muestra el caso de analizar un intercambiador monofásico de contacto indirecto (también se puede analizar el caso bifásico). Las casillas marcadas en color son las variables de entrada. La pérdida de carga admisible y los factores de ensuciamiento quedan aquí definidos. Los fluidos de trabajo aparecen en un menú desplegable (ver figura 2). Las propiedades termofísicas de los fluidos se muestran en la figura 3, junto con la eficacia, NTU y el incremento de temperatura logarítmico medio. Estas pantallas son idénticas para cualquier tipo de intercambiador seleccionado.

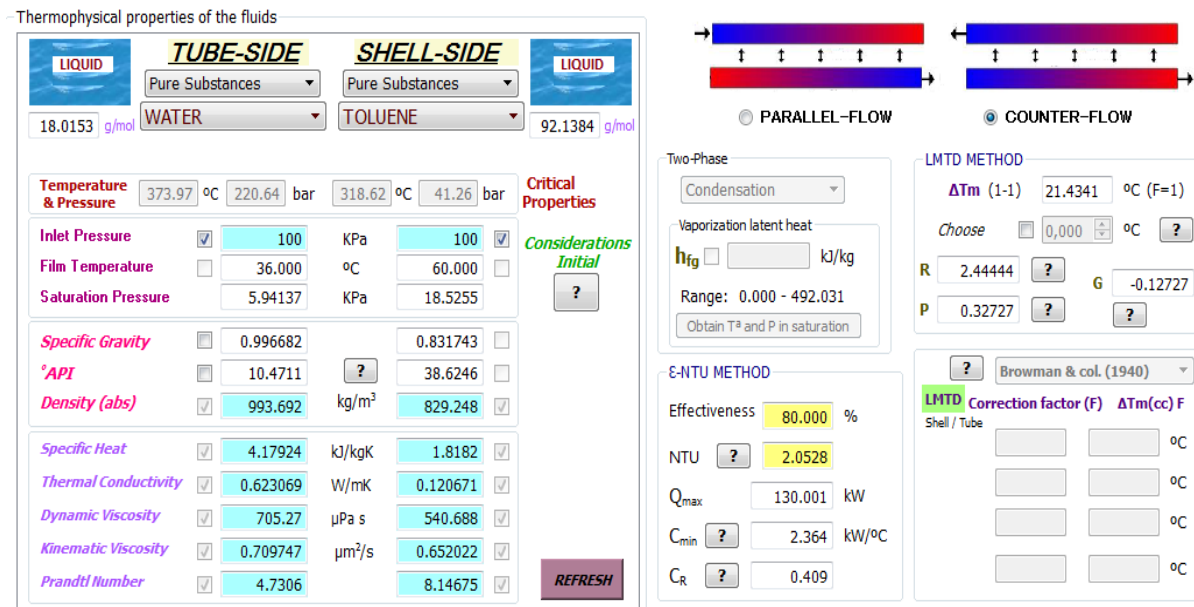


Figura 3: Propiedades termofísicas de los fluidos

3. Intercambiador de Doble-Tubo y Multi-Tubo

Este tipo de intercambiador permite tres tipos de configuraciones:



El intercambiador de calor más sencillo se compone de un tubo dentro de otro tubo; este montaje de corrientes paralelas funciona, tanto en contracorriente como en equicorriente, circulando el fluido caliente o el frío a través del espacio anular, mientras que el otro fluido circula por la tubería interior. Las configuraciones serie/paralelo se emplean para reducir la pérdida de carga en el lado tubos o carcasa, ya que el caudal másico es dividido, disminuyendo la velocidad de paso.

Cuando las necesidades de superficie de intercambio de calor son elevadas, el empleo de varios tubos concéntricos en serie o paralelo, puede no resultar económico; por lo que se suele recurrir en estos casos a colocar tubos interiores (multi-tubo), y en la mayoría de los casos se construyen formando un conjunto de carcasa y tubos, de forma que se utiliza una carcasa común para muchos tubos (tipo carcasa-tubo).

El número de pasos paralelos puede elegirse en esta pantalla, aunque posteriormente puede ser alterado, a conveniencia del usuario y en función del resultado obtenido. Si el intercambiador a diseñar es un multi-tubo, es necesario indicar el número de tubos que va a poseer el intercambiador.

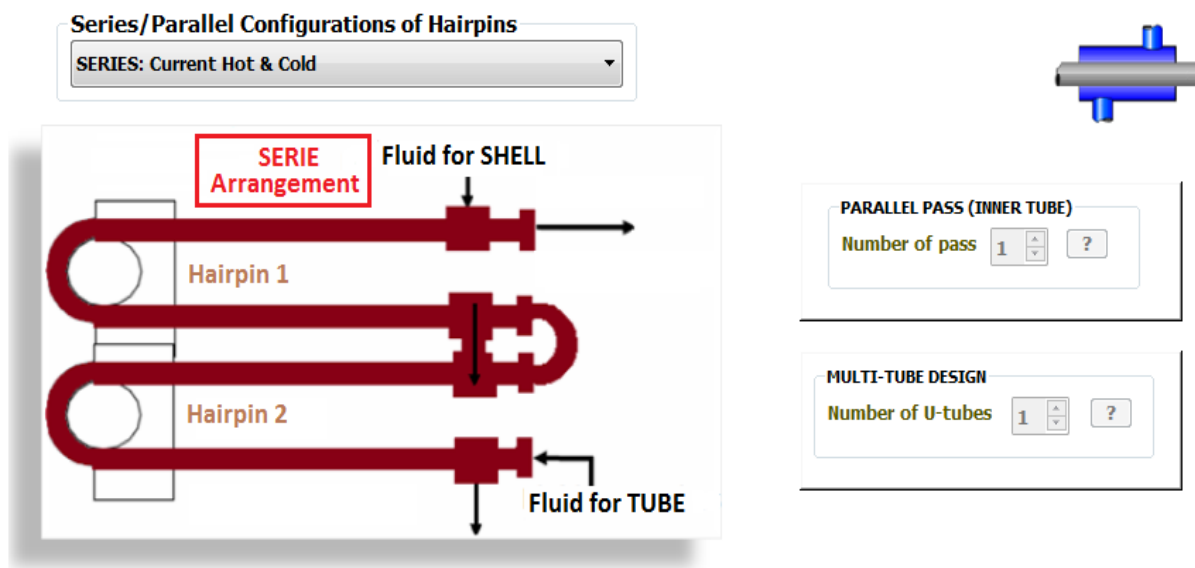


Figura 4: Configuraciones del intercambiador.

Thermal Conductivity
 309 Stainless steel Negligible conductive resistance
 ? 50.189 W/mK

Tube Length
 5.0 m Tube length 5.000 m

Inner Tube
 Nominal Diameter DN Inside diameter, d1 32.46 mm
 1-1/4 in (80) IPS Outside diameter, d2 42.16 mm
 Iron Pipe Size (IPS) Tube thickness 4.85 mm

Tubes Cross-Flow Surface **Outside Surface**
 827.607 mm² ? Per tube m² ?

Outer Tube
 Nominal Diameter DN Inside diameter, D1 52.50 mm
 2 in (40) IPS Outside diameter, D2 60.33 mm
 Iron Pipe Size (IPS) Tube thickness 3.91 mm

Figura 5: Parámetros de diseño: material, longitud y tuberías

La figura 5 muestra el menú donde se introducen los parámetros de las tuberías: tipo de material, longitud, y diámetros nominales de las mismas.

Cuando a un intercambiador le aumentamos la superficie de intercambio de calor, conseguimos aumentar la transferencia de calor. Las aletas (figura 6) son los dispositivos empleados para conseguir este efecto. Estas pueden ser de muchos tipos, siendo las más usadas, las longitudinales, las transversales y las acañadas. El número de aletas y los parámetros geométricos de las mismas deben ser definidos. La eficiencia de la aleta, así como la eficacia del sistema global aleteado es calculada, calculando previamente el coeficiente convectivo exterior.

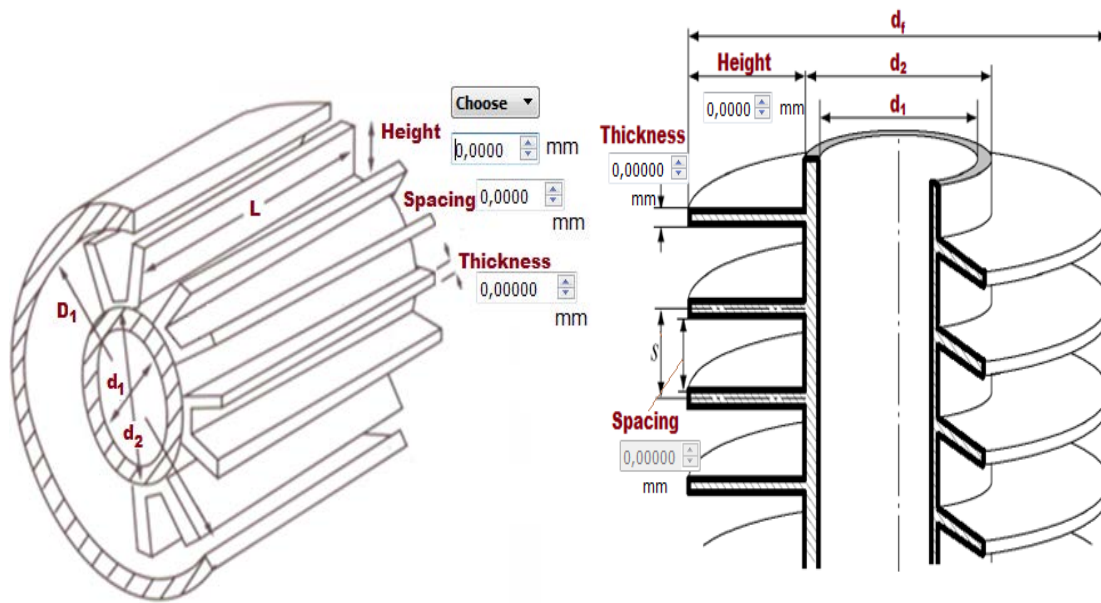


Figura 6: Sistemas aleteados: Aleta longitudinal y aleta radial

The screenshot shows a software interface for convection calculations. It includes several sections:

- Reynolds Number:** $Re = \frac{\rho u D}{\mu}$. Calculated values: Tube-Side = 76886.8, Shell-Side = 32337.7.
- Nusselt Number:** $Nu = \frac{h D}{k}$. Calculated values: Tube-Side = 347.037, Shell-Side = 174.9.
- Viscosity Effect:** $T_w = \frac{T_{f,i} + T_{f,o}}{2}$. Input: 48,000 °C.
- Convective coefficient:** **TUBE-SIDE** = 6661.13 W/m²K, **SHELL-SIDE** = 2041.57 W/m²K.
- Overall heat transfer coefficient:** U (clean) = 1258.39 W/m²K (Outside surface), 968.805 W/m²K (Inside surface); U (fouled) = 702.589 W/m²K (Outside surface), 540.909 W/m²K (Inside surface).
- Correlations (EXTERNAL FLOW):**
 - $\bar{Nu} = 0.023 Re^{0.8} Pr^n$ Dittus & Boelter (1930)
 - $\bar{Nu} = 5.0 + 0.015 Re^m Pr^n$ Sleicher & Rouse (1975)
 - $\bar{Nu} = 5.0 + 0.012 Re^{0.87} (Pr + 0.29)$ Sleicher & Rouse (1975)
 - $\bar{Nu} = \frac{(f/2) Re Pr}{1.07 + 12.7 (f/2)^{1/2} (Pr^{2/3} - 1)}$ Petukhov (1970)
 - $\bar{Nu} = 0.022 Re^{0.8} Pr^{0.5}$ Dittus & Boelter (Modified) (1930)
 - $\bar{Nu} = \frac{(f/2)(Re - 1000) Pr}{1.0 + 12.7 (f/2)^{1/2} (Pr^{2/3} - 1)}$ Gnielinski (1976)
 - $\bar{Nu} = 0.0214 (Re^{0.8} - 100) Pr^{0.4}$ Gnielinski (1976)
 - $\bar{Nu} = 0.012 (Re^{0.87} - 280) Pr^{0.4}$ Gnielinski (1976)
 - $\bar{Nu} = 3.66 + \frac{0.19 (Re Pr D/L)^{0.8}}{1.0 + 0.117 (Re Pr D/L)^{0.467}}$ Hausen (1959)

Figura 7: Menú de convección

En el menú de convección (figura 7) se obtiene inicialmente los números de Reynolds, y posteriormente eligiendo la correlación adecuada (hay botones de ayuda para consultar) se obtiene los valores de Nusselt y coeficientes convectivos para los lados de tubos y carcasa. Posteriormente el programa calcula los coeficientes globales de transmisión del calor, limpios y de ensuciamiento.

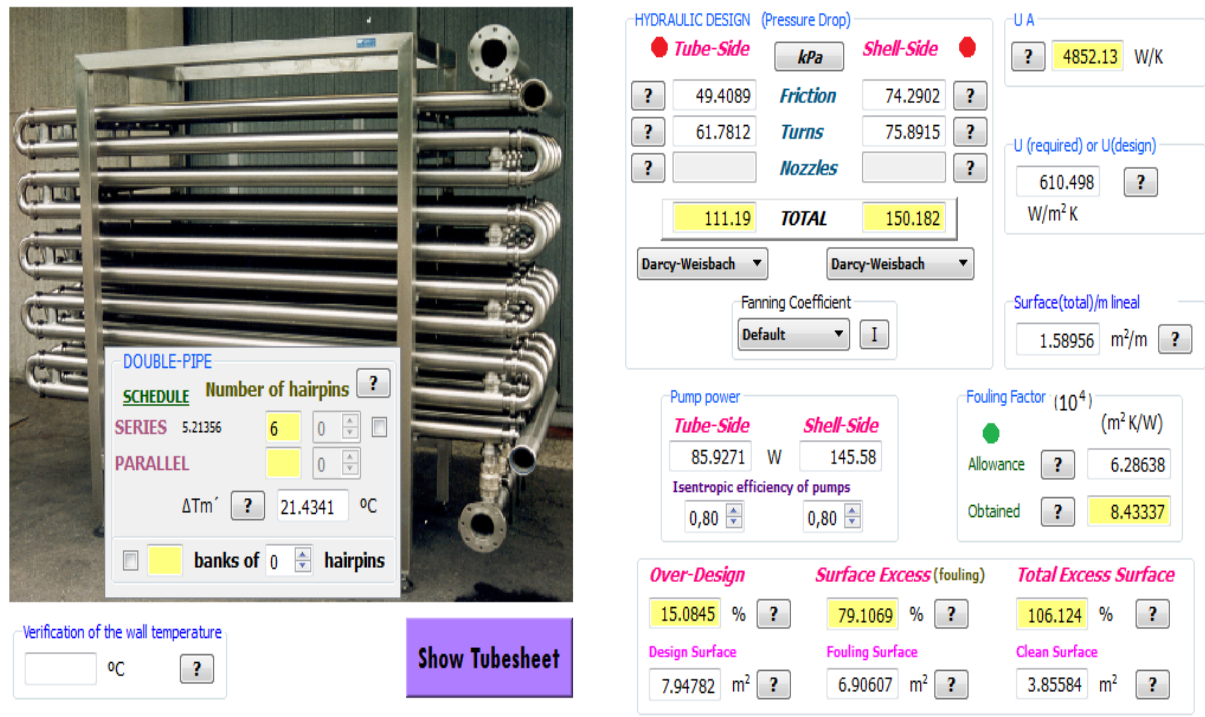


Figura 8: Resultados

La figura 8 muestra los resultados obtenidos en un primer ensayo, para un intercambiador de doble tubo de configuración serie/serie. El número de hairpins acopladas en serie es de 6. Las pérdidas de carga en los lados de tubos y carcasa, factor de ensuciamiento, UA, sobre-diseño, exceso de área, exceso de área total, área de intercambio/metro lineal, potencias consumidas por las bombas, así como un esquema de la instalación (ver figura 9), son los resultados aportados por el programa para este tipo de intercambiador.

Se puede observar, que las pérdidas de carga por el lado tubos y lado carcasa, superan el máximo admisible, por ello sería necesario aplicar modificaciones al diseño con el fin de adecuarlas a los requerimientos exigidos por el fabricante. Sin embargo, el factor de ensuciamiento y el sobre-diseño se encuentran en valores óptimos de diseño.

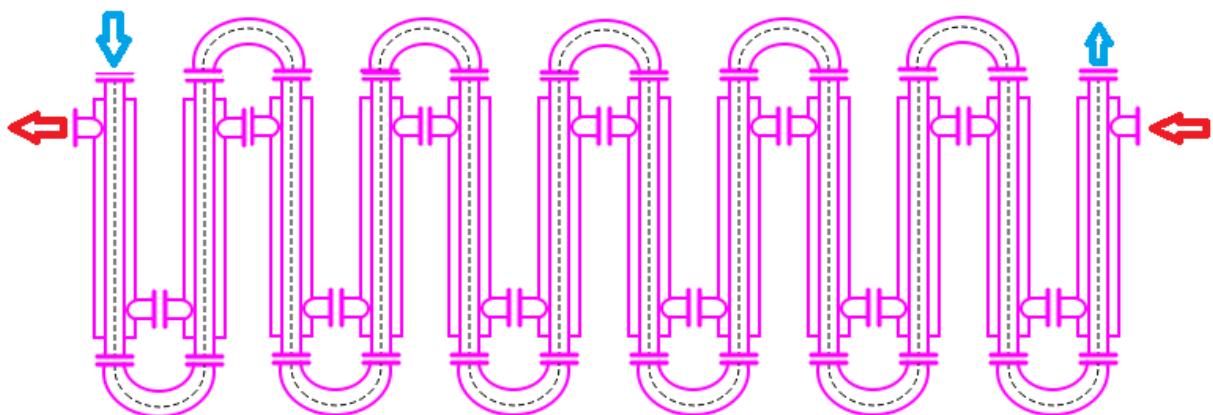


Figura 9: Instalación serie/serie para un intercambiador doble-tubo.

4. Intercambiador Carcasa-Tubo

El software tiene programados diferentes métodos de cálculo para diseñar este tipo de intercambiador, incluyendo los métodos de Kern y de Bell-Delaware. Los parámetros de diseño pueden observarse en la figura 10. El tipo de intercambiador E (TEMA) el más extendido y por ello, el software desarrollado dispone de mayor potenciabilidad/prestaciones para su diseño.

Intercambiadores de cabezal fijo, de tubos en U (intercambiadores que no tienen uniones internas y los tubos periféricos se pueden colocar muy cerca de la cara interna de la carcasa) o de cabeza flotante (tiene una hoja de tubos fijas, mientras que la otra flota libremente permitiendo el movimiento diferencial entre la carcasa y los tubos) pueden ser seleccionados. Además, las configuraciones típicas de distribución de tubos de 90°, 45°, 60° y 30° están disponibles. El tipo de corte, segmento o de tipo donuts, puede ser seleccionado.

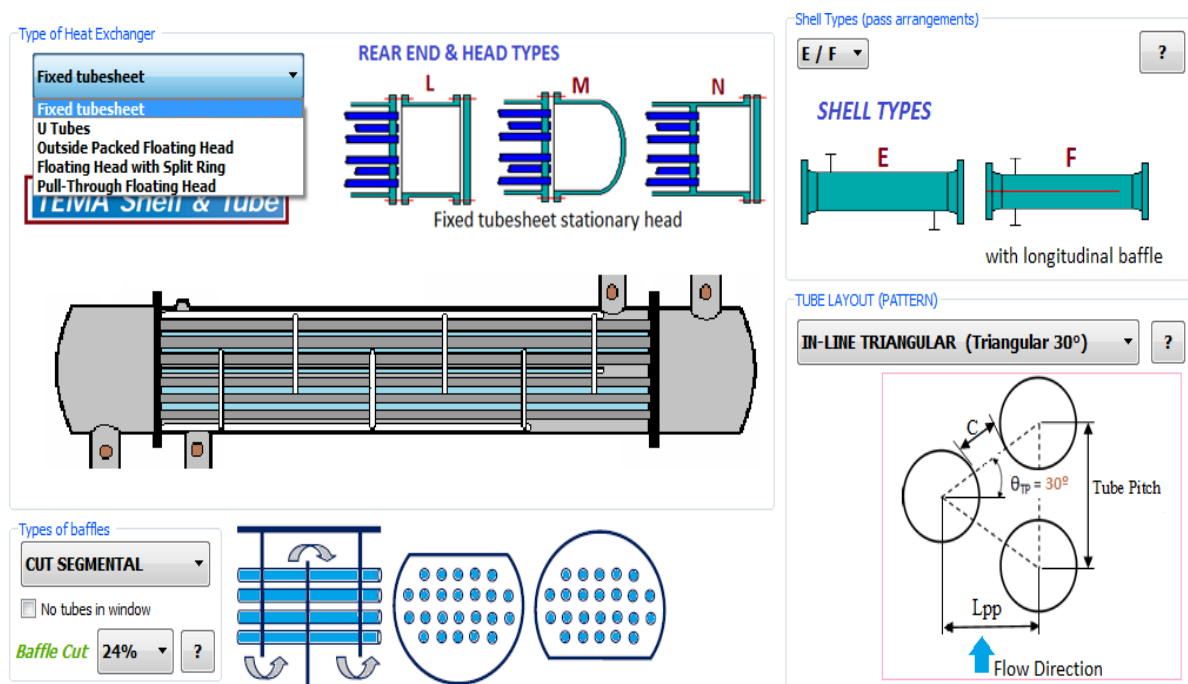


Figura 10: Parámetros de diseño

Partiendo de un coeficiente global de transmisión del calor (U), que es función de los fluidos que circulan por los tubos y por la carcasa (ver figura 12), se puede obtener una superficie y un número de tubos estimado. Fijando el tube-pitch (TP), número de pasos por tubos y consultando referencias bibliográficas (que incorpora el software) del número de tubos en función del TP , disposición geométrica de los tubos (triangular o cuadrada) y el diámetro exterior de los tubos; es posible estimar el diámetro de la carcasa y el número de tubos total. El siguiente paso sería recalcular el área de diseño y el U de diseño. Finalmente, definiendo el espaciado entre deflectores, obtendríamos el número de deflectores, o bien fijando éste obtendríamos el espaciado.

Algunas recomendaciones prácticas con el corte de los deflectores, es que al disminuir éste, mayor es la turbulencia provocada, mayores son los coeficientes de transferencia de calor y mayores son las caídas de presión en la carcasa. La experiencia ha demostrado que cortes de 25% dan coeficientes bastante altos con valores moderados de caídas de presión. Por otro lado, es recomendable no operar con condiciones extremas del espaciado de deflectores, ya que distancias muy cortas pueden producir excesivas fugas entre los deflectores y la carcasa, y muy amplias tienden a convertir el flujo en axial en lugar de a través del haz de tubos lo que disminuirá el coeficiente de transferencia de calor.

Una alternativa que existe cuando para tipo de una carcasa dada ninguno de los pasos permite una caída de presión razonable, es disminuir o aumentar el tamaño de la carcasa e iniciar el tanteo con el número de pasos nuevamente.

Shell

Shell thickness ? 3/8"

Shell ID, Ds in mm

Shell OD ? mm

Shell cross area ? mm²

Cross-Flow area mm² ?

Shell Passes 1 pass

Tubes

Effective tube length m ?

Cross-flow area mm² ?

Tube Passes Per pass mm² ? Choose 2

Design Parameters

Number of baffles ? 1

Baffle spacing central Choose ? mm

Tube layout clearance, C ? mm

Tube layout pitch, Lpp ? mm

Selection of the number of tubes

1 Recalculate U and A

Tube pitch Choose ? mm

App. Proc. Design Chemical Petroch. Plants

Choose U(estimated)

500 W/m² K

CALCULATE Estimated **Help**

DESIGN AREA for equipment connected in series

m²

U(design)

W/m² K

Estimated Parameters

Surface ? m²

Number of Tubes ?

Shell inside diameter ? mm

37	35	33	31	29	27	25	23 1/4	21 1/4	19 1/4	17 1/4	15 1/4	13 1/4	12	10	8	Di	SHELL (plg)		
1,242	1,088	964	846	734	626	528	452	370	300	228	166	124	94	58	32	3/4	in. on 1 1/2 in. Δ	Fixed Tube	2 Tube Passes
1,088	972	858	746	646	556	468	398	326	264	208	154	110	90	56	28	3/4	in. on 1 in. Δ		
946	840	746	644	560	486	408	346	280	222	172	126	94	78	48	26	3/4	in. on 1 in. □		
688	608	530	462	410	346	292	244	204	162	126	92	62	52	32	16	1	in. on 1 1/4 in. Δ		
584	522	460	402	348	298	248	218	172	136	106	76	56	40	26	12	1	in. on 1 1/4 in. □	U Tube	
1,126	1,008	882	768	648	558	460	398	304	234	180	134	94	64	34	8	3/4	in. on 1 1/2 in. Δ		
1,000	882	772	674	566	484	406	336	270	212	158	108	72	60	26	8	3/4	in. on 1 in. Δ		
884	778	688	586	506	436	362	304	242	188	142	100	72	52	30	12	3/4	in. on 1 in. □		
610	532	466	396	340	284	234	192	154	120	84	58	42	26	8	XX	1	in. on 1 1/4 in. Δ		
526	464	406	356	304	256	214	180	134	100	76	58	38	22	12	XX	1	in. on 1 1/4 in. □		

Selection of the Shell ID

Choose mm

L/Ds ?

Shell-Bundle Clearance, Lbb mm ?

Shell-Baffle Clearance, Lsb mm ?

Additive Safety

SOURCE: E.E. Ludwig, APPLIED PROCESS DESIGN FOR CHEMICAL AND PETROCHEMICAL PLANTS. V-3, 3th Edition, GPP (2001)

Figura 11: Protocolo de resolución: Diámetro de la carcasa

Typical Values of Overall Heat-Transfer Coefficients

ESTIMATION: Overall Heat-Transfer Coefficient, U Liquid-Liquid

TUBE-SIDE	SHELL-SIDE	(W/m ² °C)	(Btu/h ft ² °F)
Water	Water	1140-1420	200-250
Water	DeminerIALIZED water	1700-2840	300-500
Caustic soda solutions(10-30%)	Water	570-1420	100-250
Water	Tall oil derivatives, vegetable oil, ect	115-285	20-50
Heavy oils	Heavy oils	57-230	10-40
Water	Heavy oils	85-285	15-50
Water	Lube oil (low viscosity)	142-285	25-50
Water	Lube oil (high viscosity)	230-455	40-80
Oil	Lube oil	62-115	11-20
Water, DEA	Ethanol amine (MEA or DEA)	140-200	140-200
Water	Fuel-oil	85-142	15-25
Oil	Fuel-oil	57-85	10-15
Water	Gasoline	340-570	60-100
Water	Kerosene/gas oil	142-285	25-50
Oil	Kerosene/gas oil	115-200	20-35
Trichloroethylene	Kerosene/jet fuel	230-285	40-50
Water	Naphtha	1300-1700	230-300
Oil	Naphtha	285-400	50-70
Water	Jacket water	142-200	25-35
Water	Organic solvents	285-850	50-150
Brine	Organic solvents	200-510	35-90
Organic solvents	Organic solvents	115-340	20-60
Water	Wax distillate	85-142	15-25
Oil	Wax distillate	74-130	13-23

Figura 12: Estimación inicial de U

En el diseño de un intercambiador de calor, es importante conocer el efecto que producen las variables que intervienen en el mismo, tales como dimensiones, arreglos de tubo, espaciado entre los deflectores, velocidades máxicas, las que producen cambios en los coeficientes de transferencia de calor individuales y globales, repercutiendo en forma directa sobre el área de transferencia de calor del equipo. Para ello, hay un menú denominado análisis de sensibilidad. Finalmente, el menú SUMMARY presenta los datos técnicos del diseño del intercambiador, pudiéndose editar en el propio programa, guardar en un fichero e imprimir. Las figuras 13 y 14 muestran algunos resultados de la aplicación del método Bell-Delaware.

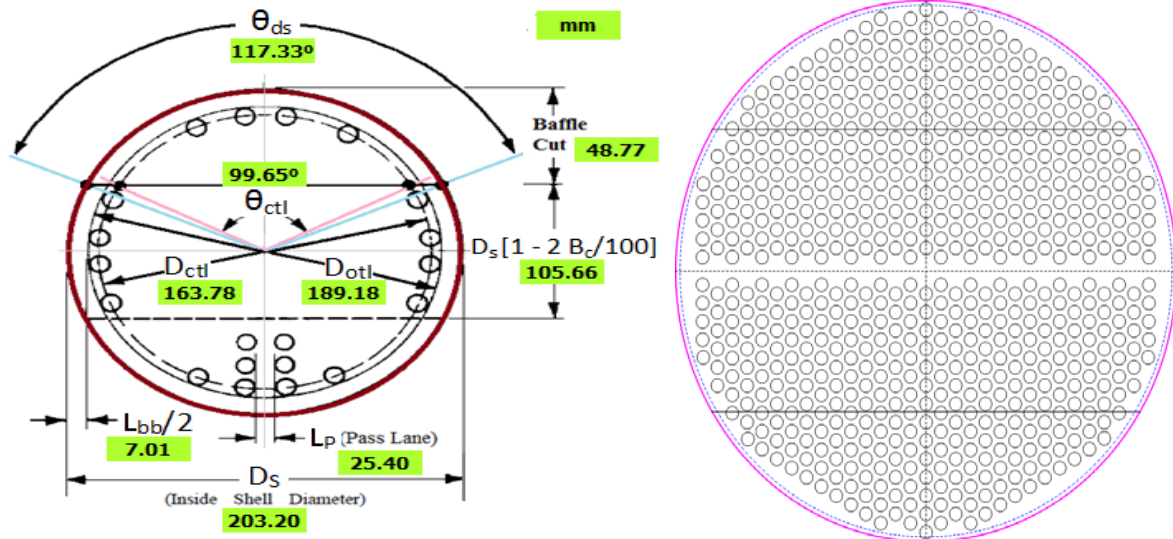


Figura 13. Método Bell-Delaware (parámetros característicos)

<i>Cross-flow area shell centerline</i>	5517.59	mm ²	1281.62	<i>Bypass area shell - tube bundle</i>
<i>Window area without tubes</i>	5984.80	mm ²	1683.73	<i>Shell-baffle leakage area</i>
<i>Number of tubes in window</i>	2		15	<i>Total number of tubes in shell (calculated)</i>
<i>Window area occupied by tubes</i>	1013.43	mm ²	627.76	<i>Tube-baffle leakage area</i>
<i>Net cross-flow window area</i>	4971.38	mm ²		
<i>Number of tube rows in the cross flow zone</i>	4.00		1.00	<i>Number of tube rows in a window</i>

Figura 14. Algunos resultados del método Bell-Delaware

5. Conclusiones

Se ha desarrollado un software capaz de diseñar (térmica e hidráulicamente) de manera rápida, eficaz y completa, intercambiadores de calor tubulares, incluyendo condensadores y evaporadores. El programa incorpora un número importante de sustancias de trabajo para el cálculo de las propiedades termofísicas, permitiéndose la elección libre de éstas por el usuario. Las correlaciones empíricas empleadas se han seleccionada de manera minuciosa. El método Bell-Delaware está programado en detalle, obteniéndose mediante el mismo un estudio completo del diseño de intercambiadores del tipo carcasa-tubo. El análisis de sensibilidad de las principales variables de diseño proporciona un valor añadido al software. La interfaz con el usuario es agradable, y el menú de ayuda hace mucho más fácil su empleo.

6. Referencias

- [1] KAKAÇ S., LIU H., PRAMUANJAROENKIJ A., *Heat Exchangers: Selection, Rating, and Thermal Design, Third Edition*, Taylor & Francis Group, CRC Press (2012)
- [2] SERTH RW, LESTINA, TG, *Process Heat Transfer: Principles Applications and Rules of Thumb, Second Edition*, Elsevier (2014)
- [3] KERN, DQ, *Procesos de Transferencia de Calor*, Compañía Editorial Continental, S.A., México (1974)
- [4] LUDWIG EE, *Applied Process Design for Chemical and Petrochemical Plant, Third Edition*, Gulf Publishing Company (2001)