

Estimación en Línea del Coeficiente de Transferencia de Calor en un Intercambiador de Calor

R. F. Escobar¹, C. M. Astorga-Zaragoza¹, D. Juárez-Romero², J. A. Hernández², M. Adam-Medina¹

¹Centro Nacional de Investigación y Desarrollo Tecnológico.

Int. Internado Palmira S/N, Palmira C.P.62490, Cuernavaca, Mor., México

²Centro de Investigación en Ingeniería y Ciencias Aplicadas – Universidad Autónoma del Estado de Morelos, Av. Universidad 1001, Col. Chamilpa, C.P. 62209, Cuernavaca, Morelos, México.

esjiri@cenidet.edu.mx

Teléfono: (01)-777- 362-7770

Resumen— En este artículo se presentan los resultados experimentales de la estimación de los estados (temperatura) y del parámetro (coeficiente de transferencia de calor U) en un intercambiador de calor de tubos concéntricos con flujos a contracorriente (IC) mediante dos métodos. El primer método consiste en estimar los estados del proceso mediante un modelo dinámico simplificado, estimando en línea el coeficiente de transferencia de calor U en ambos fluidos (agua de enfriamiento y agua de calentamiento) mediante el uso de ecuaciones algebraicas. El segundo método consiste en la implementación de un observador adaptable con la finalidad de estimar simultáneamente los estados y el parámetro (U) del intercambiador de calor. En este trabajo se muestra experimentalmente que es posible realizar la estimación de los estados del proceso, con un grado mínimo de error, mediante un modelo simplificado del IC y mediante un observador adaptable, al ser implementada en línea la estimación del coeficiente de transferencia de calor (U). Esto permitirá en trabajos futuros realizar la implementación de sistemas de control basados en modelos para el intercambiador de calor sin restricciones en los límites de operación.

Palabras clave: Estimación de parámetros, Observadores adaptables, Intercambiador de calor.

I. INTRODUCCIÓN

Los intercambiadores de calor tienen un amplio uso en la industria química, en procesos exotérmicos o simplemente en procesos en donde es requerido bajar la temperatura de las sustancias empleadas. La dinámica de estos procesos puede ser modelada por el acoplamiento de un número finito de ecuaciones diferenciales de primer orden (Hassan, 2002). Se han presentado trabajos en donde se muestran modelos dinámicos simplificados para estimar los estados en dichos sistemas (Steiner, 1989). Otros autores han diseñado sistemas de control basados en modelos simplificados para los IC (Zavala-Río et. al., 2009), (Ahmed et. al., 2009), (Yang et. al., 2006). Sin embargo, estos modelos tienen como particularidad una serie de suposiciones para describir el fenómeno de la transferencia de calor, las cuales consideran la densidad (ρ), la capacidad calorífica (C_p) y el coeficiente de transferencia de calor (U) como constantes; al realizar estas suposiciones se restringen los límites de operación en donde el modelo es válido, debido a que el

coeficiente de transferencia de calor no es constante. El propósito de este trabajo es mostrar que para tener un modelo capaz de realizar las estimaciones de los estados del sistema en todas sus regiones de operación, es necesario estimar en línea el coeficiente de transferencia de calor. Escobar et. al., (2009) han realizado la estimación de parámetros (en línea) en sistemas de intercambio de calor implementando dos diferentes métodos, mediante la implementación de modelos de ecuaciones algebraicas y mediante observadores lineales, obteniendo resultados satisfactorios.

TABLA I. Nomenclatura y subíndices.

Nomenclatura	
T_{ci}, T_{hi}	temperaturas de entrada al sistema, agua de enfriamiento y agua caliente respectivamente ($^{\circ}\text{C}$)
T_{co}, T_{ho}	temperaturas de salida del sistema, agua de enfriamiento y agua caliente respectivamente ($^{\circ}\text{C}$)
U	coeficiente de transferencia de calor, $\text{J}/(\text{m}^2 \text{K s})$
A	área de transferencia de calor, m^2
C_{pc}	calor específico de agua de enfriamiento, $\text{J}/(\text{kg K})$
C_{ph}	calor específico de agua de calentamiento, $\text{J}/(\text{kg K})$
ρ_c	densidad de agua de enfriamiento, kg/m^3
ρ_h	densidad de agua de calentamiento, kg/m^3
V_c	volumen en sección anular, m^3
V_h	volumen en tubo interno, m^3
WV_c	flujo volumétrico de agua de enfriamiento, cm^3/min
WV_h	flujo volumétrico de agua calentamiento, m^3/s
Wm_c	flujo másico de agua de enfriamiento, kg/s
Wm_h	flujo másico de agua de calentamiento, kg/s
t	tiempo, s
Subíndices	
c	agua de enfriamiento
h	agua de calentamiento

En este trabajo se proponen dos métodos diferentes para realizar la estimación de los estados y del parámetro U en un intercambiador de calor. El primer método consiste en estimar los estados del proceso mediante un modelo dinámico simplificado, estimando en línea el parámetro U en ambos fluidos (agua de enfriamiento y agua de calentamiento), mediante relaciones de ecuaciones algebraicas. El segundo método consiste en la implementación de un observador adaptable, este tipo de observadores permiten estimar parámetros y estados no medidos del sistema (Nadri et. al., 2004), (Dochain, 2003), (Astorga et. al., 2002), (Perrier et. al., 2000).

Los observadores adaptables frecuentemente se basan en un cambio de variables, transformando el sistema original a una forma canónica en la cual la presencia de los parámetros desconocidos es simplificada en cierta medida (Marino y Tomei, 1995), (Bastin y Gevers, 1988). Los observadores adaptables han sido aplicados exitosamente a una amplia variedad de sistemas dinámicos, por ejemplo, para la estimación de la presión parcial de hidrógeno en un ánodo de una celda de combustible (Arcak, et. Al., 2004), y en bioreactores (Perrier et. al., 2000).

Astorga et. al., (2007) realizan la estimación del coeficiente de transferencia de calor, mediante la implementación de observadores adaptables, con aplicación en un intercambiador de calor, su objetivo de determinar el índice de degradación del sistema mediante los cambios del parámetro U . En el mismo trabajo, una de las suposiciones del modelado es que el parámetro U tiene dependencia de la temperatura. En este trabajo, es analizada la dependencia del parámetro U con la temperatura y con el flujo.

El análisis de este trabajo de investigación se desarrolló en un enfriador ubicado en el laboratorio de control del Centro Nacional de Investigación y Desarrollo Tecnológico (CENIDET). Para realizar este análisis, fue implementado un algoritmo con un modelo dinámico del sistema de intercambio de calor, al cual se le integraron correlaciones empíricas de las propiedades físicas del agua (ρ , C_p). La interfaz gráfica en la que se desarrolló el trabajo es Labview[®], cabe mencionar que los estados y parámetros (medidos y estimados) pueden ser monitoreados en línea con la misma interfaz gráfica.

II. MODELO SIMPLIFICADO DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR

El intercambiador de calor de doble tubo se compone de dos tubos concéntricos circulares con un líquido que fluye en el interior del tubo interno y otro líquido que fluye dentro del espacio anular entre los tubos. Sus principales usos se encuentran en procesos de enfriamiento que requieren equipos compactos. El intercambiador de calor puede ser diseñado en un flujo paralelo y contra flujo, y combinados en serie o en paralelo con otros intercambiadores de calor para formar un sistema.

La dinámica del intercambiador de calor es obtenida a través del balance de energía (Fazlur-Rahman y Devanathan, 1994), dado en la Ec. (1) (Weyer et. al., 2000).

$$\begin{aligned} \frac{dT_{co}}{dt} &= \frac{Wvc}{V_c} (T_{ci}(t) - T_{co}(t)) + \left(\frac{UA}{C_p \rho_c V_c}\right) (T_{ho}(t) - T_{co}(t)) \\ \frac{dT_{ho}}{dt} &= \frac{Wvh}{V_h} (T_{hi}(t) - T_{ho}(t)) + \left(\frac{UA}{C_{ph} \rho_h V_h}\right) (T_{co}(t) - T_{ho}(t)) \end{aligned} \quad (1)$$

En los trabajos de (Weyer et. al., 2000), (Varga, Hangos y Szigeti, 1995), se propone emplear el modelo matemático descrito en la Ec. (1), considerando el parámetro U como constante así como las propiedades físicas (ρ y C_p). Sin embargo, al considerar el parámetro U constante se limita el

rango de validez del modelo y el error en la estimación de los estados es mayor a medida que la temperatura y el flujo difieren de los empleados para calcular el parámetro.

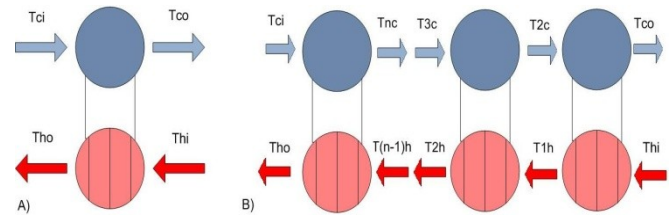


Figura 1. Modelo de celdas A) para una celda B) para n-celdas.

En este trabajo es considerado un intercambiador de doble tubo con flujos a contra corriente. Su modelo puede ser ilustrado como una celda simple (Fig.1-A) la cual consiste de dos tanques perfectamente agitados con flujos de entrada y flujos de salida (Varga, Hangos y Szigeti, 1995), lo cual es suficiente para estimar los estados con precisión, sin ser necesario un mayor número de celdas (Fig.1-B) como lo proponen en (Alsop y Edgar, 1989), lo cual es demostrado experimentalmente en este trabajo al ser estimado en línea el parámetro U . El modelo matemático mostrado en la Ec. (1), toma en cuenta las siguientes suposiciones:

- S1 el volumen de agua en el tubo y en la sección anular son constantes;
- S2 el coeficiente de transferencia de calor (U) tiene una dependencia del flujo y de la temperatura de cada fluido, y no es considerado como constante;
- S3 no hay transferencia de calor entre el tubo exterior y el medio ambiente;
- S4 las propiedades físicas del agua son evaluadas en función de la temperatura mediante correlaciones empíricas;
- S5 no hay almacenamiento de energía en las paredes del tubo;
- S6 las entradas al sistema son medibles (T_{ci} , T_{hi}).

III. MÉTODOS PARA LA ESTIMACIÓN DEL COEFICIENTE DE TRANSFERENCIA DE CALOR (U)

A. Estimación del coeficiente de transferencia de calor (U) mediante la aplicación de ecuaciones algebraicas.

$$Q_{h,c} = W_{m,h,c} C_{p,h,c} (\Delta T) \quad (2)$$

$$U_{c,h} = Q_{c,h} / A (\Delta T) \quad (3)$$

Para estimar en línea el coeficiente de transferencia de calor Ec. (3) mediante relaciones algebraicas es necesario conocer la cantidad de calor que ingresa al sistema y la cantidad de flujo de calor que es transferida al fluido de enfriamiento Ec. (2), con estas variables estimadas ($Q_{h,c}$) es posible estimar el coeficiente de transferencia de calor en línea para cada fluido, lo cual permite tener aproximaciones de las variables de estado con un mínimo de error al emplear el modelo descrito en la Ec. (1), esto será mostrado en la sección de resultados.

Las propiedades físicas de los fluidos (ρ , C_p) se obtienen mediante la integración de una función de correlaciones empíricas en el algoritmo del modelo Ec. (1).

B. Estimación del coeficiente de transferencia de calor (U) mediante la aplicación de un observador adaptable.

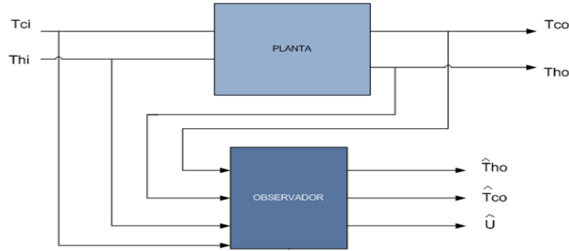


Figura 2. Observador adaptable.

En general, un observador es un sistema dinámico que da estimaciones del estado actual del sistema a partir del conocimiento previo de las entradas y salidas del sistema (Besançon, 2000). El observador que es abordado en este trabajo es un observador adaptable Fig. 2. Un observador adaptable es un algoritmo recursivo el cual es usado en la estimación de las variables de estado de un sistema con parámetros desconocidos o puede ser usado conjuntamente para estimar las variables de estado y los parámetros desconocidos. Astorga et. al., (2007) refieren que los cambios en el coeficiente de transferencia de calor pueden ser indicativos de ensuciamiento del equipo y que pueden ser medidos mediante la aplicación de observadores adaptables. En este trabajo es retomada la teoría sugerida por este autor, con la finalidad de demostrar que la estimación del parámetro U , además de proveer de información del sistema (ensuciamiento), aplicada correctamente en un modelo simplificado Ec. (1), permite realizar estimaciones precisas de los estados del sistema. Para ello se realiza una comparación de resultados, entre la estimación del parámetro (U) mediante relaciones algebraicas y mediante un observador adaptable.

Considerando el siguiente sistema no lineal dinámico (4);

$$\begin{cases} \dot{\mathbf{z}}_1 = \mathbf{f}(\mathbf{z}_1(t), \mathbf{s}(t))\mathbf{F}_1(\mathbf{z}_1(t), \mathbf{s}(t))\mathbf{z}_2(t) \\ \quad + \mathbf{b}_1(\mathbf{u}(t), \mathbf{z}_1(t), \mathbf{s}(t)) \\ \dot{\mathbf{z}}_2 = \mathbf{b}_2(\mathbf{u}(t), \mathbf{z}_1(t), \mathbf{s}(t)) + \boldsymbol{\varepsilon}(t) \\ \mathbf{y}(t) = \mathbf{z}_1(t) \end{cases} \quad (4)$$

En donde $\mathbf{z}(t) = (\mathbf{z}_1(t) \ \mathbf{z}_2(t))^T \in \mathbb{R}^{2n}$, $\mathbf{z}_1(t) \in \mathbb{R}^n$ contiene los estados medidos y $\mathbf{z}_2(t) \in \mathbb{R}^n$ contiene los estados no medidos. $\mathbf{u}(t) \in \mathbb{R}^m$, $\mathbf{y}(t) \in \mathbb{R}^n$ y $\mathbf{s}(t) \in \mathbb{R}^p$, son respectivamente la entrada, la salida y una señal arbitraria del sistema. $\mathbf{F}_1(\cdot)$ es una matriz de $n \times n$; $\mathbf{f}(\cdot)$ es una función escalar real. $\boldsymbol{\varepsilon}(t)$ es una función desconocida pero delimitada que depende probablemente de $\mathbf{u}(t)$, $\mathbf{z}(t)$, $\mathbf{s}(t)$ y del ruido. De

tal forma el sistema (4) puede ser reescrito de la siguiente manera.

$$\begin{cases} \dot{\mathbf{z}} = \mathbf{f}(\mathbf{z}_1(t), \mathbf{s}(t))\mathbf{F}(\mathbf{z}_1(t), \mathbf{s}(t))\mathbf{z}(t) \\ \quad + \mathbf{B}(\mathbf{u}(t), \mathbf{z}_1(t), \mathbf{s}(t)) + \boldsymbol{\varepsilon}_v(t) \\ \mathbf{y}(t) = \mathbf{C}\mathbf{z}(t) \end{cases} \quad (5)$$

donde,

$$\begin{aligned} \mathbf{F}(\mathbf{z}_1(t), \mathbf{s}(t)) &= \begin{pmatrix} \mathbf{0} & \mathbf{F}_1(\mathbf{z}_1(t), \mathbf{s}(t)) \\ \mathbf{0} & \mathbf{0} \end{pmatrix} \\ \boldsymbol{\varepsilon}_v(t) &= \begin{pmatrix} \mathbf{0} \\ \boldsymbol{\varepsilon}(t) \end{pmatrix} \\ \mathbf{B}(\mathbf{u}(t), \mathbf{z}_1(t), \mathbf{s}(t)) &= \begin{pmatrix} \mathbf{b}_1(\mathbf{u}(t), \mathbf{z}_1(t), \mathbf{s}(t)) \\ \mathbf{b}_2(\mathbf{u}(t), \mathbf{z}_1(t), \mathbf{s}(t)) \end{pmatrix}; \mathbf{C} = (\mathbf{I}_d \ \mathbf{0}) \end{aligned}$$

El observador para el sistema dado es el siguiente:

$$\begin{cases} \dot{\hat{\mathbf{z}}} = \mathbf{f}(\mathbf{y}(t), \mathbf{s}(t))\mathbf{F}(\mathbf{y}(t), \mathbf{s}(t))\hat{\mathbf{z}}(t) + \mathbf{B}(\mathbf{u}(t), \mathbf{y}(t), \mathbf{s}(t)) \\ \quad - \mathbf{f}(\mathbf{y}(t), \mathbf{s}(t))\boldsymbol{\Lambda}^{-1}(\mathbf{y}(t), \mathbf{s}(t))\mathbf{S}_\theta^{-1}\mathbf{C}^T(\hat{\mathbf{y}}(t) - \mathbf{y}(t)) \\ \hat{\mathbf{y}}(t) = \mathbf{C}\hat{\mathbf{z}}(t) \end{cases} \quad (6)$$

donde, $\hat{\mathbf{z}}(t) = (\hat{\mathbf{z}}_1(t) \ \hat{\mathbf{z}}_2(t))^T \in \mathbb{R}^{2n}$, $\hat{\mathbf{z}}_1(t) \in \mathbb{R}^n$, $\hat{\mathbf{z}}_2(t) \in \mathbb{R}^n$

$$\boldsymbol{\Lambda}(\mathbf{y}(t), \mathbf{s}(t)) = \begin{pmatrix} \mathbf{I}_d & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & \mathbf{F}_1(\mathbf{y}(t), \mathbf{s}(t)) \end{pmatrix}$$

\mathbf{S}_θ es una matriz definida positiva la cual satisface la ecuación algebraica de Lyapunov Ec. (7).

$$\theta \mathbf{S}_\theta + \mathbf{A}^T \mathbf{S}_\theta \mathbf{A} + \mathbf{S}_\theta \mathbf{A} - \mathbf{C}^T \mathbf{C} = \mathbf{0} \quad (7)$$

donde la matriz \mathbf{A} es definida como:

$$\mathbf{A} = \begin{pmatrix} \mathbf{0} & \mathbf{I}_d \\ \mathbf{0} & \mathbf{0} \end{pmatrix}$$

la solución de la Ec. (7) está dada por:

$$\mathbf{S}_\theta = \begin{pmatrix} \frac{1}{\theta} \mathbf{I}_2 & -\frac{1}{\theta^2} \mathbf{I}_2 \\ -\frac{1}{\theta^2} \mathbf{I}_2 & \frac{2}{\theta^3} \mathbf{I}_2 \end{pmatrix}$$

Siendo la ganancia del observador en la Ec. (6)

$$\mathbf{f}(\mathbf{y}(t), \mathbf{s}(t))\boldsymbol{\Lambda}^{-1}(\mathbf{y}(t), \mathbf{s}(t))\mathbf{S}_\theta^{-1}\mathbf{C}^T = \begin{pmatrix} 2\theta \mathbf{I}_2 \\ \theta^2 \mathbf{F}_1(\mathbf{y}(t), \mathbf{s}(t)) \end{pmatrix} \quad (8)$$

$\theta > 0$ es el parámetro de ajuste del observador. Se ha demostrado que el observador dado en (6) converge asintóticamente a cero conforme t tiende a infinito (Farza et. al., 1997).

$$\mathbf{e}_z = \|\hat{\mathbf{z}}(t) - \mathbf{z}(t)\| \xrightarrow[t \rightarrow \infty]{} 0 \quad (9)$$

Para cualquier condición inicial $\mathbf{z}(0)$, $\hat{\mathbf{z}}(t)$ y cualquier entrada $\mathbf{u}(t)$.

Considerando el modelo del intercambiador de calor dado en la Ec. (1), y las siguientes suposiciones para el observador:

S7 las entradas de flujo frío y el caliente (W_{v_c}, W_{v_h}) son medidas y son entradas del sistema ($u_1(t)$ y $u_2(t)$, respectivamente).

S8 las salidas de temperatura caliente y fría ($T_{ho}(t)$, $T_{co}(t)$) son medidas y son salidas del sistema ($y_1(t)$ y $y_2(t)$, respectivamente).

El observador adaptable queda representado de la siguiente forma:

$$\begin{aligned} \hat{T}_{co} &= \left(\frac{A}{C_p \rho_c V_c} \right) (T_{ho}(t) - T_{co}(t)) \hat{U}_c + \frac{u_1(t)}{V_c} (T_{ci}(t) - T_{co}(t)) \\ &\quad - 2\theta(\hat{T}_{co}(t) - T_{co}(t)) \\ \hat{T}_{ho} &= \left(\frac{A}{C_p \rho_h V_h} \right) (T_{co}(t) - T_{ho}(t)) \hat{U}_h + \frac{u_2(t)}{V_h} (T_{hi}(t) - T_{ho}(t)) \\ &\quad - 2\theta(\hat{T}_{ho}(t) - T_{ho}(t)) \\ \hat{U}_c &= - \frac{\theta^2 (\hat{T}_{co}(t) - T_{co}(t))}{\left(\frac{A}{C_p \rho_c V_c} \right) (T_{ho}(t) - T_{co}(t))} \\ \hat{U}_h &= - \frac{\theta^2 (\hat{T}_{ho}(t) - T_{ho}(t))}{\left(\frac{A}{C_p \rho_h V_h} \right) (T_{co}(t) - T_{ho}(t))} \end{aligned} \quad (10)$$

IV. RESULTADOS EXPERIMENTALES

Este trabajo de investigación se desarrolló en un intercambiador de calor de tubos concéntricos (Fig. 3A) ubicado en el laboratorio de control del Centro Nacional de Investigación y Desarrollo Tecnológico (CENIDET). Para su análisis fue implementado un algoritmo con un modelo dinámico del sistema de intercambio de calor al cual se le integraron correlaciones empíricas de las propiedades del agua. La adquisición de datos se realizó mediante una tarjeta USB-6008 de National Instruments (Fig. 3B).

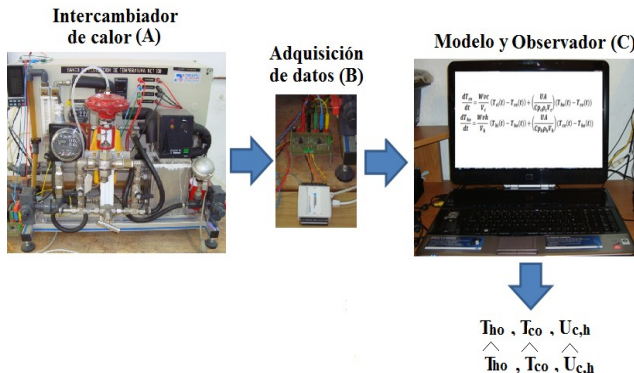


Figura 3. Estimación en línea de variables de estado y parámetros en un intercambiador de calor.

La interfaz gráfica se desarrolló en Labview® (Fig. 4); cabe mencionar que los estados y parámetros (medidos y estimados) pueden ser monitoreados con esta interfaz gráfica.

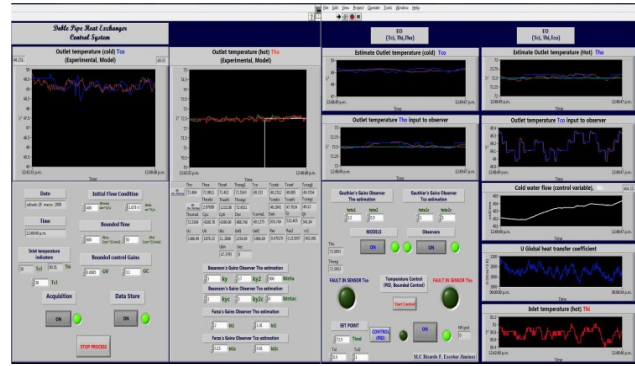


Figura 4. Interfaz gráfica.

A continuación se presentan los resultados obtenidos de la estimación de los estados del proceso y del parámetro U .

A) Estimación del coeficiente de transferencia de calor (U) mediante la aplicación de ecuaciones algebraicas.

Las condiciones bajo las que se desarrolló la prueba son las siguientes, $T_{ci}=27$ °C sus variaciones son de +2°C a lo largo de la prueba, $T_{hi}=45$ a 82 °C, el flujo caliente se mantuvo constante $W_{v_h}=1000$ cm³/min, W_{v_c} se manipuló en un rango de 50 cm³/min a 400 cm³/min.

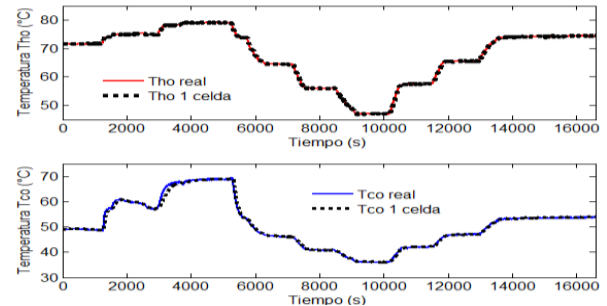


Figura 5. Modelado de enfriador considerando $\rho(T)$ y $C_p(T)$, (1 celda).

Los resultados mostrados en la Fig. 5 son una comparación entre las temperaturas medidas (T_{co} , T_{ho}) y las temperaturas estimadas (\hat{T}_{co} , \hat{T}_{ho}) con el modelo dinámico Ec. (1), en el cual el coeficiente de transferencia de calor es estimado en línea a partir de la Ec. (3), la $\rho(T)$ y el $C_p(T)$ en el modelo Ec.(1) son considerados en función de la temperatura.

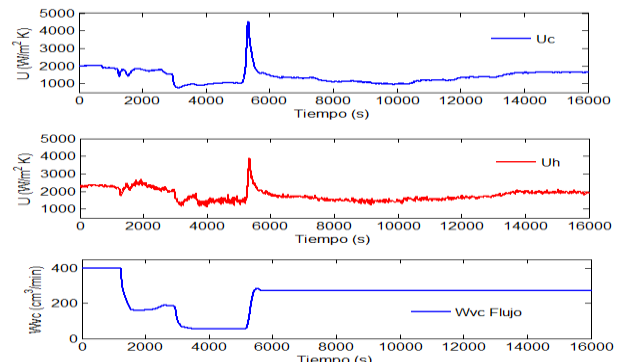


Figura 6. El Parámetro U_c y U_h estimado en línea mediante ecuaciones algebraicas y flujo volumétrico.

El resultado de la estimación en línea del parámetro U para cada fluido (enfriamiento y calentamiento) es presentado en la Fig. 6. El parámetro U es incluido en el modelo descrito en la Ec. (1) para realizar la estimación de los estados del proceso (T_{co} , T_{ho}). En la misma figura (Fig.6) se aprecia que el coeficiente de transferencia de calor (U) tiene una dependencia del flujo de agua de enfriamiento, acentuándose esto en los cambios de flujo.

Estimando el parámetro ($U_{c,h}$) para cada fluido se tienen aproximaciones precisas de los estado del proceso (Fig. 5), con un error cuadrático medio (ECM) para el estado T_{co} de 0.0037 y para T_{ho} de 0.0021.

Se realizó una prueba fuera de línea para analizar la sensibilidad del modelo considerando la ρ y el C_p constantes, los resultados de la estimación de los estados se muestran en la Fig. 7. En la parte superior se muestra la temperatura de agua de calentamiento (T_{ho}) y en la parte inferior se muestra la temperatura de agua de enfriamiento (T_{co}).

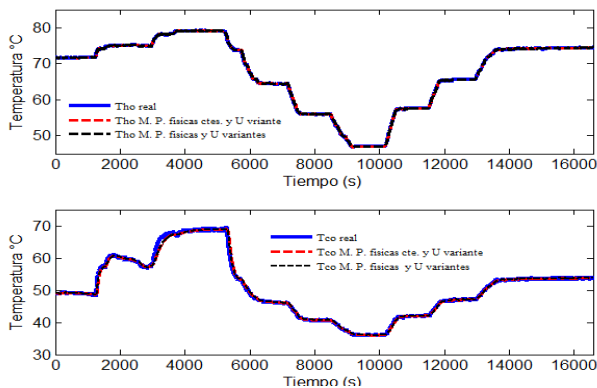


Figura 7. Comparación de modelos, 1) $\rho(T)$, $C_p(T)$ y 2) ρ y C_p constantes, parámetro U estimado experimentalmente.

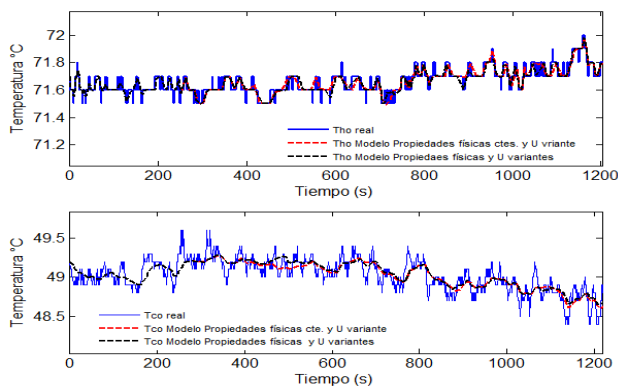


Figura 8. Acercamiento de la gráfica 7 (de 0 a 1200 s).

El intercambiador de calor, al tratarse de un enfriador a presión atmosférica, no presenta cambios de fase en los fluidos, por lo que la densidad y el calor específico no tendrán cambios súbitos en su magnitud lo anterior permite trabajar con la ρ y el C_p constantes sin sacrificar la exactitud en la estimación de los estados (T_{co} , T_{ho}) (ver Fig. 8).

Una vez comprobada la importancia de la estimación del coeficiente de transferencia de calor en la estimación de los estados del intercambiador de calor, y su dependencia con el flujo y la temperatura, se presenta la estimación del parámetro (U) mediante observador adaptable, señalando en este punto que serán validados ambos métodos de estimación del coeficiente de transferencia de calor en línea, comparando la estimación del parámetro con ecuaciones algebraicas contra la estimación del parámetro mediante el observador adaptable. Así mismo se valida la estimación de los estados estimados con observador adaptable (\hat{T}_{ho} , \hat{T}_{co}) contra las medidas del sistema (T_{co} , T_{ho}).

B) Estimación del coeficiente de transferencia de calor (U) mediante la aplicación de un observador adaptable:

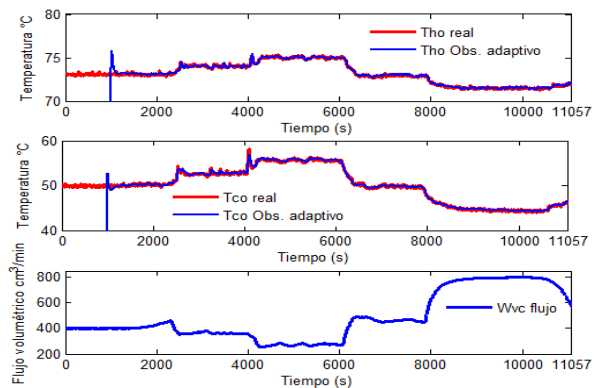


Figura 9. Estimación de estados con observador adaptable.

En la Fig. 9 se muestra una comparación entre la estimación de los estados (\hat{T}_{co} , \hat{T}_{ho}) con el observador adaptable propuesto en la Ec. (10), con un valor $\theta = 2$ y los estados medidos (T_{co} , T_{ho}), señalando que la convergencia del valor estimado (\hat{T}_{co} , \hat{T}_{ho}) con respecto al valor medido (T_{co} , T_{ho}) se llevo a cabo en 290s. Las condiciones de operación del proceso fueron las siguientes, flujo de agua caliente $W_{vh} = 1000 \text{ cm}^3/\text{min}$ el cual se mantuvo constante durante la prueba, el flujo de agua fría W_{vc} se manipuló en un rango de $300 \text{ cm}^3/\text{min}$ hasta $800 \text{ cm}^3/\text{min}$. El $\text{ECM} = 0.0028$ con la implementación del observador adaptable para T_{co} y de 0.0011 para T_{ho} .

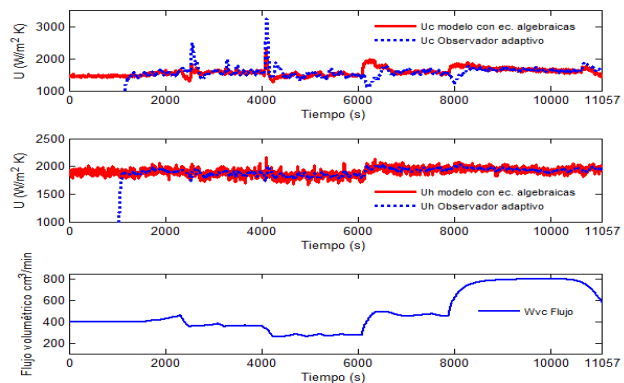


Figura 10. Estimación del parámetro U con observador adaptable variando el flujo de agua de enfriamiento.

En la Fig. 10 se observan los coeficientes de transferencia de calor estimados para cada flujo, la gráfica superior muestra el parámetro U_c estimado para el fluido de enfriamiento, la gráfica que se encuentra en medio de la figura es el parámetro U_h estimado para el fluido de calentamiento, y la gráfica inferior es el flujo volumétrico del agua de enfriamiento. En las dos gráficas superiores se aprecia una rápida convergencia del coeficiente de transferencia de calor (U), estimado mediante el observador adaptable (---) con respecto al estimado con el modelo dinámico que incluye las ecuaciones algebraicas (—). Es muy interesante apreciar los cambios en el valor de la estimación del parámetro U (en la gráfica superior) con respecto a los cambios en el flujo de agua de enfriamiento, el observador es más sensible a estos cambios. Sin embargo, esta sensibilidad del observador no afecta a la estimación de los estados (T_{co} , T_{ho}).

En la Fig. 11 se tienen las correlaciones empíricas ($\rho(T)$ y $C_p(T)$). Sin embargo, como fue demostrado en la sección “Estimación del parámetro U mediante la aplicación de ecuaciones algebraicas”, al no haber cambio de fase en los fluidos, la ρ y C_p no tienen cambios bruscos y pueden ser considerados como constantes en este sistema.

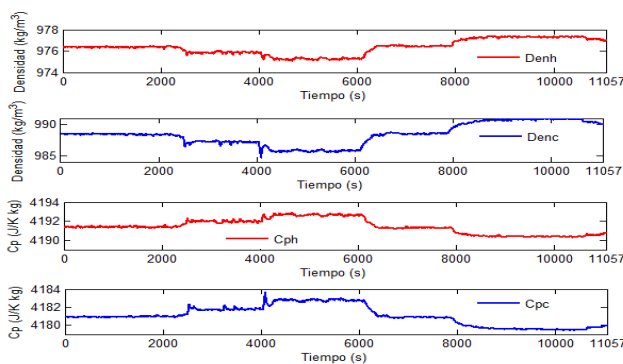


Figura 11. Evaluación de $\rho(T)$ y $C_p(T)$ mediante.

V. CONCLUSIONES

De lo anterior se concluye que el coeficiente de transferencia de calor tiene dependencia de la temperatura y de la dinámica del flujo para estos fluidos. Al estimar el coeficiente de transferencia de calor para cada fluido y considerarlo en un modelo simplificado de una celda (sin ser necesarios modelos de un mayor número de celdas), es posible estimar los estados del sistema con un mínimo error. El ECM de modelo es de 0.0037 con respecto a T_{co} y de 0.0021 con respecto a T_{ho} . Es posible considerar la ρ y C_p constantes, si y sólo si no hay cambios de fase en el sistema. El observador adaptable es una excelente alternativa para estimar parámetros y estados del sistema simultáneamente, el ECM del observador es de 0.0028 con respecto a T_{co} y de 0.0011 con respecto a T_{ho} . Lo anterior permitirá en trabajos futuros, realizar la implementación de sistemas de control basados en modelos para el intercambiador de calor sin restricciones en los límites de operación.

VI. AGRADECIMIENTOS

R.F. Escobar agradece sinceramente al CONACYT, por el apoyo económico otorgado, al CENIDET por todo el apoyo recibido, especialmente al Dr. Gerardo V. Guerrero, y a la M.C. Adriana Téllez A.

REFERENCIAS

- Ahmed Maidi, Moussa Diaf, Jean-Pierre Corriou, (2009). Boundary geometric control of a counter-current heat exchanger. Proc. Control 19 297-313
- Alsop A.W., Edgar T.F. (1989). Nonlinear heat exchanger control through the use of partially linearized control variables, Chemical Engineering Communications 75 155–170.
- Arcak M., Görgün H., Pedersen L.M., Varigonda S., (2004). A nonlinear observer design for fuel cell hydrogen estimation, IEEE Transactions on Control Systems Technology 12 (1) 101–110.
- Astorga C.-M., Othman N., Othman S., Hammouri H., T. McKenna, (2002). Nonlinear continuous-discrete observers: application to emulsion polymerization reactors, Control Engineering Practice 10 (1) 3–13.
- Astorga-Zaragoza C.-M., A. Zavala-Río, V.M. Alvarado, R.-M. Méndez, J. Reyes-Reyes, (2007). Performance monitoring of heat exchangers via adaptive observers. Measurement 40 392 – 405.
- Bastin G., Gevers M., (1988). Stable adaptive observers for nonlinear time varying systems, IEEE Transactions on Automatic Control 33 (7) 650–658.
- Besaçon G. (2000). Remarks on nonlinear adaptive observer design. Systems & Control Letters 41 271–280.
- Dochain D., (2003). State observers for processes with uncertain kinetics, International Journal of Control 76 (15) 1483–1492.
- Escobar R.F., J. Uruchurtu, D. Juárez, J. Siqueiros, J.A. Hernández, (2009). On-line indirect measures estimation for a performance of an absorption heat transformer integrated to a water purification process. Measurement 42 464-473.
- Farza M, Hammouri H, Othman S, Busawon K, (1997). Nonlinear observers for parameter estimation in bioprocesses. Chemical Engineering Science 52 4251–67.
- Fazlur-Rahman M.H.R., Devanathan R., (1994). Modelling and dynamic feedback linearization of a heat exchanger model, in: Proc. of the Third IEEE Conf. on Control Applications, Glasgow, 3 1801–1806.
- Hassan K. Khalil (2002). Nonlinear systems. Prentice Hall. Tercera edición.
- Marino R., Tomei P., (1995). Nonlinear Control Design. Geometric, adaptive and Robust, Prentice Hall, London, UK, (Chap. 5).
- Nadri M., Hammouri H., Astorga C., (2004) Observer design for continuous-discrete time state affine systems up to output injection, European Journal of Control 10 (3) 252–263.
- Perrier M., de Azevedo S.F., Ferreira E.C., Dochain D., (2000). Tuning of observer-based estimators: theory and application to the on-line estimation of kinetic parameters, Control Engineering Practice 8 377–388.
- Steiner M. (1989). Low order dynamic models of heat exchangers, in: Proc. of the Int. Sympos. on District Heat Simulations, Reykjavik, Iceland.
- Varga E.I., Hangos K.M., Szigeti F. (1995). Controllability and observability of heat exchanger networks in the time-varying parameter case, Control Engineering Practice 3 (10) 1409–1419.
- Weyer E., Szederkényi G., Hangos K., (2000). Grey box fault detection of heat exchangers, Control Engineering Practice 8 (2) 121–131.
- Yang Qu, Lin xu, Xiaoke Fang, Jianhui Wang, Shuseng Gu, (2006). A new approach to heat exchanger control based on model control. Int Journal of inf. and systems science 2 31-41.
- Zavala-Río A. Astorga Zaragoza C-M, Hernández-González O. (2009). Bounded positive control for double-pipe heat exchangers Control Engineering Practice 17 136-145.