

SIMULADOR DINÁMICO NO LINEAL DE GENERADORES DE VAPOR CON RECIRCULACIÓN NATURAL

ADAM, E. J. y MARCHETTI, J. L.¹

Instituto de Desarrollo Tecnológico para la Industria Química (INTEC),
CONICET - Universidad Nacional del Litoral (U.N.L.).
Güemes 3450, 3000 Santa Fe, Santa Fe, Argentina.

RESUMEN

En este trabajo se presenta un modelo dinámico de un generador de vapor de flujo ascendente y recirculación natural. El desarrollo del modelo se realiza en base a una combinación de dos modelos no lineales, uno para la evaporación en los tubos verticales y el otro para la separación de fases en el domo de vapor. Cada modelo consiste de un conjunto de ecuaciones diferenciales no lineales con ecuaciones algebraicas lineales y no lineales que representan distintos aspectos físicos del problema. Como ejemplo de aplicación se toma la caldera de una planta termoeléctrica de 30 Mw. Las respuestas dinámicas de todas las variables muestran la consistencia de esta representación, incluyendo los efectos de un control de nivel PI ajustado con las reglas de sintonía clásicas de Ziegler-Nichols.

ABSTRACT

This paper presents a dynamic simulator of water-in-tube boilers with natural recirculation, the kind of equipments widely used in industries for steam generation either as a source of power or for providing heating capabilities in process plants. The development is based on a combination of two non-linear models, one for the evaporation in the vertical tubes and the other for the phase separation in the steam drum. Each model consists of a set of simultaneous algebraic and differential equations representing the main principles and relationships for describing the physical problem. As an application example, the boiler of a 30 Mw thermoelectric power plant is simulated and the results are discussed. The dynamic responses of all variables show the consistency of this representation with the expected behavior, including the effects of a PI level control adjusted using classic Ziegler-Nichols tuning rules.

INTRODUCCIÓN

El uso de tubos verticales en operaciones de transferencia de calor con generación de vapor ha sido y es motivo de estudio en las distintas áreas de la ingeniería. Su aplicación en la industria química es variada: se los suele ver en evaporadores concentradores, en calderas, o como parte de la operación de refrigeración de reactores. La ingeniería nuclear también los utiliza para extraer el calor generado por reacciones nucleares.

El desarrollo de un modelo matemático no lineal basado en los principios físicos de operaciones como las anteriormente citadas, permiten la observación y el análisis de las principales características dinámicas de estos equipos.

El grado de complejidad de un simulador depende del destino que se quiera dar al mismo. Así por ejemplo, si lo que se desea es diseñar un sistema de lazos de control adecuado para operar evaporadores de la industria química con la mejor performance y robustez posibles, convendrá disponer de modelos lineales sencillos para el diseño propiamente dicho y modelos no lineales realistas para las simulaciones

¹ Autor a quién enviar la correspondencia.

y pruebas correspondientes. En cambio, los simuladores de reactores nucleares son altamente complejos, destinados no solamente a simular el proceso de generación de vapor sino también al análisis termohidráulico de seguridad como RELAP-4 y TRAC (Delhaye *et. al.*, [1]), y también para estudiar distintas características de flujo de dos fases como MINCS (Watanabe, *et. al.*, [2]).

Varios autores han presentado modelos lineales y no lineales de distintos generadores de vapor: Tyssó [3] y de Mello [4] modelaron generadores de vapor con tubos verticales y circulación natural, y Doñate y Moiola [5] modelaron un hervidor supercrítico. En este trabajo se presenta un modelo dinámico de un generador de vapor de tubos verticales con recirculación natural, con el objeto de ser utilizado como simulador para estudiar estrategias de control. Con este modelo de complejidad intermedia, se obtiene una descripción adecuada de la operación dado que se tiene información de todos los aspectos físicos más importantes.

El modelo del generador de vapor consta básicamente de dos partes, i) el proceso de transferencia de cantidad de movimiento, energía y cambio de fase en los tubos, y ii) la operación de separación de fases que se realiza en el separador. En cuanto a la primera parte, existe una gran cantidad de modelos resultantes de trabajos de investigación que tratan en detalle el fenómeno de generación de vapor en tubos. Para tal fin aquí se utiliza el modelo de mezcla homogénea. En cuanto a la segunda parte, se presenta un modelo no lineal del separador de fases.

Dada las características naturales de inestabilidad del sistema a lazo abierto, para la verificación de la coherencia y la comparación de los resultados, se incorporó una estrategia clásica de control de un elemento, típicamente utilizada en estos sistemas.

MODELO DE EVAPORACIÓN EN LOS TUBOS VERTICALES

El modelo matemático que se escogió para simular la operación de evaporación en tubos verticales es el modelo de mezcla homogénea. Este fue adoptado debido a su sencillez y su capacidad descriptiva adecuada para los fines buscados con este simulador. Las ecuaciones de balance, sus restricciones y la bondad del modelo utilizado en este trabajo, pueden ser consultados en Adam y Marchetti [6] y [7], y las estrategias numéricas tratadas en detalle en Adam *et al.* [8].

MODELADO DEL SEPARADOR DE VAPOR

En esta sección se desarrolla un modelo dinámico del separador de fases, dispositivo consistente en un tanque acumulador que recibe y atenúa las perturbaciones de la demanda de vapor, y que se encuentra presente en la mayoría de los generadores.

Las hipótesis adoptadas para la representación del proceso de separación de fases son: 1.- el separador se comporta en forma adiabática, 2.- la presión y la temperatura en el interior del separador se consideran uniformes en ambas fases, 3.- dentro del separador, el vapor se comporta en forma similar al gas perfecto, 4.- las pérdidas de presión por fricción en el separador son despreciables.

Ecuaciones de Balance

En el tanque separador (figura 1) se lleva a cabo la separación de la mezcla de fases (líquido y vapor) proveniente de los tubos y se produce la entrada del caudal de alimentación de agua q_{ei} (líquido de reposición), en tanto que un caudal de líquido retorna a la base de los tubos por recirculación natural q_{sl} y uno de vapor q_{sg} sale del separador, éste último es el resultado de la operación.

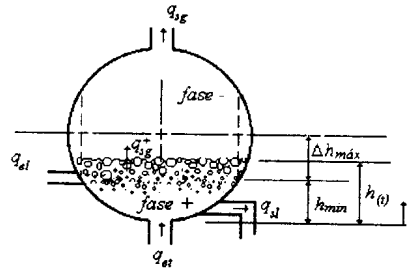


Figura 1: Esquema del Separador de Vapor.

En la figura 1 se ha indicado Δh_{max} , el cual es una especificación de diseño de la caldera, y h_{min} es una cota mínima de mezcla de fases tomada en el modelo.

Las ecuaciones de balance necesarias de acuerdo con las hipótesis introducidas y al diagrama presentado arriba son:

Balance de materia total en el separador:

$$\frac{d(M_{tot})}{dt} = q_{el} + q_{el} - q_{sg} - q_{sl} \quad (1)$$

Balance de materia para la mezcla de fases en el separador:

$$\frac{d(M_{tot}^+)}{dt} = q_{el} + q_{el} - q_{sg}^- - q_{sl} \quad (2)$$

Balance de energía total para el separador:

$$\frac{d(H_{tot})}{dt} = q_{el} h_{el} + q_{el} h_{el} - q_{sg} h_{sg} - q_{sl} h_{sl} \quad (3)$$

Ecuaciones algebraicas

Las ecuaciones algebraicas que definen a M_{tot} , M_{tot}^+ , y H_{tot} son,

$$M_{tot} = V_l \rho_l + V_g^+ \rho_g^+ + V_g^- \rho_g^- \quad (4)$$

$$M_{tot}^+ = V_l \rho_l + V_g^- \rho_g^- \quad (5)$$

$$H_{tot} = V_l \rho_l h_l + V_g^- \rho_g^- h_g^- + V_g^+ \rho_g^+ h_g^+ \quad (6)$$

Notar que la hipótesis (2) permite suponer que la densidad del vapor es independiente de la coordenada "z" dentro del separador, aún entre las burbujas que se encuentran a distinta altura en la mezcla.

Otra ecuación algebraica vinculada a las ecuaciones de balance, es la correspondiente al volumen total del separador,

$$V_{sep} = V_l + V_g^- + V_g^+ \quad (7)$$

Ecuaciones Constitutivas

Dadas las características del modelo, es necesario una ecuación constitutiva para determinar el caudal másico de vapor, que pasa de la mezcla líquido-vapor (fase +) a la fase vapor (fase -), así como también para determinar el caudal de salida de líquido.

Notar que, de acuerdo con el esquema de la figura 1 se puede escribir,

$$q_{sg}^+ = q_{eg}^- \quad (8)$$

En este trabajo se propone que el caudal másico de vapor que abandona la mezcla resulta proporcional al promedio de la fracción de superficie ocupada por las burbujas, de acuerdo con,

$$q_s^{g-} = \tilde{A}_{sep} \left(\frac{V_g^-}{V_l + V_g^-} \right) u_g^- \rho_g \quad (9)$$

donde de según el trabajo de Zuber y Findlay [9] para flujos de vapor-agua a altas presiones la velocidad de arrastre u_g^- puede ser estimada como,

$$u_g^- = 1.41 \left(\frac{\sigma g \Delta \rho}{\rho_l^2} \right)^{1/4} \quad (10)$$

En este caso debido a la geometría del domo de la caldera (ver figura 1), se adoptó un área total media definida como:

$$\tilde{A}_{sep} = L_{sep} \sqrt{d_{sep}^2 - 4\Delta h_{max}^2} \quad (11)$$

En los generadores de vapor con recirculación natural, el caudal de recirculación se debe fundamentalmente a la diferencia de densidades existente entre la densidad del líquido de retorno (ver figura 2) y la densidad media de la mezcla de fases en los tubos. En este caso, dicho caudal es considerado proporcional a la raíz cuadrada de la diferencia de densidades antes mencionada (Tyssø, [3]),

$$q_{sl} = kl \sqrt{\rho_l - \rho_{prom}} \quad (12)$$

El modelo de evaporación en tubos aquí utilizado, no tiene definido una densidad media, sino que ésta es evaluada puntualmente. La densidad promedio que ahora se requiere es calculada por,

$$\rho_{prom} = \frac{\rho_m + \rho_l}{2} \quad (13)$$

donde ρ_m es la densidad media de la mezcla, evaluada a la salida de los tubos, de acuerdo con,

$$\rho_m = (1 - \varepsilon_g) \rho_l + \varepsilon_g \rho_g \quad (14)$$

La constante de proporcionalidad kl es evaluada en base a las condiciones del sistema en el estado estacionario.

Finalmente se necesita definir los caudales másicos de entrada al separador proveniente de los tubos, y la demanda de vapor. En cuanto al caudal de entrada, resulta ser igual al caudal de salida de los tubos,

$$q_{in} = A_{tubos}^{tot} \rho_m u \quad (15)$$

Designando,

$$Fv_t = A_{tubos}^{tot} u \quad (16)$$

al caudal volumétrico, se puede expresar,

$$q_{ei} = Fv_i \rho_m \quad (17)$$

Nótese que el caudal de entrada al separador depende de las condiciones de salida de los tubos, y dado que, ε_g , ρ_g y u , varían, entonces la ecuación (17) es una ecuación algebraica no lineal.

Existe además otro caudal de entrada al separador, se trata del caudal de agua de alimentación, el cual es un dato conocido, o bien, una variable manipulada por el controlador.

El caudal de salida de vapor resulta ser igual a la demanda, la cual también para el simulador es un dato conocido, o bien será una perturbación conocida, y considerada medible en nuestro problema.

Desde el punto de vista del control, la variable de interés es el nivel de la mezcla líquido-vapor (fase +).

Dado que el control de nivel de domo resulta de primordial importancia en los generadores de vapor, se introduce la siguiente definición de la altura de la mezcla líquido-vapor en el domo (ver figura 1):

$$h = h_{mn} + \frac{V_l + V_g - V_{mn}}{A_{sep}} \quad (18)$$

donde V_{mn} es el volumen que genera la altura de referencia h_{mn} .

Las entalpías de gas y líquido se definen en la forma clásica, y la curva de equilibrio líquido vapor se calcula de acuerdo con el trabajo de Wagle [10].

A continuación se detalla el recuento de ecuaciones e incógnitas para el separador o domo de la caldera.

Las incógnitas son nueve a saber: M_{tot} , \dot{M}_{tot} , H_{tot} , q_{sg} , q_{sl} , V_l , V_g , V_g^* , y h . Note que se suponen conocidas todas las variables que definen al caudal de entrada o alimentación.

El simulador desarrollado resuelve secuencialmente cada parte del modelo del generador de vapor. Cuando se inicia el cálculo del separador se supone que se conocen todos los datos de entrada. Por esta razón el caudal de entrada al separador proveniente de los tubos, y el agua de alimentación no son considerados como incógnitas para el separador.

Las ecuaciones (1) a (6), (9), (12) y (18) constituyen un sistema de tres ecuaciones diferenciales no lineales y seis ecuaciones algebraicas no lineales, constituyendo un total de nueve relaciones.

MODELO NO LINEAL DEL GENERADOR DE VAPOR

En la figura 2 a y b se muestra en forma esquemática la estructura del modelo de un generador de vapor con recirculación natural. Como ejemplo de aplicación para este trabajo se tomó una caldera de una planta termoelectrica de 30 Mw.

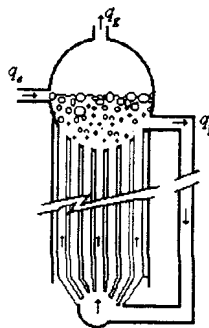
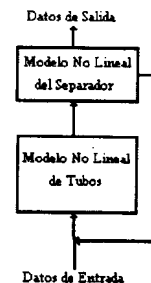


Figura 2: (a) Esquema del Generador de Vapor,



(b) Esquema del Simulador No Lineal correspondiente a (a).

En este simulador se considera que la operación de separación fases es más lenta que la de generación de vapor en los tubos. Esto, permite utilizar los balances de materia, cantidad de movimiento y energía en estado estacionario en los tubos, y las ecuaciones de balance en estado transiente en el separador.

ESTRATEGIA DE RESOLUCIÓN

Estrategia de Resolución para el Modelo de Tubos

Dos estrategias numéricas se propusieron para resolver el sistema combinado de ecuaciones diferenciales y algebraicas (Adam y Marchetti, [6]; Adam *et. al.*, [8]). En este caso se utilizó aquella en la que se computan todas las derivadas de las variables individuales en la forma explícita y luego, se usa un método de Runge-Kutta 4th-5th orden de paso adaptivo. Este procedimiento es de ejecución simple y robusto. Todo el sistema de ecuaciones puede ser escrito como sigue:

$$\frac{d}{dz}(\underline{\mathbf{x}}) = \underline{\mathbf{A}}^{-1} \underline{\mathbf{b}}, \quad \mathbf{x}_0 = \mathbf{x}(z=0) \quad (19)$$

Estrategia de Resolución para el Separador

El sistema de ecuaciones anteriormente citado que define el domo de la caldera puede ser escrito bajo la forma genérica de espacio de estado,

$$\frac{d\mathbf{x}}{dt} = \mathbf{f}(\mathbf{x}(t)) + \mathbf{g}u(t) + \mathbf{p}d_1(t) + \mathbf{w}u(t)d_2(t) \quad (20)$$

$$y = h(\mathbf{x}) \quad (21)$$

Las variables de estado son la masa total en el separador, la masa total en la fase (+), y la entalpía total en el separador. Las perturbaciones al sistema son, la demanda de vapor $d_1(t)$ y la temperatura del agua de alimentación $d_2(t)$. Las variables manipuladas $u(t)$ son, el flujo de calor y el agua de alimentación.

Este sistema puede ser resuelto en forma separada es decir, las ecuaciones diferenciales por un lado y las ecuaciones algebraicas por el otro. Las primeras por medio del método de Runge-Kutta de 4to-5to orden semimplícito de paso adaptivo, y las últimas mediante un método de Newton-Rapson para sistemas de múltiple dimensión. Los dos métodos numéricos fueron extraídos de los textos clásicos de Ralston y Rabinowitz [11] y Holland y Liapis [12].

SIMULACIONES NUMÉRICAS

Se realizaron simulaciones numéricas a fin de verificar la coherencia del modelo no lineal aquí propuesto.

Dado que el sistema a lazo abierto es inestable, se propuso para verificar la coherencia del modelo, utilizar una estrategia clásica de control de un elemento. Se propone entonces utilizar un controlador PI para controlar el nivel en el separador, manipulando el agua de alimentación (ver figura 3). El ajuste de las acciones del controlador se realizó mediante el método de Ziegler y Nichols [13], y para ello se utilizó el modelo no lineal.

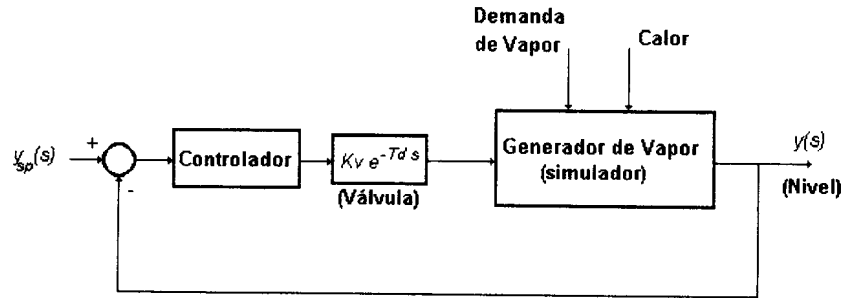


Figura 3: Esquema del lazo de control de nivel de domo.

Problema 1: Para una caldera de una planta termoeléctrica de 30 Mw, se propone introducir un incremento en la demanda de vapor al sistema del +5%.

Datos: Los datos físicos del problema son los que se presentan en la Tabla 1, y las condiciones operativas fueron extraídas directamente de la planta (Tabla 2).

Tabla I: Características físicas del sistema.

Tubos	Separador
$L_{tot}^{ub} = 25.0 \text{ m}$	$L_{sep} = 8.0 \text{ m}$
$d_{tub} = 0.0508 \text{ m}$	$d_{sep} = 1.8 \text{ m}$
$N_{tub} = 440$	$h_{sep} = 0.70 \text{ m}$

Tabla II : Condiciones operativas normales

	agua de alimentación	demanda de vapor
Caudal [Kg/s]	27.778	27.778
Presión [Pa]	$1.2156 \cdot 10^7$	$8.4 \cdot 10^6$
Temp. [°K]	503.16	571.3

La energía entregada a los tubos por unidad de área resulta: $q = 2.61 \cdot 10^4 \text{ w/m}^2$.

Resultados:

La simple inspección de las figura 4 permite observar la respuesta inversa en el nivel, típica en los generadores de vapor, ya que al aumentar la demanda el nivel debería bajar.

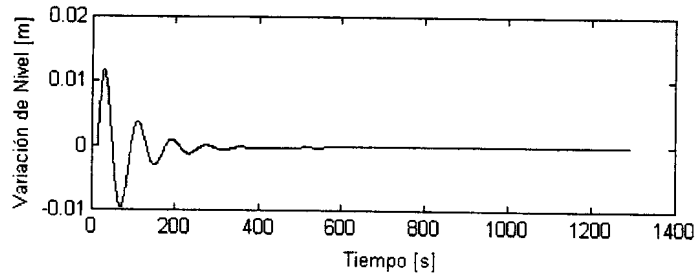


Figura 4: Variación de nivel en el separador.

En la figura 5 se puede observar como el controlador “engañado” por el aumento del nivel, ordena disminuir el caudal de agua de alimentación, para luego que el nivel invierte la pendiente de crecimiento, comenzar a aumentar el ingreso de agua al sistema. También se observa en esta figura como se cumplen los balances de materia en el nuevo estado estacionario.

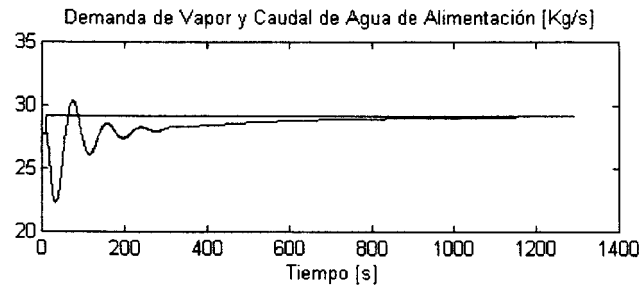


Figura 5: Variaciones en la demanda de vapor y en el caudal de agua de alimentación.

Problema 2: Dada las mismas condiciones operativas del Problema 1, se introduce un incremento de un 5% en el calor entregado en el generador de vapor, manteniendo la demanda constante.

Resultados:

En la figura 6 puede verse un incremento inicial del nivel debido al aumento del calor entregado. También se observa como transcurrido el transiente el controlador de nivel retorna el mismo al valor de partida.

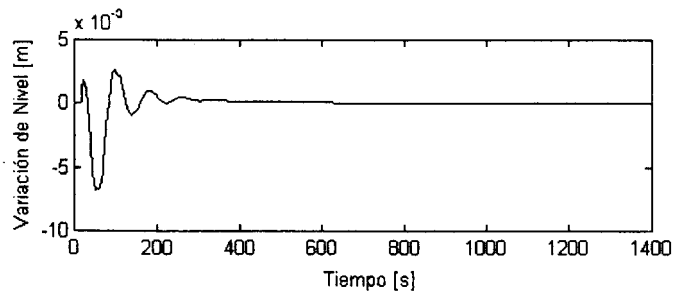


Figura 6: Variación de nivel en el separador.

De acuerdo con la figura 7, el controlador envía la orden de corregir el caudal de agua de alimentación a fin de eliminar el aumento de nivel en el separador. Además se observa como este caudal debe volver a su valor inicial debido a que no hay un cambio en la demanda de vapor.

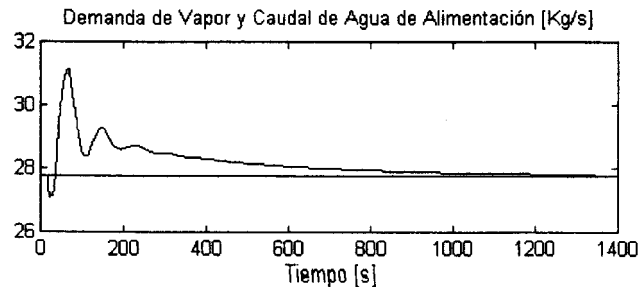


Figura 7: Variación en el caudal de agua de alimentación (manipulada), sin cambio en la demanda.

CONCLUSIONES

Se presentan un modelo no lineal de un generador de vapor, con fines de ser utilizado fundamentalmente en el estudio de estrategias de control. Este muestra el comportamiento típico de respuesta inversa del nivel frente a un aumento en la demanda de vapor, la cual resulta ser motivo de estudio en el área de control.

Las simulaciones numéricas que se presentan muestran la dinámica del generador, para cambios en la demanda de vapor y en el calor suministrado. En ambos casos se muestran los cambios de las variables más importantes, para cuando se trabaja con un controlador de nivel y sin controlador de presión. En todos los casos se observa un comportamiento coherente de todas las variables involucradas.

Es de destacar la utilidad del modelo no lineal del generador por la coherencia de los resultados y su capacidad descriptiva, lo que lo hace apto para el análisis de distintas propuestas en cuanto a sistemas de control.

NOTACIÓN

A	: matriz del modelo de evaporación en tubos.
d	: diámetro (m) o perturbación.
f	: función de variables de estado.
F_v	: caudal volumétrico (m ³ s ⁻¹).
g	: función vinculada a cambios en las variables manipuladas.
h	: altura (m), coeficiente pelicular de transferencia de calor (w m ⁻² °K ⁻¹), entalpia (J Kg ⁻¹), funciones no lineales de salida.
kl	: constante de proporcionalidad Ecuac. (12) (Kgs ⁻¹)/(Kgm ⁻³) ^{1/2} .
M	: masa acumulada (Kg).
p	: función vinculada a perturbaciones.
q	: caudal másico (Kg s ⁻¹), o flujo de calor por unidad de volumen (w m ⁻² /m ³).
t	: tiempo (s).
u	: velocidad (m s ⁻¹) o variable manipulada.
V	: volumen (m ³).
x	: variables de estado.
y	: variables de salida.
z	: coordenada axial o vertical (m).

Letras Griegas

ε	: fracción de volumen de la fase vapor proveniente de los tubos.
ρ	: densidad (Kg m ⁻³).
σ	: tensión superficial.

Subíndices

e	: entrada.
g ó v	: fase vapor.
l	: fase líquida.
m	: mezcla de fases.
max	: máximo.
med	: medio.
min	: mínimo.
prom	: promedio.
s	: salida.

sep : separador.
 tot : total.
 0 : condiciones iniciales

Supraíndices

+ : mezcla líquido - vapor en el separador.
 - : fase vapor en el separador.
 ~ : valor medio.

REFERENCIAS

- [1] Delhaye J. M., et. al., *Thermohydraulics of Two-Phase Systems for Industrial Design and Nuclear Engineering*, Mc Graw Hill Book Company, 1981.
- [2] Watanabe T., Harino M., Akimoto M., Tanabe F., Kohsaka A., "Two-Phase Flow Characteristics Analysis Code", JAERI 1326, 1992, pp. 1-232.
- [3] Tyssø A., "Modelling and Parameter Estimation of a Ship Boiler", *Automatica*, vol. 17, no. 1, 1981, pp. 157-166.
- [4] de Mello F. P., "Boiler Models for System Dynamic Performance Studies", *IEEE Trans. on Power Apparatus and Systems*, vol. 6, no. 1, 1991, pp. 66-74.
- [5] Doñate P. D. y Moiola J. L., "Model of a Once-Through Boiler for Dynamic Studies", *Latin American Applied Research*, vol. 24, no. 3, 1994, pp. 159-166.
- [6] Adam E. J. y Marchetti J. L., "Modelo Estacionario de Evaporación en Tubos Verticales", *CIT-Centro de Información Tecnológico*, vol. 5, no. 3, 1994, pp. 67-76.
- [7] Adam E. J. y Marchetti J. L., "Simulation of the Incipient Boiling Phenomenon in Vertical Tubes", *Latin American Applied Research*, vol. 25, no. 4, 1995, pp. 237-242.
- [8] Adam E.J., Marchetti J.L., Pérez G., y Martínez E., "Estudio de los Problemas Numéricos en un Modelo de Evaporación en Tubos Verticales", *MECOM - IV Congreso de Mecánica Computacional, Mecánica Computacional*, vol. 14, 1994, pp. 404-413.
- [9] Zuber N. y Findlay J. A., "Average Volumetric Concentration in Two-Phase Flow Systems", *J. Heat Transfer*, vol. 87, 1965, pp. 453-468.
- [10] Wagle M. P., "Predict Saturation Temperature as a Function of Vapor Pressure", *Chem. Eng.*, vol. 92, nro. 12, 1985, pp. 77-80.
- [11] Ralston A. y Rabinowitz P., *A First Course in Numerical Analysis*, McGraw-Hill, Inc., 1978.
- [12] Holland C. D. y Liapis A. I., *Computer Methods for Solving Dynamic Separation Problems*, McGraw-Hill, Inc., 1983.
- [13] Ziegler J. G. y Nichols N. B., "Optimum Settings for Automatic Controllers", *Trans. ASME*, vol. 64, no. 11, 1942, pp. 759-768.