

# Simulación dinámica de una camisa calefactora

**Autores:** Enrique E. Tarifa, Sergio L. Martínez, Álvaro F. Núñez y Samuel Franco Domínguez  
eetarifa@gmail.com

Enrique E. Tarifa

Ingeniero Químico (UNJu). Doctor en Ingeniería Química (UNL). Profesor Titular en la Facultad de Ingeniería de la UNJu. Investigador Independiente de CONICET.

Sergio L. Martínez

Ingeniero Electrónico (UTN). Especialista en Enseñanza de la Educación Superior (Universidad Católica de Cuyo). Magister en Ingeniería Electrónica (UNT). Profesor Adjunto en la Facultad de Ingeniería de la UNJu. Profesor Titular en el Departamento Académico San Salvador (UCSE).

Álvaro F. Núñez

Ingeniero Químico (UNJu). Ayudante de Primera en la Facultad de Ingeniería de la UNJu.

Samuel Franco Domínguez

Ingeniero Químico (UNJu). Profesor Adjunto en la Facultad de Ingeniería de la UNJu.

## Resumen

El servicio de vapor es uno de los más demandados en una planta química, y por ello tiene un alto impacto en la economía del proceso. En este trabajo se analiza, mediante simulación, el comportamiento dinámico de un sistema de calefacción constituido por una



camisa calefactora, una válvula de control y una trampa de vapor. Para ello, se desarrolló un modelo matemático conformado por un conjunto de ecuaciones diferenciales y algebraicas que describen el comportamiento dinámico del proceso analizado. El modelo obtenido se resolvió con el software Berkeley Madonna. Los resultados de las simulaciones realizadas permiten analizar en detalle la evolución de los estados de la camisa y del tanque cuando se varía la apertura de la válvula de control de vapor. Este análisis revela los cambios cualitativos que se presentan en el estado interno de la camisa calefactora durante la operación del equipo simulado. Esta información debe ser tenida en cuenta cuando se opera el sistema para evitar pérdidas de producción o incluso accidentes.

## Palabras clave

Camisa calefactora; tanque calefaccionado; simulación dinámica; válvula de control

## Dynamic simulation of a heating

### *Abstract*

*The steam service is one of the most demanded in a chemical plant, and therefore has a high impact on the economy of the process. In this work, the dynamic behavior of a heating system consisting of a heating jacket, a control valve and a steam trap is analyzed by simulation. For this, a mathematical model was developed, consisting of a set of differential and algebraic equations that describe the dynamic behavior of the analyzed process. The model obtained was solved with the software Berkeley Madonna. The results of the performed simulations allow to analyze in detail the evolution of the jacket and tank states when the opening of the steam control valve is varied. This analysis reveals the qualitative changes that occur in the internal state of the heating jacket during the operation of the simulated equipment. This information must be taken into account when operating the system to avoid loss of production or even accidents.*

## Key Words

*Heating mantle; heated tank; dynamic simulation; control valve*

## Introducción

En la industria en general (Couper, 2010) y en la alimentaria en particular (Toledo, 2007) es ampliamente utilizado el vapor como servicio de calefacción para una gran cantidad de equipos de procesos: intercambiadores de calor, tanques con camisas, tanques con serpentín, evaporadores. Debido a la magnitud en que es empleado el vapor, un mal diseño en los servicios de calefacción puede llevar a grandes pérdidas económicas.

Si bien existen estudios previos sobre los procesos en los que es utilizado el vapor como medio calefactor (Ordoñez et al., 2012; Restrepo et al., 2017), en ello no se analiza en detalle el comportamiento dinámico de los equipos involucrados en el sistema calefactor: camisa, válvula, recipiente calefaccionado. Este análisis detallado es importante, ya que un mal diseño de los elementos que forman el sistema de calefacción resulta en pérdidas de vapor, acumulación de condensado en la camisa, pérdida de la capacidad de regulación, provocando una merma del rendimiento energético del sistema; y debido al uso intensivo que se hace de este servicio, esta merma de rendimiento afecta seriamente la economía del proceso.

## Objetivos

En el presente trabajo, se desarrolla un modelo dinámico de simulación (Martínez et al., 2003) para un sistema *batch* que calienta y evapora agua. El sistema está formado por un tanque agitado, una camisa que rodea al tanque, una válvula que regula la entrada de vapor a la camisa, un sistema saturador de vapor y una trampa de vapor que permite la salida del condensado de la camisa. Con el modelo de simulación desarrollado, se realiza el estudio del comportamiento de la camisa para varias aperturas de la válvula de entrada de vapor con el fin de evaluar la capacidad de regulación y las condiciones de operación del sistema de calefacción.

## Materiales y métodos

### Sistema a simular

La Figura 1 muestra el sistema que será analizado en este trabajo, se trata de un tanque calefaccionado para calentar y evaporar agua. El sistema está compuesto de un tanque

agitado abierto que contiene una masa de agua  $M_{WR}$ , inicialmente a  $25\text{ }^{\circ}\text{C}$ , que se desea evaporar. El tanque es calefaccionado por medio de una camisa  $C1$  que es alimentada con vapor saturado a presión  $P_s$ . Para producir este vapor saturado, se alimenta la válvula de control  $V_1$  (del tipo igual porcentaje) con un flujo másico  $W_s$  de vapor saturado a presión  $P_{s0}$ , el cual sale de la válvula sobrecalentado a una presión menor  $P_s$ . En este punto, un sistema saturador inyecta agua al vapor para llevarlo a condiciones de saturación. El vapor saturado ingresa en la camisa, y entrega el calor latente para calefaccionar el tanque. Una vez condensado el vapor, el líquido es eliminado a través de la trampa de vapor  $V_2$ . El área de transferencia de calor efectiva  $A_T$  depende del nivel de condensado dentro de la camisa y del nivel de líquido en el tanque. Debido a que la temperatura del agua en el tanque se encuentra inicialmente por debajo de  $100\text{ }^{\circ}\text{C}$ , la camisa debe trabajar al vacío, por lo que el sistema se completa con una bomba de vacío  $B_1$ .

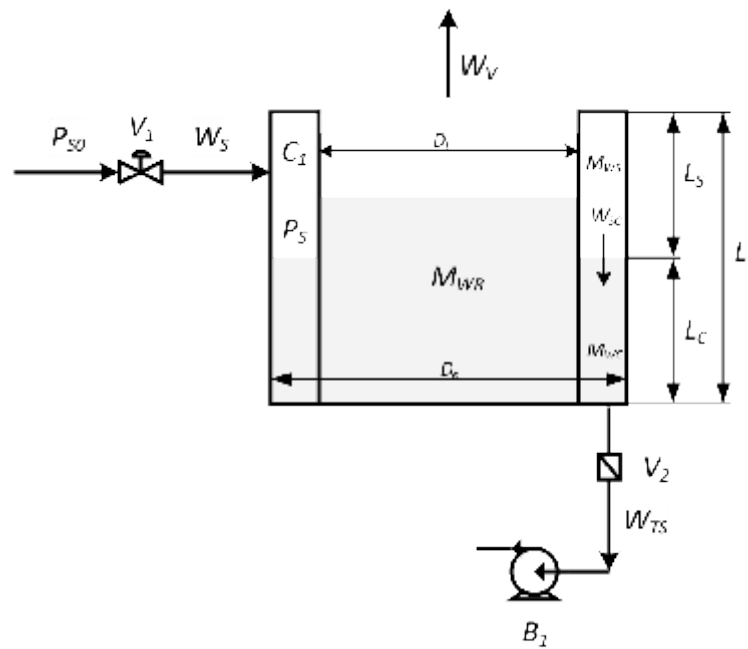


Fig.1: Tanque calefaccionado

## Modelo de simulación

A continuación, se presenta el modelo dinámico para el sistema en estudio. Las ecuaciones de balance de masa y energía para la zona del tanque son las siguientes:

$$\frac{dM_{WR}}{dt} = \begin{cases} 0 & \text{si } T_w < 100^{\circ}\text{C} \\ \frac{Q}{l_v} & \text{si } T_w \geq 100^{\circ}\text{C} \end{cases} \quad (1)$$

$$\frac{dT_R}{dt} = \begin{cases} \frac{Q}{\rho C_p V_R} & \text{si } T_R < 100^\circ\text{C} \\ 0 & \text{si } T_R \geq 100^\circ\text{C} \end{cases} \quad (2)$$

donde  $MWR$  es la masa de agua dentro del tanque,  $Q$  es el flujo de calor de la camisa al tanque,  $T_R$  es la temperatura del agua en el tanque y  $V_R$  es el volumen de agua en el tanque. A esas variables, se agregan las siguientes propiedades del agua: calor latente de evaporación  $\lambda$  a  $T_R$ , calor específico  $C_p$  y densidad  $\rho$ .

Para la camisa, se plantearon dos balances de masa, los correspondientes a la cantidad de agua que se encuentra en la fase vapor y la que se encuentra como condensado:

$$\frac{dM_{ws}}{dt} = W_s - W_{sc} \quad (3)$$

$$\frac{dM_{wc}}{dt} = W_{sc} - W_{ts} \quad (4)$$

en donde  $Mws$  es la masa de agua en forma de vapor dentro de la camisa,  $Mwc$  es la masa de agua condensada dentro de la camisa,  $W_{sc}$  es flujo másico de vapor que se condensa, y  $W_{ts}$  es el flujo másico de condensado que sale por la trampa de vapor.

El balance de energía para la camisa, suponiendo estado pseudoestacionario, es el siguiente:

$$Q = W_{sc} \lambda_s \quad (5)$$

donde  $\lambda_s$  es el calor latente de vaporización a la temperatura  $T_s$ .

La presión  $P_s$  en la camisa se calcula empleando la ecuación de los gases ideales:

$$P_s = \frac{M_{ws} R (T_s + 273.15)}{V_s P M_w} \quad (6)$$

donde  $R$  es la constante de los gases,  $T_s$  es la temperatura del vapor saturado,  $V_s$  es el volumen de la fase vapor en la camisa, y  $PM_w$  es el peso molecular del agua.

Para determinar la temperatura de saturación  $T_s$  ( $^\circ\text{C}$ ) del vapor, se utiliza la correlación de Antoine con los coeficientes obtenidos por Yaws y Yang (1989):

$$T_s = \begin{cases} \frac{1730.63}{7.196 - \log_{10} P_s} - 233.426 & P_s < 101 \text{ kPa} \\ \frac{1810.94}{7.265 - \log_{10} P_s} - 244.485 & P_s \geq 101 \text{ kPa} \end{cases} \quad (7)$$

Las ecuaciones (6) y (7) forman un sistema de ecuaciones, por lo cual deben resolverse simultáneamente para determinar  $P_S$  y  $T_S$ .

La velocidad de transferencia de calor de la camisa al tanque se modeló de la siguiente manera:

$$Q = UA_T (T_S - T_R) \quad (8)$$

donde  $U$  es el coeficiente de transferencia de calor global de la camisa y  $A_T$  es el área de transferencia de calor efectiva.

Para modelar la válvula de control se utilizó la ecuación sugerida por el manual Spirax Sarco (2004) para vapor:

$$\Delta P_S = P_{S0} - P_S \quad (9)$$

$$\Delta P_{CS} = P_{S0} - P_{CS} \quad (10)$$

$$W_S = \begin{cases} 0.671 f_{x_{V1}} K_{V1} \sqrt{(\Delta P_S)(P_{S0} + P_S)} & P_S > P_{CS} \\ 0.671 f_{x_{V1}} K_{V1} \sqrt{(\Delta P_{CS})(P_{S0} + P_{CS})} & P_S \leq P_{CS} \end{cases} \quad (11)$$

donde  $P_{S0}$  es la presión en la válvula de control  $V_1$ ,  $P_{CS}$  es la presión de descarga a la cual el flujo en la válvula alcanza la velocidad del sonido,  $K_{V1}$  es la constante de la válvula de control, y  $f_{x_{V1}}$  es la función característica inherente de la válvula de control.

Según Creus Solé (1999), en el dimensionamiento de válvulas de vapor, la caída de presión en la válvula será crítica cuando sea igual a la mitad de la presión de entrada. Esa afirmación, junto a la ec. (10), produce la siguiente igualdad para  $P_{CS}$ :

$$P_{CS} = \frac{P_{S0}}{2} \quad (12)$$

La válvula utilizada es del tipo igual porcentaje, cuya función característica es la siguiente:

$$f_{x_{V1}} = \alpha^{x_{V1}^{-1}} \quad (13)$$

donde  $x_{V1}$  es la apertura de la válvula de control y  $\alpha$  es una constante de la válvula.

La presión crítica  $P_{CS}$  se calcula con la siguiente expresión:

$$P_{CS} = 0.595 P_{S0} \quad (14)$$

La trampa de vapor se modela como una válvula. En este caso, se compara el valor que toma el flujo de condensado  $W_{CS}$  con respecto al flujo máximo  $W_{TM}$  que puede descargar la trampa. Si el flujo de condensado no supera la capacidad de la trampa, entonces se extrae totalmente. Si en cambio el flujo de condensado es mayor, se extrae el correspondiente a la

máxima capacidad de la trampa, provocando que se acumule condensado en la camisa:

$$W_{TM} = K_{V2} \sqrt{\frac{L_C \rho g}{1000} + P_S - P_A} \quad (15)$$

$$W_{TS} = \begin{cases} W_{CS} & W_{CS} \leq W_{TM} \\ W_{TM} & W_{CS} > W_{TM} \vee L_C > 0 \end{cases} \quad (16)$$

donde  $L_C$  es la altura del condensado,  $P_A$  es la presión que produce la bomba de vacío B1, y  $K_{V2}$  es la constante de la trampa.

Para calcular el calor latente del vapor saturado, se utilizó la siguiente correlación válida para el rango de temperaturas utilizadas:

$$\lambda_{vs} = 2513.6418 - 2.6562 T_s \quad (17)$$

## Simulación

El modelo matemático obtenido se codificó y cargó en el *software* Berkeley Madonna, el cual permite resolver sistemas de ecuaciones tanto diferenciales como algebraicas. Para anular el grado de libertad del sistema de ecuaciones (cantidad de variables menos la cantidad de ecuaciones), se especificaron como datos las variables que se presentan en la Tabla 1. La Tabla 2 muestra los valores con los que se inicializaron las variables de estado.

Parámetros	Valor	Unidades
$P_{S0}$	486.4	kPa
$U$	800	W/(m <sup>2</sup> °C)
$K_{V1}$	0.743	kg/(h kPa)
$K_{V2}$	10	kg/(h kPa <sup>1/2</sup> )
$D_i$	1.56	m
$D_e$	1.60	m
$L_T$	1.20	m

Tabla 1. Datos del modelo.

Variable	Valor	Unidades
$M_{WR}$	2313	kg
$M_{BS}$	0	kg
$M_{WC}$	0	kg
$T_R$	25	°C

Tabla 2. Valores iniciales para las variables de estado.

## Resultados

Con el modelo presentado en la sección anterior, se realizaron tres simulaciones asignando los siguientes valores a la apertura  $xv1$ : 0.1, 0.5 y 1. Desde la Figura 2 hasta la Figura 9, se representan los resultados obtenidos en las citadas simulaciones.

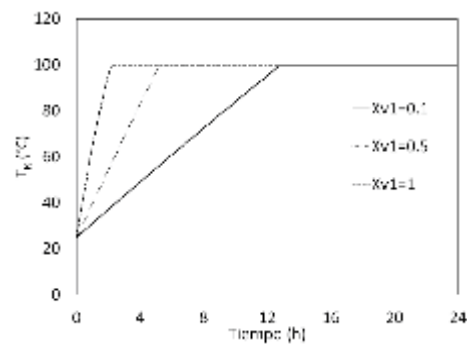


Fig. 2. Temperatura del agua en el tanque.

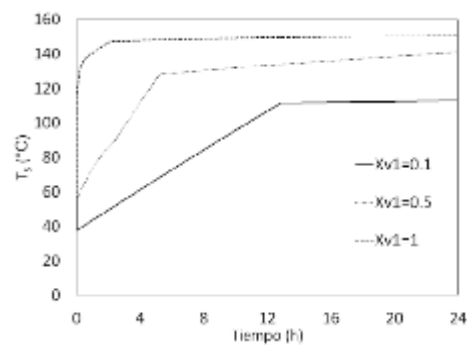


Fig. 3. Temperatura del vapor en la camisa.

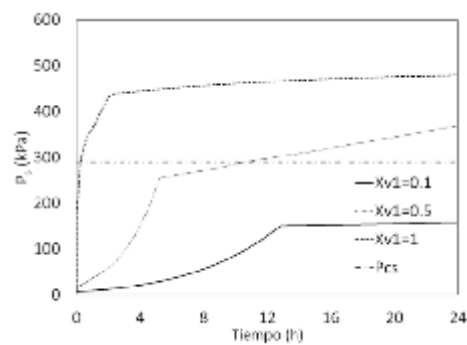


Fig. 4. Presión de vapor en la camisa.



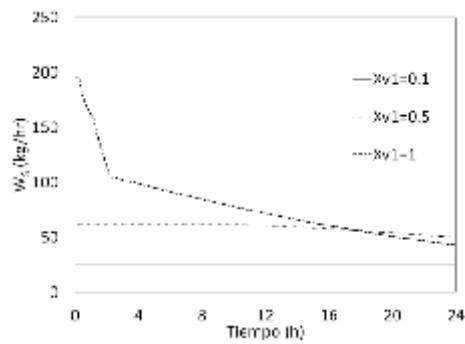


Fig. 5. Caudal de vapor.

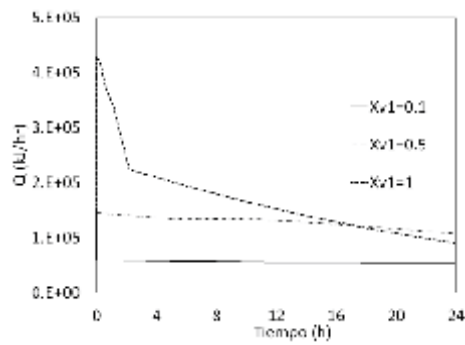


Fig. 6. Flujo de calor de la camisa hacia el tanque.

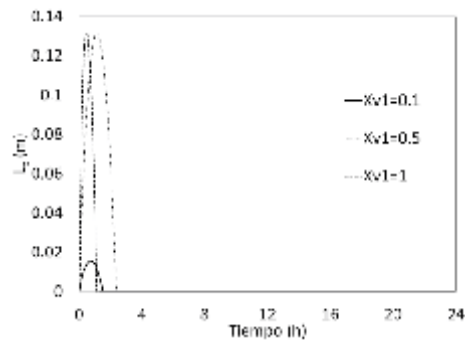


Fig. 7. Nivel del condensado en la camisa

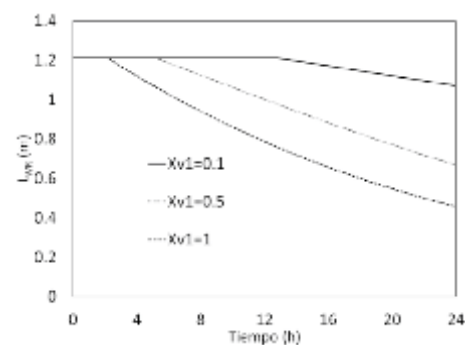


Fig. 8. Nivel de agua en el tanque.

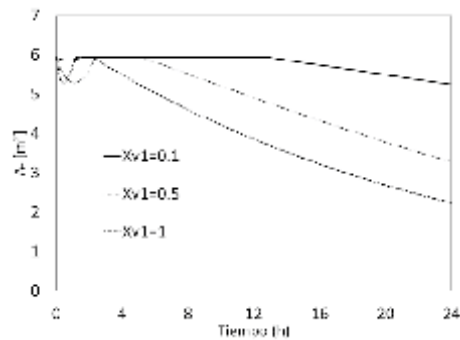


Fig. 9. Área útil de transferencia de calor.

## Discusión

En las condiciones para las cuales fue diseñado el sistema, la válvula de control opera con  $x_{v1} = 0.5$ . Para este valor de apertura, en la puesta en marcha del equipo, hay una pequeña inundación de la camisa (Figura 7), la cual disminuye a medida que aumenta la presión en la camisa. El flujo de calor se mantiene casi constante a lo largo de todo el proceso (Figura 6), ya que la disminución del área útil de transferencia (Figura 9) se ve compensada por el aumento de la temperatura  $T_s$  de saturación del vapor (Figura 3). Es de notar que, en las primeras horas, existe vacío en la camisa debido a que la temperatura en el tanque, y por lo tanto en la camisa, es menor a  $100^\circ\text{C}$ .

Al aumentar  $x_{v1}$  a 1, aumenta la cantidad de vapor disponible. En este caso también hay una pequeña inundación de la camisa en el arranque (Figura 7). El vapor extra produce que aumente la presión de saturación del vapor (Figura 4) y, como consecuencia de esto, que aumente la temperatura de saturación del vapor (Figura 3); lo que finalmente provoca un aumento en la velocidad de calentamiento (Figura 6). Si bien el flujo de calor se ve beneficiado por el aumento de la temperatura del vapor, a partir de cierto momento comienza a disminuir debido a la rápida evaporación del agua en el tanque (Figura 8); lo que tiene como consecuencia la reducción del área útil de transferencia de calor (Figura 9).

Cuando se cierra la válvula a  $x_{v1} = 0.1$ , la disminución en el flujo de vapor produce una disminución en la velocidad de calentamiento. Durante la operación, el flujo de calor se mantiene casi constante debido a que la disminución en el área útil de transferencia se ve compensada con el aumento de la temperatura de saturación del vapor en la camisa. En este caso, el nivel de inundación de la camisa es mucho menor, esto se debe a que es menor también la cantidad de vapor disponible para condensar.

La Figura 5 muestra que el caudal de vapor  $W_s$  se mantiene prácticamente constante para aperturas menores a 0.5. Esto se debe a que, para esas aperturas, la presión en la camisa es menor o igual a la presión crítica  $P_{cs}$  de la válvula. Bajo esas condiciones, el vapor puede

llegar a alcanzar una velocidad igual o mayor que la del sonido. Cuando el vapor se mueve a la velocidad del sonido, las ondas sónicas desarrolladas no pueden desplazarse a más velocidad y; por lo tanto, aunque disminuya la presión de descarga, no aumentará el flujo de vapor.

Otro aspecto a destacar es que la válvula de control regula el calentamiento actuado sobre dos variables importantes: la temperatura en la camisa y el flujo de vapor. Al aumentar la apertura de la válvula, aumentan ambas variables, favoreciendo el calentamiento.


## Conclusiones

En este trabajo, se analizó el funcionamiento de un tanque calefaccionado empleando una camisa alimentada con vapor saturado. Para, ello se desarrolló un modelo dinámico, y se plantearon tres escenarios con distintas aperturas de la válvula de control.

Los resultados obtenidos permitieron determinar que siempre existe una pequeña inundación y se produce vacío en la camisa durante la puesta en marcha. También, se observó que para aperturas menores a 0.5 de la válvula de control, el flujo de vapor es casi igual al flujo crítico, con las consecuencias que ello implica (ruido, vibraciones, etc.). Por último, durante el funcionamiento del equipo se produce un notable aumento tanto de la presión como de la temperatura del vapor en la camisa. Todas estas observaciones deben ser tenidas en cuenta al momento de diseñar y operar un sistema de calefacción.

## Bibliografía

- Creus Solé A., Instrumentación industrial, Alfomega S.A., Bogotá, 1999.
- Couper J., Chemical Process Equipment: Selection and Design, Elsevier, New York, 2010.
- Ordoñez R. A., Hernández C. A., Pedraza L. F., “Modelado de un Sistema de Evaporación de Múltiple Efecto para la Producción de Panela (Azúcar no Centrifugado)”, Información Tecnológica, Vol. 23(6), 105-120, 2012.
- Martínez V. H., Alonso Dávila P. A., López Toledo J., Carbajal M. S., Rocha Uribe J. A., Simulación de procesos en ingeniería Química, Ed. Plaza y Valdéz, 1º ed., México, 2003.
- McCabe W. L., Operaciones Unitarias en Ingeniería Química. Editorial, McGraw-Hill, New York, 1985.
- Restrepo Á. R., Flórez L. C., Tibaquirá J. E., “Diseño, simulación y construcción de un serpentín evaporador para la industria panelera a baja escala en Colombia”, Ingeniería Mecánica, Vol. 20, No. 2, 51-57, 2017.
- Spirax Sarco. Design of Fluid Systems. Spirax Sarco, Inc. 2004.
- Toledo R., Fundamentals of Food Process Engineering, 3ra edition, Springer, New York, 2007.



Yaws C. L., Yang H. C., "To Estimate Vapor Pressure Easily. Antoine Coefficients Relate Vapor Pressure to Temperature for Almost 700 Major Organic Compounds", *Hydrocarbon Processing*, 68(10), Seiten 65-68, 1989.