

## MODELO MATEMÁTICO DINÁMICO DE UN AEROCONDENSADOR Y UNA TURBINA DE VAPOR

R. Aguilar-Alderete<sup>1</sup>, R.E. Baray-Arana<sup>2</sup>

TECNOLÓGICO NACIONAL DE MÉXICO/INSTITUTO TECNOLÓGICO DE CHIHUAHUA  
División de Posgrado e Investigación, Av. Tecnológico #, Col. 10 de Mayo.  
C.P. 31310 Chihuahua, Chih. México  
(614)201-2000  
(614)201-2000 Ext. 2122  
rafael.aa@chihuahua.tecnm.mx<sup>1</sup>, rogelio.ba@chihuahua.tecnm.mx<sup>2</sup>

### RESUMEN

En este artículo se presenta el modelado y simulación dinámica de un aerocondensador (AC) y una turbina de vapor instalados en una central de ciclo combinado. Los equipos son identificados como módulos y submódulos para aplicar ecuaciones de conservación de masa y energía, obteniendo el modelo matemático correspondiente. Algunos parámetros se ajustaron con datos de la planta. A partir del modelo matemático se realiza un modelo de simulación integral en Simulink para obtener la repuesta de los equipos bajo diversas condiciones de operación/entradas como temperatura ambiente, flujo másico de vapor y flujo másico de aire de enfriamiento. En particular se analizó la respuesta de variables como la contrapresión y la potencia producida por la turbina. Las salidas se validaron respecto a datos medidos en la planta con una muy buena aproximación.

Palabras clave: Aerocondensador, simulación dinámica de procesos, Central de Ciclo Combinado

### ABSTRACT

The behavior of an air-cooled steam condenser (ACSC) and steam turbine, installed in a Combined Cycle Gas Turbine (CCGT), has been analyzed under various operation conditions and disturbances in this paper. The analysis has been carried out by using a dynamic simulation technique, dividing the equipment in modules and applying conservation laws of mass and energy to each one. The solution of the resulting set of equations for one module was gotten by implementing a simulation model in Simulink. Some parameters were adjusted by using steady state data from the power plant. By coupling the modules, an integral program was created to simulate the ACSC's performance under different values of ambient air temperature, steam mass flow rate and cooling air mass flow rate. The main output variables to analyze were backpressure and power generated by the turbine. Model response was compared versus power plant data as model validation.

Palabras clave: Air-Cooled Steam Condenser, Process Dynamic Simulation, Combined Cycle Gas Turbine

### 1. INTRODUCCIÓN

El uso de un aerocondensador puede reducir aproximadamente el 90 % del agua utilizada en una central de generación de potencia. Esta es la principal característica que ha incrementado significativamente la instalación de este tipo de condensador en una central termoeléctrica. La instalación puede ubicarse en regiones áridas, siendo ésta la mayor ventaja del uso de AC en comparación con los condensadores húmedos convencionales. Además, la planta de energía se puede situar cerca de las minas de carbón. Se evita la contaminación del agua producida por la descarga de agua caliente en fuentes naturales como ríos. Los AC no solo se utilizan en regiones áridas, sino también se instalan en lugares con recursos hídricos, esto se debe a que las centrales eléctricas basadas en un AC no compiten contra otras actividades humanas que utilizan agua, por lo que los permisos para construir instalaciones se otorgan fácilmente. Las aplicaciones de enfriamiento en seco son hoy en día una opción estándar de diseño de plantas de energía. Sin embargo, los AC tienen ciertas desventajas en su rendimiento en comparación con el enfriamiento húmedo convencional.

El rendimiento térmico del AC depende en gran medida de las condiciones ambientales como la temperatura del aire [1] y su eficiencia es inferior a la ofrecida por los sistemas convencionales [2]. También los AC requieren mucha área de transferencia de calor para operar, por lo que, son grandes y caros. Además, hay varios problemas involucrados en el funcionamiento de estos sistemas: la recirculación de aire caliente afecta negativamente el rendimiento del condensador y la velocidad del viento tiene una gran influencia en él [3], la resistencia térmica para el ensuciamiento aparece durante el funcionamiento y debe eliminarse del sistema [4], el caudal másico de aire enviado por los ventiladores debe regularse a un valor de presión óptimo [5]. La mayor parte de la investigación llevada a cabo en los AC se ha dirigido a resolver un problema específico mediante modelos estáticos.

Una forma de analizar el comportamiento general y el rendimiento de un sistema es mediante el análisis modular, modelado matemático dinámico y la simulación. Este enfoque permite tener una descripción completa de cualquier sistema, porque los modelos contienen múltiples entradas y los efectos de cada uno se pueden estudiar rápidamente a través de las variables de salida, por lo que se pueden ejecutar muchas condiciones de operación y ver el efecto en algunos parámetros importantes de salida. Este análisis se puede realizar en fase de diseño o aplicarse a una instalación en operación. En este trabajo este enfoque se implementará en un AC que opera en una Central de Ciclo Combinado ubicada en Puebla, México.

La variable termodinámica que se puede tomar como indicador del rendimiento térmico de un AC es la presión de vapor durante la condensación. A la salida de la turbina, dicha presión se denomina contrapresión y depende de las condiciones de operación que actúan sobre el AC. La temperatura del aire ambiente y la velocidad del viento son las principales condiciones de operación que afectan la contrapresión en un condensador de trabajo, pueden influir en el rendimiento térmico de la central. Cuanto menor sea la contrapresión, mejor será el rendimiento del condensador y, a continuación, se aumentará la eficiencia de la planta de energía. Dado que la entalpía del vapor es menor para presiones pequeñas, hay una mayor diferencia en la entalpía entre la entrada y la salida de la turbina, lo que produce un incremento importante de la potencia entregada por la turbina de vapor. Este trabajo analiza el efecto de las diferentes condiciones ambientales sobre la contrapresión y, en consecuencia, la relación de contrapresión con la potencia entregada por la turbina. Esta información se puede conectar con el control del caudal másico de aire para optimizar el flujo de aire enviado por los ventiladores de acuerdo con las condiciones ambientales específicas. Por lo tanto, puede haber un importante ahorro de energía al reducir la potencia consumida por los ventiladores, que son dispositivos de gran tamaño.

## 2. TÉCNICA DE SIMULACIÓN

Para llevar a cabo la simulación, es conveniente aplicar una serie de pasos consecutivos que se muestran en la figura 1. El punto de partida es tener diagramas de tuberías e instrumentación (DTI'S) para analizarlos y hacer una simplificación. Esta última dependerá de los objetivos y de la profundidad del estudio. Después de

hacer la simplificación de los DTI'S, cada uno de los equipos se considera como un módulo, de acuerdo con su función en el sistema. Si es necesario, el módulo de un equipo en particular debe dividirse en submódulos. Esta separación permite ver todo el sistema bajo análisis como varias partes ordenadas en forma jerárquica.

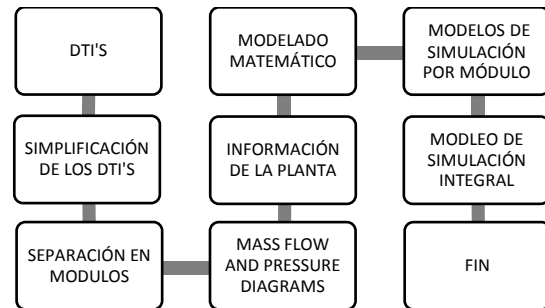


Figura 1. Pasos ejecutados para llevar a cabo la simulación

El AC bajo estudio está configurado por 15 ventiladores que se encuentran en tres calles diferentes, por lo que en cada calle hay colocados 5 ventiladores. Para hacer el análisis, se divide el módulo del AC y se determinan 15 submódulos. Cada submódulo contiene  $n$  tubos enfriados por el mismo ventilador. Los ductos que transportan el vapor desde la salida de la turbina hasta el AC también se consideran módulos, son cuatro incluyendo el ducto principal y hay un módulo para la representación de la turbina de vapor. Una vez determinados los módulos y submódulos, se aplican leyes de conservación de masa y energía aplicando un método denominado *parámetros concentrados*. La aplicación de tales leyes de conservación genera un conjunto de ecuaciones algebraicas que modelan el sistema.

Generalmente, el conjunto de ecuaciones diferenciales obtenidas contiene parámetros que pueden ser calculados a través de ecuaciones auxiliares. El conjunto de ecuaciones se resuelve mediante un software de simulación, éste ofrece un entorno donde el usuario puede añadir bloques para crear un programa de simulación cuya salida es el comportamiento de parámetros importantes. Finalmente, el programa de simulación de cada módulo se acopla junto con todos los módulos de la instalación para crear un modelo de simulación integral que se puede ejecutar bajo diversas condiciones operativas y perturbaciones.

## 3. MODELADO MATEMÁTICO

### 3.1 Modelo del tubo individual

Utilizando un tubo individual aletado, mostrado en la figura 2, se obtiene un modelo matemático. El objetivo es analizar cualquier parámetro importante que indique el rendimiento del sistema, que es principalmente la presión de condensación.

Se deben tener en cuenta los siguientes supuestos:

1. Flujo unidireccional.
2. El fluido de trabajo es puro.
3. La resistencia térmica de la pared del tubo es insignificante.
4. Se desprecian las resistencias térmicas dentro y fuera del tubo debido al ensuciamiento.
5. La caída de presión es insignificante.

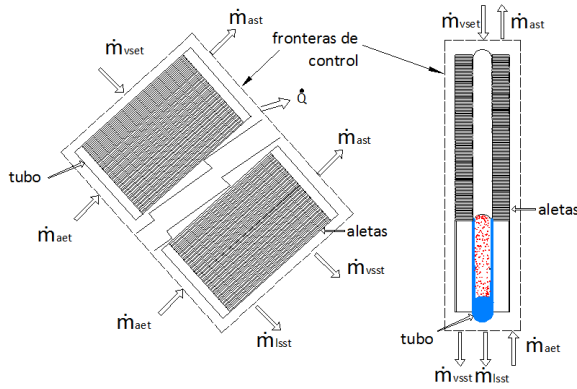


Figura 2. Volumen de control del tubo aletado

Después de aplicar ecuaciones de conservación de masa y energía al vapor dentro del tubo, la pared del tubo y el aire fuera del tubo, se obtiene el siguiente conjunto de ecuaciones,

$$\frac{dp}{dt} = \frac{h_i A_{it}}{\tau i_{fg} - \nabla} T_t + \frac{i_{fg}}{\tau i_{fg} - \nabla} \dot{m}_{vet} - \frac{h_i A_{it}}{\tau i_{fg} - \nabla} T_s \quad (1)$$

$$\begin{aligned} &= - \left( \frac{h_i A_{it}}{m_t C_{vt}} + \frac{h_e \eta_{se} A_{et}}{m_t C_{vt}} \right) T_t + \frac{h_e \eta_{se} A_{et}}{m_t C_{vt}} \bar{T}_a \\ &+ \frac{h_i A_{it}}{m_t C_{vt}} T_s \end{aligned} \quad (2)$$

$$\begin{aligned} &\frac{d\bar{T}_a}{dt} \\ &= \frac{h_e \eta_{se} A_{et}}{m_{at} C_{va}} T_t - \frac{(2\dot{m}_{at} C_{pa} + h_e \eta_{se} A_{et})}{m_{at} C_{va}} \bar{T}_a \\ &+ \frac{2\dot{m}_{at} C_{pa}}{m_{at} C_{va}} T_{ae} \end{aligned} \quad (3)$$

donde

$$\tau = \frac{\nabla}{RT_s} \quad (4)$$

### 3.2 Modelo de una célula de condensación

El AC en estudio contiene 15 submódulos o células de condensación. Cada submódulo contiene  $n$  tubos individuales. Se supone que cada tubo en el submódulo está bajo la misma condición de operación. El modelo para una célula es,

$$\begin{aligned} &\frac{dp}{dt} \\ &= \frac{h_i A_{it}}{\tau i_{fg} - \nabla} T_t + \frac{i_{fg}}{(\tau i_{fg} - \nabla) n_t} \dot{m}_{veM} \\ &- \frac{h_i A_{it}}{\tau i_{fg} - \nabla} T_s \end{aligned} \quad (5)$$

$$\begin{aligned} &\frac{dT_t}{dt} \\ &= - \left( \frac{h_i A_{iM}}{m_{tM} C_{vt}} + \frac{h_e \eta_{se} A_{eM}}{m_{tM} C_{vt}} \right) T_t + \frac{h_e \eta_{se} A_{eM}}{m_{tM} C_{vt}} \bar{T}_a \\ &+ \frac{h_i A_{iM}}{m_{tM} C_{vt}} T_s \end{aligned} \quad (6)$$

$$\begin{aligned} &\frac{d\bar{T}_a}{dt} \\ &= \frac{h_e \eta_{se} A_{eM}}{m_{aM} C_{va}} T_t - \frac{(2\dot{m}_{aV} C_{pa} + h_e \eta_{se} A_{eM})}{m_{aM} C_{va}} \bar{T}_a \\ &+ \frac{2\dot{m}_{aV} C_{pa}}{m_{aM} C_{va}} T_{ae} \end{aligned} \quad (7)$$

El flujo másico de condensado en la célula es,

$$\dot{m}_{lsM} = \frac{2\dot{m}_{aV} C_{pa} (\bar{T}_a - T_{ae})}{i_{fg}} \quad (8)$$

### 3.3 Modelo de los ductos

El AC está integrados por tres calles. Cinco células de condensación y cinco ventiladores constituyen cada calle. Hay tres ductos que distribuyen el vapor proveniente del ducto principal. Para estimar la presión de vapor dentro de

cada ducto, se aplica la ecuación de conservación de masa,

$$\begin{aligned} \frac{dp_{CC1}}{dt} &= - \frac{(\bar{A}_{M1,C1} + \bar{A}_{M2,C1} + \bar{A}_{M3,C1} + \bar{A}_{M4,C1} + \bar{A}_{M5,C1})}{\tau_{CC1}} p_{CC1} \\ &+ \frac{1}{\tau_{CC1}} \dot{m}_{ve,CC1} + \frac{\bar{A}_{M1,C1}}{\tau_{CC1}} p_{M1,C1} + \frac{\bar{A}_{M2,C1}}{\tau_{CC1}} p_{M2,C1} \\ &+ \frac{\bar{A}_{M3,C1}}{\tau_{CC1}} p_{M3,C1} + \frac{\bar{A}_{M4,C1}}{\tau_{CC1}} p_{M4,C1} \\ &+ \frac{\bar{A}_{M5,C1}}{\tau_{CC1}} p_{M5,C1} \end{aligned} \quad (9)$$

Donde  $\bar{A}$  es la admitancia y su valor se ajusta con datos de la planta. La ecuación 9 representa al ducto 1, los ductos 2 y 3 tiene una ecuación con estructura similar.

### 3.4 Modelo del ducto principal

Después de extraer el vapor de la turbina, hay un ducto de elevado diámetro entre la salida de la turbina y los ductos. A partir de la ecuación de conservación de masa, se genera el siguiente modelo del ducto principal,

$$\begin{aligned} \frac{dp_{DP}}{dt} &= - \frac{(\bar{A}_{DP,CC1} + \bar{A}_{DP,CC2} + \bar{A}_{DP,CC3})}{\tau_{DP}} p_{DP} \\ &+ \frac{1}{\tau_{DP}} \dot{m}_{ve,AC} + \frac{\bar{A}_{DP,CC1}}{\tau_{DP}} p_{CC1} \\ &+ \frac{\bar{A}_{DP,CC2}}{\tau_{DP}} p_{CC2} + \frac{\bar{A}_{DP,CC3}}{\tau_{DP}} p_{CC3} \end{aligned} \quad (10)$$

### 3.5 Modelo de la turbina

La turbina de vapor tiene dos etapas, etapas de alta presión y baja presión. Cada etapa se modela utilizando la ecuación de conservación de energía o primera ley de la termodinámica. El modelo de dos etapas para obtener la potencia generada es el siguiente,

$$\begin{aligned} \dot{W}_T &= \eta_T C_{PA} \dot{m}_{e,TA} T_{e,TA} \left( 1 - \left( \frac{p_{e,TB}}{p_{e,TA}} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right) \\ &+ \eta_T C_{PB} (\dot{m}_{e,TB} + \dot{m}_{e,TA}) T_{e,TB} \left( 1 - \left( \frac{p_{DP}}{p_{e,TB}} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right) \end{aligned} \quad (11)$$

Esta ecuación contiene la contrapresión del ducto principal. Tal presión afecta a la potencia producida por la turbina. Así mismo, la presión del ducto principal se ve afectada por las condiciones ambientales.

## 4. SIMULACIÓN

Se implementó un programa de simulación en el entorno de bloques Simulink. Algunos parámetros (coeficientes en las ecuaciones) se ajustaron mediante datos de centrales eléctricas durante un estado estacionario, mientras que otros se obtuvieron mediante relaciones empíricas disponibles en la literatura de equipos de intercambio de calor.

Fue simulada una célula cuyo programa de simulación se muestra en la figura 3. Después, quince submódulos representando al AC, tres módulos de ductos, un módulo del ducto principal y un módulo de la turbina se acoplaron en un programa de simulación dinámica integral que representa al AC en estudio. Finalmente, el programa general se utilizó para estudiar la respuesta dinámica del sistema bajo diferentes condiciones de operación y perturbaciones.

El modelo se validó comparando los valores de salida contra datos empíricos obtenidos de la central termoeléctrica para las mismas condiciones de entrada como temperatura del aire ambiental, flujo másico de vapor en la turbina y flujo másico de aire de enfriamiento. Una de las variables de salida que se comparó fue la contrapresión con un valor del modelo de la planta de 19.6 kPa mientras que del modelo fue de 20.75 kPa.

## 6. PRUEBAS BAJO DISTINTAS CONDICIONES DE OPERACIÓN

Fueron simulados varios transitorios debido a cambios en las condiciones ambientales y en el flujo másico de aire de enfriamiento enviado por los ventiladores.

### 6.1 Respuesta transitoria debido a un cambio en el flujo másico de aire de enfriamiento

Se reduce el flujo másico de aire en 7 de las 15 células de condensación. Con esto se simula lo que pasaría si la temperatura ambiente es muy baja y no se requieren todos los ventiladores operando a su máxima capacidad. Al modificarse a la mitad el flujo másico de aire de los ventiladores de las células, la presión aumenta de 13.62 kPa hasta 20.11 kPa con una temperatura ambiental baja de 15 °C como se ve en la figura 4. Como aumenta la contrapresión, disminuye la potencia mecánica de la

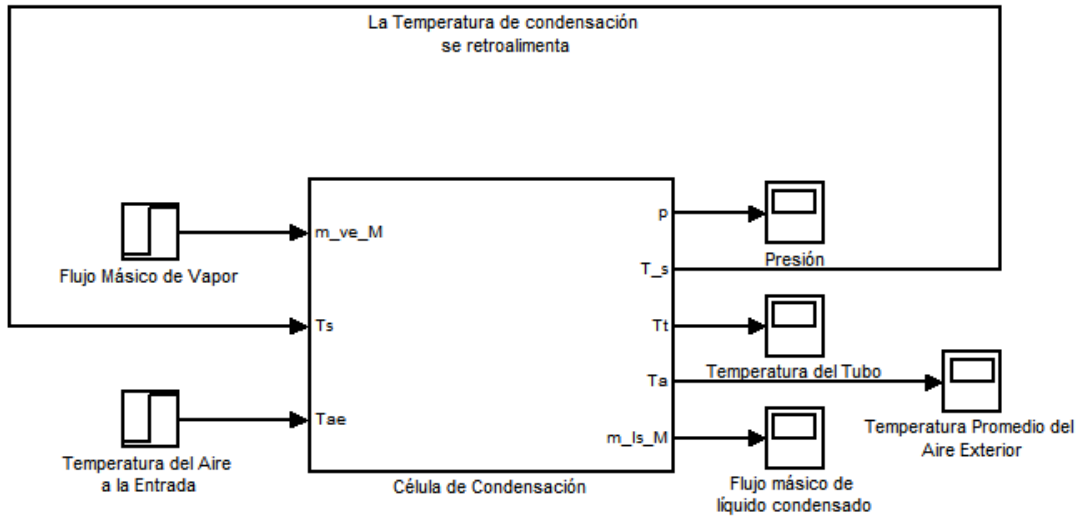


Figura 3. Bloque o subsistema en Simulink para una célula de condensación

turbina de 147 MW a 142 MW. No solo baja la potencia entregada por la turbina sino también la potencia consumida por los ventiladores, porque 7 de los 15 redujeron la velocidad angular. Debe existir un punto en el que la reducción de la cantidad de potencia de consumo sea mayor a la cantidad en que disminuye la potencia de la turbina y, si se logra poner a la contrapresión en ese punto, entonces se estaría ahorrando energía en la central.

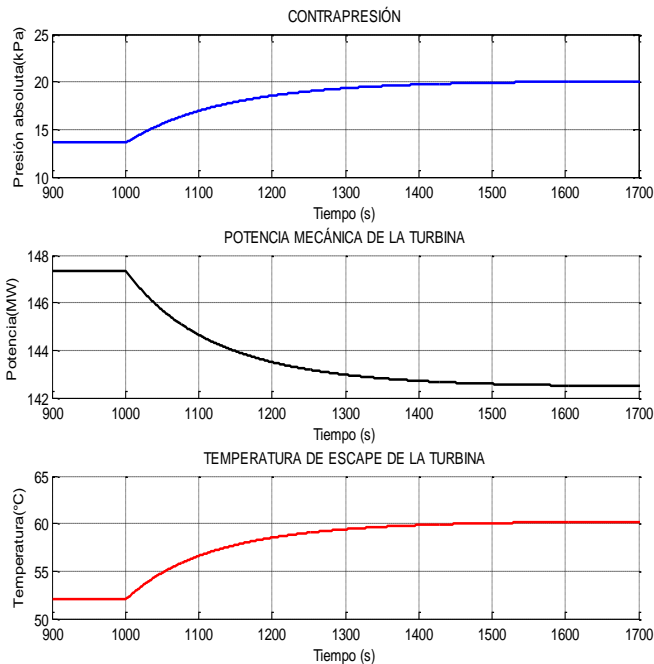


Figura 4. Comportamiento dinámico de las salidas principales cuando hay un transitorio por cambio en el flujo másico de enfriamiento.

## 6.2 Respuesta transitoria debido a un cambio de temperatura del aire a la entrada de algunas células

Esta simulación trata de describir lo que ocurriría en caso de que el viento, debido a la recirculación del aire caliente, modifique la temperatura de entrada a las células de la calle 3 del aerocondensador y una célula de la calle 2.

Esta prueba es importante porque permite conectar los efectos de la velocidad del viento en el comportamiento térmico del AC. La velocidad del viento puede determinar la distribución de temperatura en la entrada de las distintas células del aerocondensador. Cuando existen estas distribuciones, la contrapresión aumenta y baja la potencia de la turbina de vapor.

La temperatura de las células sin distribución de aire caliente es de 24 °C. La temperatura en las otras células es de 30, 39 32, 32, 32 y 30 °C. En la figura 5 se observa que la contrapresión aumenta se 20 kPa hasta unos 22.7 kPa. Esto refleja la realidad porque al aumentar la temperatura la capacidad de transferencia de calor se reduce. Al subir la contrapresión, la potencia entregada por la turbina se reduce en más de 1 MW. Esto indica que los efectos del viento alrededor del AC, y el incremento de la temperatura del aire ambiental en algunas células, causa una reducción en la potencia. En consecuencia, se nota el efecto de la recirculación de aire caliente en la eficiencia de la central de ciclo combinado.



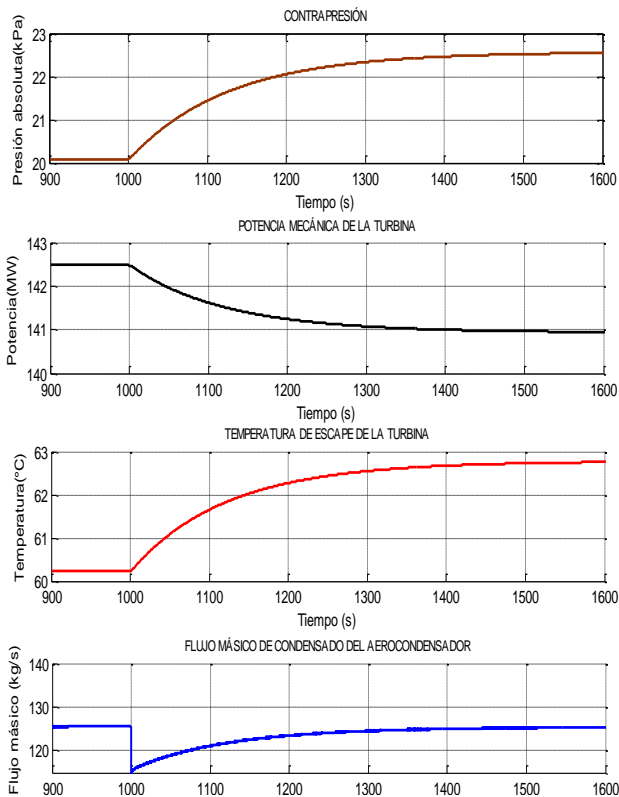


Figura 5 Comportamiento dinámico de las salidas principales cuando ocurre un transitorio por cambio en la temperatura del aire en las células.

### CONCLUSIONES

Se desarrolló un modelo matemático dinámico de los equipos, con estabilidad en la solución y un error aceptable al compararlo con los resultados de la central. El modelo realizado tiene características propias que no presenta ningún modelo o investigación publicada de aerocondensadores y puede ser usado para la toma de decisiones en cuanto a la mejor forma de operar los equipos.

La investigación es útil en el área de los aerocondensadores en general y, en particular, puede emplearse como base para un estudio de ahorro de energía e incremento de la eficiencia de la central San Lorenzo.

En la central San Lorenzo se puede estimar el flujo másico enviado por cada ventilador, por debajo del valor nominal de operación, para mantener a la contrapresión en un valor estable cuando se presentan bajas temperaturas ambientales. Este valor estable ayuda en dos aspectos; el primero tiene que ver con la seguridad de la turbina de vapor y las bombas de condensado, mientras

que el segundo tiene que ver con el ahorro de potencia consumida por los ventiladores. Además del estado final de la contrapresión, este modelo da el tiempo en el que ocurre el transitorio y se puede ver que son fenómenos relativamente lentos los que ocurren en la condensación.

En siguientes trabajos se puede incluir el control automático del flujo de aire enviado por los ventiladores para que la central opere de manera eficiente, disminuyendo costos de operación, para esto, se deberían hacer modificaciones al modelo para que el flujo másico de aire sea una variable de control.

### REFERENCIAS

- [1] Pieve M., Salvadori G. Performance of an Air Cooled Steam Condenser for a Waste-to-Energy Plant over its whole operating range. *Science Direct, Energy Conversion and Management* 52, 2011 ;p. 1908-1913.
- [2] Huifang Deng, Boehm Robert. An Estimation of the Performance Limits and Improvement of Dry Cooling on Trouhg Solar Thermal Plants. *Science Direct, Applied Energy* 88, 2011; p. 216-223.
- [3] Wanli Zhao, Peiqing Liu. Effect of Wind Recirculation of Direct Air Cooled Condenser for a Large Power Plant. *IEEE*, 2009.
- [4] Hongbin Zhao, Ling Cao. Study on Heat Transfer Coefficient of Direct Air Cooled Condenser. 2010 International Conference on Advances in Energy Engineering. *IEEE*, p. 235-238.
- [5] Hongbin Zhao, Ling Cao. Study on the Optimal Back-pressure of Direct Air Cooled Condenser in Theory. *IEEE* 2009.
- [6] Shuangmei Dong, Jianmin Liu. Simulation Analysis and Mathematics Model Study of Direct Air-cooling Condenser. *IEEE*, September 2008.
- [7] Klee Harold. *Simulation of Dynamic Systems with MATLAB and SIMULINK*. 2007, Ed. CRC Press.
- [8] Shah Ramesh K, Sekulic Dusan. *Fundamentals of Heat Exchanger Desing*. Ed. John Wiley and Sons. 2003.