

Universidad de Buenos Aires

67.31 - Transferencia de Calor y Masa

TP Diseño de intercambiadores de calor.

Pedro Nicolás Rey- Padrón: 100484

Diseño de intercambiador de calor de casco y tubos

Resumen

Mediante el siguiente trabajo práctico se pretende realizar el proceso de diseño de un intercambiador de calor de casco y tubos. Para este cometido, se siguen los lineamientos planteados en el libro de Eduardo Cao *"Intercambiadores de Calor"*.

Enunciado

- Determinar las características de un intercambiador de casco y tubos que cumpla con los requerimientos.
- Calcular las caídas de presión de ambas corrientes en su paso por el equipo.
- Hacer un plano conceptual a escala del equipo.
- Hacer un plano a escala de la placa portatubos y su relación con la carcasa.
- Durante la operación, el proceso sufre cierto desbalance que hace que la temperatura de entrada del agua de proceso aumente 5°C. Manteniendo los caudales constantes, determinar las nuevas temperaturas de salida. ¿Verifican las condiciones de funcionamiento requeridas? (Se recomienda utilizar el método e-NUT)
- En los casos que no verifiquen, se dispone de un sistema de control del caudal del flujo de servicio, para poder llevar al equipo dentro de los parámetros de funcionamiento adecuados. ¿Cuál es este nuevo caudal? (Se recomienda utilizar el método e-NUT)

Datos

Teniendo en cuenta que el ultimo numero de padrón UNP=4, los datos particulares para el TP resultan

Proceso (tubos)	TCE [C]	72
	TCS [C]	50
	mc [kg/s]	4.9
Servicio (carcasa)	TFE [C]	25
	TFSmax [C]	40
	TFS [C]	40

Cuadro 1: Datos particulares.

Consideraciones previas

Como consideraciones previas, en este trabajo se utiliza en todo momento el sistema de unidades kg-s-m-°C y todos sus respectivos múltiplos. Durante el TP se intenta explicitar todos los datos de los fluidos utilizados, pero en caso de haberse omitido alguno, los mismos fueron obtenidos del programa *EES Professional V9.433*¹

Resolución

Comenzamos planteando la ecuaciones básicas de conservación de energía para el intercambiador como

$$\dot{Q} = \dot{m}_c \cdot C \cdot (T_{CE} - T_{CS}) \quad (1)$$

$$\dot{Q} = \dot{m}_f \cdot C \cdot (T_{FS} - T_{FE}) \quad (2)$$

$$DTLM_{cc} = \frac{(T_{CS} - T_{FE}) - (T_{CE} - T_{FS})}{\ln\left(\frac{T_{CS} - T_{FE}}{T_{CE} - T_{FS}}\right)} \quad (3)$$

De ellas se obtiene que

$$\dot{m}_f = 7,19 \frac{kg}{s}$$

$$DTLM_{cc} = 28,36^\circ C$$

Luego,

$$\dot{Q} = U \cdot A \cdot DTLM_{cc} \cdot F_t \quad (4)$$

Dado que el diseño se basa en encontrar el valor de $U_{real} \cdot A_{real}$ debemos encontrar el valor F_t . Este valor va a depender de las temperaturas en la entrada y salida de cada fluido y de la cantidad de pasos por carcasa del fluido frío (i.e. es el fluido que fluye por el exterior de los tubos). Para su determinación se utilizan los gráficos presentados en el *Apendice I*² del libro de Cao. Para entrar a dichos gráficos se necesitan los siguiente parámetros:

$$S = \frac{T_{FS} - T_{FE}}{T_{CE} - T_{FE}} = 0,32$$

$$R = \frac{T_{CE} - T_{CS}}{T_{FS} - T_{FE}} = 1,47$$

¹De todas formas, en el mail con la entrega se enviará la planilla de Excel utilizada para los cálculos, donde todos los valores son fácilmente consultables.

²Se considera 1 paso por carcasa.

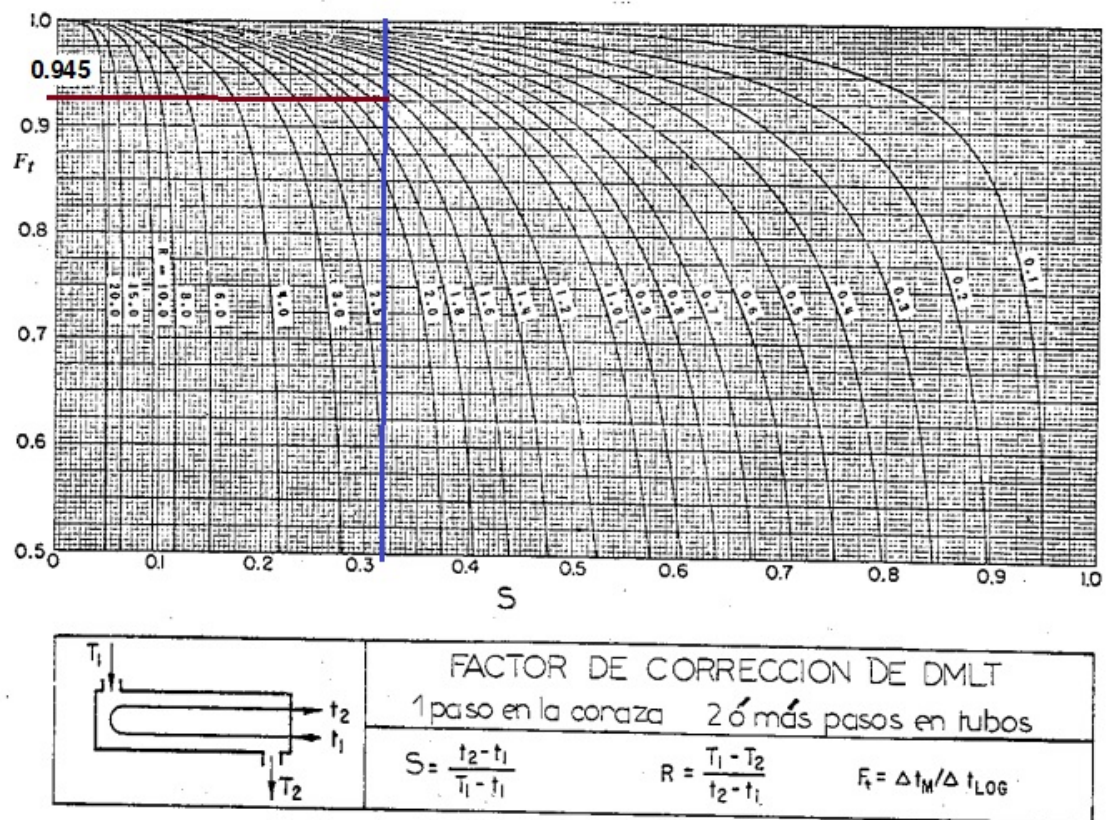


Figura 1: Determinación del valor de F_t

Por ende, se obtiene

$$F_t = 0,945$$

Se obtiene de (4) que

$$U \cdot A = 16827,8 \frac{J}{s \cdot m^2 \cdot ^\circ C} \quad (5)$$

Luego, para continuar con el diseño se propone un valor de U . Este valor se obtiene de tablas y para intercambiadores de agua-agua se espera que este en el intervalo $800 - 1600 \frac{J}{s \cdot m^2 \cdot ^\circ C}$. Se propone un valor de $U = 800 \frac{J}{s \cdot m^2 \cdot ^\circ C}$ ³. De (5) se llega a

$$A_{est} = 21,03 m^2$$

Luego, se deben seleccionar los tubos a utilizar. Debido a que los tubos suelen ser entregados de a $12m$, se considera que $L_t = 1,5m$. Para el diseño mecánico de los mismos se toma que $D = 1'' = 0,0254m$ y $e = 0,0009m$. Por ende, $D_i = 0,0236m$. De aquí puede obtenerse que

$$N_t^{est} = \frac{A_{est}}{\pi \cdot D \cdot L_t} \quad (6)$$

Se obtuvo que $N_t^{est} = 200$.

Como se desea que el valor de h_i sea alto, pero evitando aumentar de forma excesiva las pérdidas de presión, se plantea que

$$Re_d = \frac{4 \cdot \dot{m}_t}{\pi \cdot \mu \cdot D_i} \frac{N_{p_t}}{N_t^{est}} > 10000 \quad (7)$$

$$N_{p_t} > 10000 \cdot \frac{\pi \cdot \mu \cdot D_i \cdot N_t^{est}}{4 \cdot \dot{m}_t} = 4,17$$

Dado que N_{p_t} debe ser un número entero y que por razones constructivas es preferible que sea un número par, se considera

$$N_{p_t} = 6$$

Ahora, conociendo el número de pasos por tubos que va a realizar el fluido de proceso y teniendo un estimado del número de los tubos, se utilizan las tablas presentadas en el *Apéndice 8* del libro de Cao para determinar el número real de tubos y las dimensiones de la carcasa que cumplan las normas en pertinentes.

³Este valor en cuestión está basado en iteraciones previas, pero se detallará el proceso para la iteración final.

DISPOSICION DE TUBOS EN INTERCAMBIADORES DE CALOR .											Diámetro carcasa (pulgada)	
25	23 ¼	21 ¼	19 ¼	17 ¼	15 ¼	13 ¼	12	10	8			
440	372	294	230	174	116	80	XX	XX	XX	3/4" en 15/16" Δ	Seis pasos tubos fijos	
388	322	258	202	156	104	66	XX	XX	XX	3/4" en 1" Δ		
324	266	212	158	116	78	54	XX	XX	XX	3/4" en 1" □		
226	182	150	112	82	56	34	XX	XX	XX	1" en 1 1/4" Δ		
184	154	116	86	66	44	XX	XX	XX	XX	1" en 1 1/4" Δ		
416	358	272	206	156	110	74	XX	XX	XX	3/4" en 15/16" Δ	Seis pasos tubos en "U"	
366	300	238	184	134	88	56	XX	XX	XX	3/4" en 1" Δ		
322	268	210	160	118	80	56	XX	XX	XX	3/4" en 1" □		
206	168	130	100	68	42	30	XX	XX	XX	1" en 1 1/4" Δ		
182	152	110	80	60	42	XX	XX	XX	XX	1" en 1 1/4" □		

Figura 2: Determinación del numero de tubos y dimensiones de la carcasa.

Por lo tanto se considera que el numero de tubos que va a poseer el intercambiador es de 182 con una disposición de triangulo (1" separados $1\frac{1}{4}$ "). Para esta disposición

$$D_s = 23\frac{1}{4}" = 0,5906m$$

Ahora, se hace posible conocer el area real de intercambio como

$$A_{real} = \pi \cdot L_t \cdot D \cdot N_t \quad (8)$$

$$A_{real} = 21,78m^2$$

Luego, el desarrollo ahora debe centrarse en calcular el valor de U . Recuperando la (7) se obtiene

$$Re_d = 18962$$

De EES para T_{CM} es $Pr = 2,995$. Teniendo en cuenta que el flujo va a ser turbulento debido al Re_d ,

$$Nu'_t = 0,023 \cdot Re_d^{0.8} \cdot Pr^{0.3333} \quad (9)$$

$$Nu'_t = 87,67$$

Recordando de la definición del numero adimensional utilizado

$$h'_i = \frac{Nu'_t \cdot k}{D_i} \quad (10)$$

Nuevamente, utilizando EES se obtiene $k = 0,6419 \frac{J}{sm^{\circ}C}$, por lo tanto

$$h'_i = 2384,5 \frac{J}{sm^2^{\circ}C}$$

Este valor debe ser corregido para tener en cuenta la temperatura en la pared. Luego, para el flujo en la carcasa siguiendo los lineamientos de la bibliografía

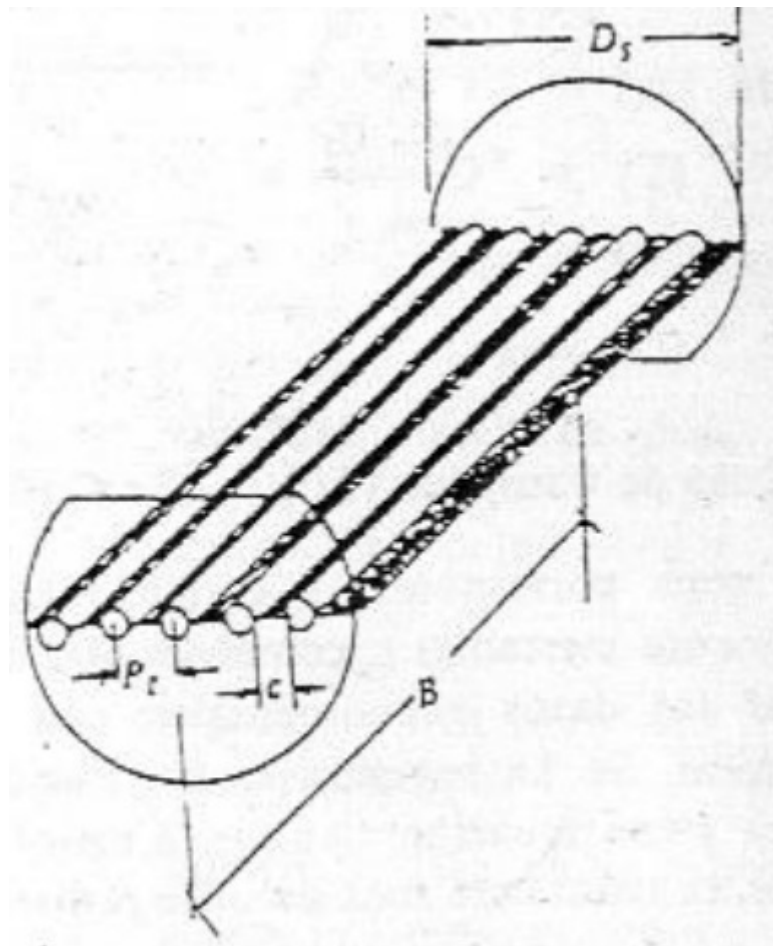
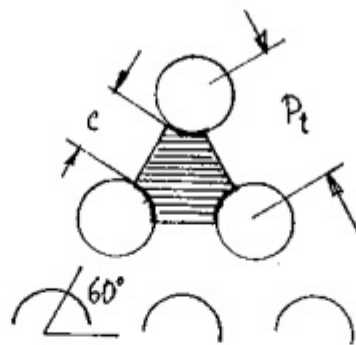


Figura 3

Se va a tomar que $B = 0,25D_s$, por lo tanto

$$B = 0,148m$$

Para la distribución de tubos planteada (triangulo) y las dimensiones del tubo, se toma de la bibliografía que



Arreglo en triángulo

ϕ Tubos	Distribución	Separación	Diámetro equivalente
$\frac{3}{4}$ " (0,019 m)	triángulo	$\frac{15}{16}$ " (0,0238 m)	0,55 " (0,0139 m)
$\frac{3}{4}$ " (0,019 m)	"	1 " (0,0254 m)	0,73 " (0,0185 m)
1 " (0,0254 m)	"	$1\frac{1}{4}$ " (0,03175 m)	0,72 " (0,0183 m)
$1\frac{1}{4}$ " (0,03175 m)	"	$1\frac{9}{16}$ " (0,0397 m)	0,91 " (0,0231 m)

Figura 4

$$P_t = 0,0375m$$

$$c = 0,00635$$

$$D_e = 0,0183m$$

Lo que nos permite calcular el área media por la que pase el fluido en el centro del intercambiador como

$$A_s = \frac{c \cdot B \cdot D_s}{P_t} \quad (11)$$

$$A_s = 0,01744m^2$$

Conociendo ya los valores calculados anteriormente es posible calcular el numero de Reynolds para el flujo como

$$Re_s = \frac{D_e \cdot \dot{m}_f}{A_s \cdot \mu} = 9961.9$$

Luego, del EES se obtiene que para la temperatura media del flujo vale

$$Pr = 5,218$$

Planteando la relación empírica presentada en el libro de Cao

$$Nu'_s = 0,36 \cdot Re_s^{0.55} \cdot Pr^{0.3333} \quad (12)$$

$$Nu'_s = 98,75$$

Y tomando que para la temperatura media va a ser $k = 0,6069 \frac{J}{sm^{\circ}C}$ se llega a

$$h'_e = 3275,1 \frac{J}{sm^2^{\circ}C}$$

Para corregir los valores de los coeficiente de convención se puede calcular la temperatura media de la pared como

$$T_w = \frac{h'_i \cdot T_{CM} + h'_e \cdot T_{FM}}{T_{CM} + T_{FM}} \quad (13)$$

$$T_w = 44,51^{\circ}C$$

Para esta temperatura va a ser

$$\mu_w = 0,0006016Pa \cdot s$$

Por ende, se corrigen los coeficientes de convección como

$$h_i = h'_i \cdot \left(\frac{\mu_i}{\mu_w}\right)^{0,14} = 2296,3 \frac{J}{s \cdot m^2 \cdot ^\circ C}$$

$$h_e = h'_e \cdot \left(\frac{\mu_e}{\mu_w}\right)^{0,14} = 3382,2 \frac{J}{s \cdot m^2 \cdot ^\circ C}$$

Por ende, conociendo estos valores y que para el fluido de trabajo en ambas corrientes la bibliografía sugiere que las resistencias de ensuciamiento son $R_f = 0.0002 \frac{s \cdot m^2 \cdot ^\circ C}{J}$

$$U = \frac{1}{\frac{1}{U^{limpio}} + R_f \cdot \left(1 + \frac{D_e}{D_i}\right)} \quad (14)$$

Con

$$U^{limpio} = \frac{1}{\frac{D_e}{D_i \cdot h_i} + \frac{1}{h_e}} = 1308,3 \frac{J}{s \cdot m^2 \cdot ^\circ C}$$

$$U = 847,7 \frac{J}{s \cdot m^2 \cdot ^\circ C}$$

De la **ec.** (4) se tiene que

$$A_{cal} = \frac{\dot{Q}}{U \cdot DTL M_{cc} \cdot F_t} = 19,85 m^2$$

Dado que $A_{calc} < A_{real}$ el equipo va a cumplir con las condiciones pedidas. Además, como la diferencia entre las áreas es menor al 10%, el exceso de superficie esta acotado por lo que puede considerarse al diseño como adecuado.

Ahora se procede a calcular la caída de presión para el lado de los tubos. Esta se va a dividir en la caída de presión por fricción y la caída de presión en los cabezales.

$$\Delta P_t = \Delta P_{cabezales} + \Delta P_{friccion}$$

La caída de presión en los tubos se puede calcular como

$$\Delta P_{friccion} = 4 \cdot f \cdot N p_t \frac{L}{d} G_t^2 \frac{1}{2 \cdot \rho} \left(\frac{\mu_i}{\mu_w}\right)^{-0,14} \quad (15)$$

Con

$$G_t = \frac{\dot{m}_c \cdot N p_t \cdot 4}{N_t \cdot \pi D_i^2}$$

el flujo másico por cada tubo.

Luego, siendo que $Re_d > 10000$

$$f = 1,2 \cdot \left(0.0014 + \frac{0.125}{Re_d^{0,32}}\right) = 0,0081$$

Siendo entonces

$$\Delta P_{friccin} = 889,7 Pa$$

Luego, en los cabezales

$$\Delta P_{cabezales} = 4 \cdot N_{pt} \cdot G_t^2 \frac{1}{2\rho} = 1665,27 Pa$$

$$\Delta P_t = 2554,9 Pa$$

Siguiendo, para calcular la caída de presión en la carcasa se calcula como

$$\Delta P_{carcasa} = f \cdot (N_B + 1) \frac{D_s}{D_e} \left(\frac{\dot{m}_s}{A_s} \right)^2 \frac{1}{2\rho} \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0,14} \quad (16)$$

Si se tiene en cuenta el largo del equipo y la separación entre baffles, se tiene que $N_B = 9$. Sabiendo que el numero de Reynolds es mayor que 500, se toma la formula presentada del Cao para calcular el factor de fricción como

$$f = 1,728 \cdot Re_s^{-0,188} = 0,3061$$

Y se llega a

$$\Delta P_{carcasa} = 5882,7 Pa$$

En la **Fig. 5** se puede ver el plano de la placa porta tubos para el equipo en cuestión. Se indica con los globos el paso que realiza el fluido por cada grupo de tubos. Debido a que según norma, para seis pasos por tubos se deben utilizar 182 tubos, esto implica que para 4 pasos el numero de tubos del grupo sera de 30 y en los dos restantes de 31. Se asume esta distribución ya que es la que reparte de la forma mas uniformemente posible la cantidad de tubos por grupo. Luego, se selecciona que los grupos de 31 tubos sean los del primer y segundo paso⁴

Luego, en la **Fig. 6** puede verse un esquema general del equipo y las uniones entre las distintas partes del mismo. Se omiten en dicho esquema tanto los tubos como las particiones de los cabezales para mayor simplicidad, sientio que se trata de un esquema y no un plano de detalle.

⁴Esto se adopta a "ciegas" debido a que no se encontró ninguna referencia en la bibliografía acerca de como distribuir los tubos en el caso de que la cantidad de tubos por grupo no pueda ser igual, como sucede en este caso.

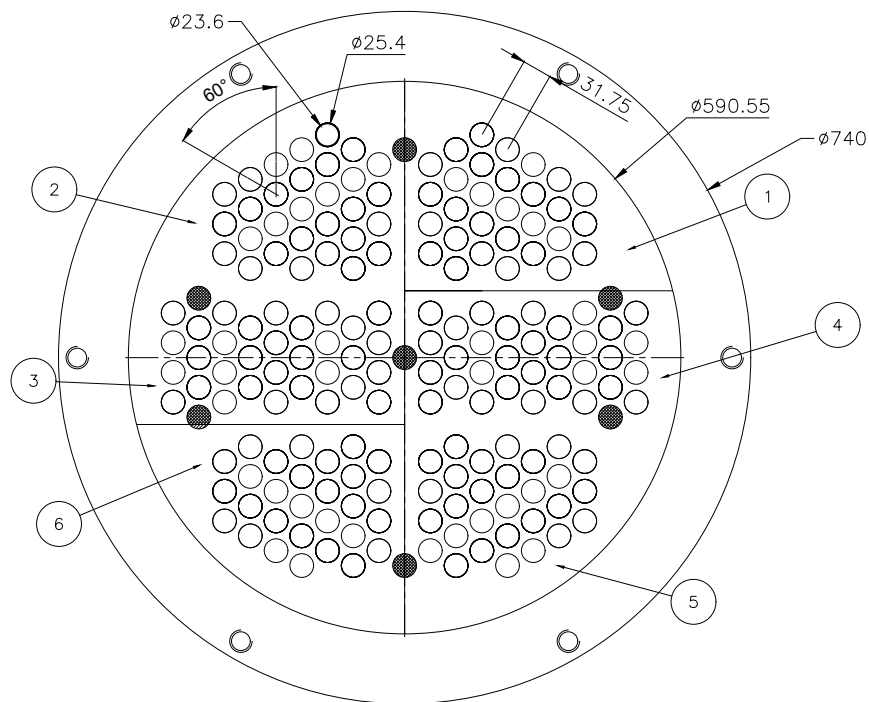


Figura 5: Plano de la placa porta tubos y sus barras espaciadoras (en negro).

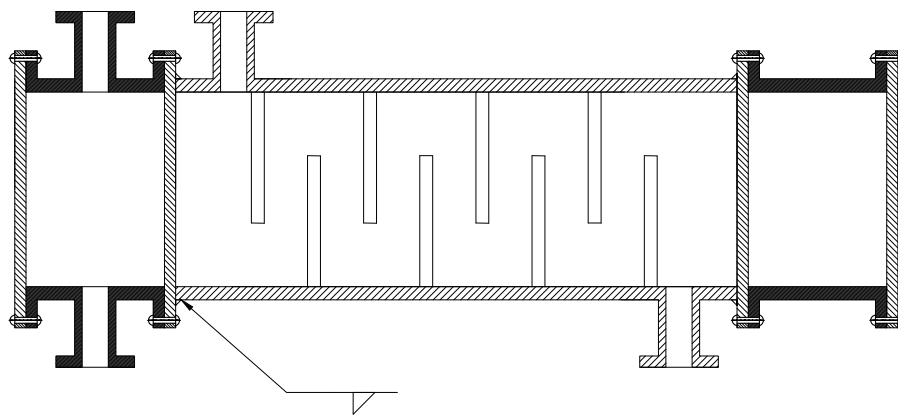


Figura 6: Esquema del equipo. Se omiten en este esquema los tubos y la partición de los cabezales debido a la distribución de los tubos y las mencionadas particiones están ya especificadas en el plano de la placa porta tubos. Tampoco se especifican en detalle las ranuras de drenaje de los baffles.

El siguiente ítem a plantear se basa en aumentar la temperatura del agua de proceso en 5°C y verificar si se cumplen las condiciones de funcionamiento planteadas, es decir, ahora

$$T_{CE} = 77^{\circ}\text{C}$$

$$T_{FE} = 25^{\circ}\text{C}$$

$$T_{CS} = 77^{\circ}\text{C}$$

$$T_{FS} < 40^{\circ}\text{C}$$

Para este fin, se hace uso del método ε -NUT, teniendo en cuenta que el calor específico de los dos fluidos de proceso (i.e. agua) es el mismo

$$R_c = \frac{(C \cdot \dot{m})_{\min}}{(C \cdot \dot{m})_{\max}} \quad (17)$$

$$R_c = \frac{\dot{m}_c}{\dot{m}_f} = 0,6818$$

Ahora bien,

$$NUT = \frac{UA}{(C \cdot \dot{m})_{\min}} \quad (18)$$

$$NUT = \frac{UA}{C \cdot \dot{m}_c} = 0,8210$$

Conociendo R_c y NUT, ahora es posible calcular la eficiencia del equipo como

$$\varepsilon = 2 \cdot \left(1 + R_c + \sqrt{1 + R_c^2} \cdot \frac{1 + e^{-NUT\sqrt{1+R_c^2}}}{1 - e^{-NUT\sqrt{1+R_c^2}}} \right)^{-1} \quad (19)$$

$$\varepsilon = 0,4635$$

Sabiendo que se cumple que

$$\varepsilon = \frac{\Delta T_{\max}}{T_{CE} - T_{FE}} \quad (20)$$

Se calcula entonces

$$\Delta T_{\max} = 24,10^{\circ}\text{C}$$

Y siendo que el fluido que mas cambia su temperatura es el fluido de proceso, se puede obtener que

$$T_{CS} = T_{CE} - \Delta T_{max} = 52,90^{\circ}C$$

Siendo

$$\dot{Q} = \dot{m}_C \cdot (T_{CE} - T_{CS}) = 494000 \frac{J}{s}$$

$$T_{FS} = T_{FE} + \frac{\dot{Q}}{\dot{m}_f \cdot C} = 41,43^{\circ}C > 40^{\circ}C$$

Dado que la temperatura del fluido de servicio supera los valores establecidos como limite, se puede decir que el equipo no va a presentar un comportamiento aceptable para un aumento de temperatura de $5^{\circ}C$ en la entrada del flujo caliente.

Utilizando el método ε -NUT se puede hallar el caudal de fluido de servicio que debe enviar el controlador para que se cumpla el requerimiento de temperatura de este. Como primera ventaja de variar el flujo de servicio puede verse que la **ec.** (1) no cambia su valor. Se asume que por el sistema de control planteado en el ejercicio el único factor que podemos modificar es el caudal de agua de servicio.

Tomando las **eq.** (1), (2), (19), (20) y pidiendo que

$$T_{FS} = 40^{\circ}C$$

Se obtiene mediante resolución numérica con *EES* el valor para las cuatro incógnitas en las 4 ecuaciones mencionadas anteriormente como

$$\dot{Q} = 503783 \frac{J}{s}$$

$$\varepsilon = 0,4727$$

$$T_{CS}^5 = 52,42$$

$$\dot{m}_f = 8,029 \frac{kg}{s}$$

Siendo \dot{m}_f el nuevo caudal del agua de servicio para que el equipo cumpla con las condiciones pedidas.

⁵Si bien este valor es mayor al planteado en el enunciado, si se pedía que el valor de T_{CS} sea de $50^{\circ}C$, se llegaba a que $\dot{m}_f = 18 \frac{kg}{s}$ y $T_{FS} = 32^{\circ}C$, se considero que el error obtenido en imponiendo $T_{FS} = 40^{\circ}C$ era muy pequeño como para que valga la pena duplicar el caudal en el flujo de servicio, por ende, se considera a este error de $2,42^{\circ}C$ dentro de los valores aceptables.

Bibliografía

- Intercambiadores de Calor - Eduardo Cao - 1era edición
- Transferencia de Calor - Anthony F. Mills