

Modelación matemática y simulación de un sistema de acondicionamiento de aire en estado transitorio

Antonio Bula* , Antonio Márquez**

Resumen

Este artículo presenta el desarrollo de un modelo matemático y computacional cuyo fin es simular un sistema de acondicionamiento de aire de un recinto de un piso, teniendo en cuenta las condiciones inherentes del sistema (capacidad de la unidad, carga térmica, SCFM, volumen del recinto, porcentaje de aire de reposición), las condiciones de aire exterior (temperaturas y humedades relativas) y las condiciones de control y restricciones del sistema de acondicionamiento de aire por compresión de vapor en estado transitorio.

El modelo se validó mediante la comparación de los porcentajes de errores de los resultados obtenidos con datos reales de monitoreos tomados en un cuarto de control de una planta telefónica.

Palabras clave: Temperatura, humedad relativa, acondicionamiento de aire, compresión de vapor, monitoreo, deshumidificación, calor sensible, calor latente.

Abstract

This article presents a mathematical and computational model which main objective is to simulate an air conditioned system, bearing in mind the inherent characteristics of the system (unit size, thermal load, SCFM, enclosure volume, air replacement percentage), outer conditions (temperature and relative humidity) and control of the air conditioning system. Restrictions are applied to a vapor compression system in transient state. The validation of the model will be done comparing the results with experimental data obtained from monitoring a control room of a telephone company.

Key words: Temperature, relative humidity, air conditioning, steam compression, monitoring, dehumidification, sensitive heat, latent heat.

Fecha de recepción: 25 de septiembre del 2001

*Ingeniero Mecánico, Universidad del Norte; Maestría en Ciencias de la Universidad del Sur de la Florida (USA); Doctor en Ingeniería Mecánica de la misma universidad. Profesor de tiempo completo en la Universidad del Norte. (abula@uninorte.edu.co)

** Estudiante de X semestre de Ingeniería Mecánica en la Universidad del Norte.

1. INTRODUCCIÓN

El objeto de la investigación es desarrollar un modelo matemático y computacional que permita observar la variación de la temperatura y la humedad relativa en un recinto acondicionado mediante la manipulación directa de las variables que rigen un sistema de aire acondicionado en estado transitorio. Para llevarlo a cabo se procedió a:

- *Planteamiento de un modelo matemático de un sistema de acondicionamiento de aire para un cuarto de control.* Se calculó y formularon las ecuaciones que rigen el sistema de acondicionamiento de aire del cuarto de control usando las fórmulas de calor y los balances de energía y humedad en los puntos de mezcla del sistema, teniendo en cuenta los mecanismos de control de temperatura del sistema.
- *Conversión del modelo matemático que rige el sistema como aplicación de Excel.* Se programaron las fórmulas como una aplicación de Excel, de modo que ésta arrojó tablas de temperatura y humedad relativa para un día típico del cuarto de control y las gráficas de las mismas.
- *Introducción de datos reales.* Se introdujeron las constantes del sistema que se va a estudiar (cuarto de conmutación de la E.D.T), capacidad de la unidad, aire de reposición, carga térmica, volumen de aire, entre otras, y los datos de temperatura y humedad relativa exterior del día típico del estudio.
- *Comparación con datos reales.* Se validó el modelo mediante la comparación entre los datos reales tomados en el estudio anterior de la misma línea de investigación y los datos arrojados por el modelo.

2. MODELO MATEMÁTICO

La figura 1 presenta el esquema del sistema de aire acondicionado que se modelará matemáticamente (Howell *et al.*, 1997¹⁻²). Para ello se llevarán a cabo balances de energía y masa en diferentes puntos.

¹HOWELL, Ronald, BULA, Antonio y ROSARIO, Luis. [1997]. Simulation of Refrigerated Display Cases Performance in Supermarkets. *Proceedings of the IASTED International Conference*, Banff, Canadá, pp. 173 -176.

²HOWELL, Ronald, ROSARIO Luis, y BULA, Antonio. [1997]. Effects of Indoor Relative Humidity on Refrigerated Display Cases Performance. *Proceedings of CLIMA 2000 Conference*, Bruselas, Bélgica.

2.1. Balance de energía en el cuarto que se va a acondicionar

Considerando un sistema en estado transitorio, y teniendo en cuenta las siguientes condiciones:

- Una entrada una salida
- No hay trabajo sobre las fronteras
- No hay ningún otro tipo de trabajo
- Despreciando cambios en energía cinética y potencial.

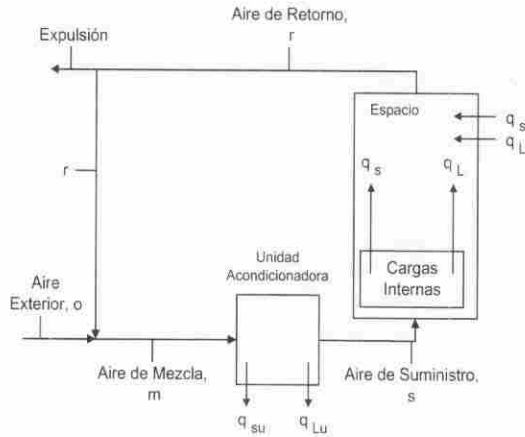


Figura 1. Diagrama del sistema de acondicionamiento de aire

Podemos escribir la ecuación de conservación de energía de la siguiente manera:

$$\dot{Q} + \dot{W}_{net} + \sum_{Entrada} \dot{m}_e \left(h + \frac{V^2}{2} + gz \right) - \sum_{Salida} \dot{m}_s \left(h + \frac{V^2}{2} + gz \right) = \frac{dE_{vc}}{dt} \quad (1)$$

Entonces

$$\dot{Q} + \dot{m}_e h_e - \dot{m}_s h_s = \frac{dE_{vc}}{dt} \quad (2)$$

- Considerando la masa de entrada igual a la de salida:

$$\dot{Q} + \dot{m}(h_e - h_s) = \frac{dE_{vc}}{dt} \quad (3)$$

$$\frac{dE_{vc}}{dt} = \frac{d}{dt}(e_r m_r) = e_r \frac{dm}{dt} + m_r \frac{de_r}{dt} \quad (4)$$

- La masa se mantiene constante en el cuarto:

$$\frac{dE_{vc}}{dt} = m_r \frac{d}{dt} \left(u_r + P_r v_r + \frac{V_r^2}{2} + g z_r \right) \quad (5)$$

- Se consideran nulos los cambios en energía cinética y potencial para el cuarto:

$$\frac{dE_{vc}}{dt} = m_r c_p \frac{dT_r}{dt} \quad (6)$$

Remplazando (6) en (3):

$$\dot{Q} + m(\dot{h}_e - \dot{h}_s) = m_r c_p \frac{dT_r}{dt} \quad (7)$$

- El calor sensible en el cuarto es C_{sc}
- La temperatura de entrada al cuarto la identificaremos como temperatura de suministro, $T_{in} = T_s$
- La temperatura del aire a la salida del cuarto, considerando el proceso transitorio como uniforme, debe ser igual a la temperatura del cuarto,

$$T_{out} = T_r$$

$$C_{sc} + m C_p (T_s - T_r) = m_r C_p \frac{dT_r}{dt} \quad (8)$$

La masa que contiene el cuarto se puede calcular de acuerdo con la siguiente expresión:

$$m_r = \rho_r Vol_r \quad (9)$$

Remplazando la ecuación (9) en (8) y acomodando la ecuación

$$(T_s - T_r + \frac{C_{sc}}{m C_p}) (\dot{m} C_p) = \rho_r Vol_r C_p \frac{dT_r}{dt} \quad (10)$$

El flujo másico de aire que pasa a través de los ductos que llega al cuarto puede ser descrito de acuerdo con:

$$\dot{m} = \rho SCFM \quad (11)$$

Remplazando y eliminando términos en ambos lados:

$$(T_s - T_r + \frac{C_{SC}}{\dot{m} C_p}) \frac{(SCFM)}{Vol_r} = \frac{dTr}{dt} \quad (12)$$

Teniendo en cuenta que el volumen del cuarto es constante, y que el flujo volumétrico de aire expresado en aire estándar es constante, podemos expresar estas dos cantidades en una sola variable:

$$\frac{(SCFM)}{Vol_r} = Cte = A \quad (13)$$

Remplazando la ecuación (13) en la ecuación (12):

$$(T_s - T_r + \frac{C_{SC}}{\dot{m} C_p}) A = \frac{dTr}{dt} \quad (14)$$

2.2. Balance de energía en la unidad acondicionadora

Para la unidad acondicionadora se plantea el siguiente balance termodinámico de conservación de energía:

$$-\dot{Q}_{su} = 1.1 SCFM (T_s - T_m) \quad (15)$$

Despejando de esta ecuación la temperatura de suministro:

$$T_s = T_m - \frac{\dot{Q}_{su}}{\rho C_p \cdot SCFM} \quad (16)$$

2.3. Balance de energía en el punto de mezcla

Realizando un balance de energía en el punto de mezcla:

$$\dot{m}_o h_o + \dot{m}_r h_r = \dot{m}_m h_m \quad (17)$$

Dividiendo entre \dot{m}_m :

$$\%AE h_o + (1 - \%AE) h_r = h_m \quad (18)$$

La entalpía de la mezcla puede ser expresada en función de la temperatura y la humedad absoluta del aire de acuerdo con la siguiente expresión:

$$h_m = 0.24 T_m + W_m (1050 + 0.44 T_m) \quad (19)$$

Remplazando y despejando T_m :

$$T_m = \frac{\%AE \cdot h_o + (1 - \%AE) \cdot h_r - 1050W_m}{0.24 + 0.44W_m} \quad (20)$$

Remplazando la ecuación (20) en la ecuación (15):

$$T_s = \frac{\%AE h_o + (1 - \%AE) \cdot h_r - 1050W_m}{0.24 + 0.44W_m} - \frac{\dot{Q}_{su}}{\rho C_p SCFM} \quad (21)$$

Donde h_o y h_r pueden ser expresadas de la misma forma de acuerdo con la ecuación (19):

$$h_o = 0.24T_o + W_o(1050 + 0.44T_o) \quad (22)$$

$$h_r = 0.24T_r + W_r(1050 + 0.44T_r) \quad (23)$$

Si consideramos la entalpía del aire exterior h_o , e interior h_r , y la humedad del punto de mezcla constantes debido a la poca variación entre sus valores máximos y mínimos, entonces de la ecuación (14):

$$\left(T_s + \frac{C_{SC}}{m C_p}\right) = B = \text{constante} \quad (24)$$

Remplazando la ecuación (24) en la ecuación (14):

$$(B - Tr)A = \frac{dTr}{dt} \quad (25)$$

La ecuación (25) puede ser integrada por medio de separación de variables:

$$A \cdot dt = \frac{dTr}{B - Tr} \quad (26)$$

Integrando la ecuación (26):

$$A \cdot t = Ln \left| \frac{1}{B - Tr} \right| + D \quad (27)$$

Remplazando

$$\left(\frac{SCFM}{Vol_r}\right) = -Ln \left| \frac{\%AE \cdot h_o + (1 - \%AE) \cdot h_r - 1050w_m}{0.24 + 0.44w_m} - \frac{\dot{Q}_{su}}{\rho \cdot C_p \cdot SCFM} + \frac{C_{SC}}{SCFM \cdot \rho \cdot C_p} - Tr \right| + D \quad (29)$$

La constante D se halla con las condiciones iniciales del sistema de aire acondicionado. Al tiempo $t = 0$, el cuarto está a las mismas condiciones del exterior.

$$T_r = T_o, h_r = h_o, W_r = W_o, W_m = W_o \quad (30)$$

insertando:

$$D = Ln \left| \frac{h_o - 1050w_o}{0.24 + 0.44w_o} - \frac{\dot{Q}_{su}}{\rho.C_p.SCFM} + \frac{C_{SC}}{SCFM.\rho.C_p} - T_o \right| \quad (31)$$

Analizando el sistema de forma discreta. Analizando la modelación por intervalos de tiempo en los cuales la condición inicial de un intervalo son las condiciones finales del anterior. De la ecuación (31) con $t = 0$:

$$D = Ln \left| \frac{\%AE.h_o + (1 - \%AE).h_r - 1050w_m}{0.24 + 0.44w_m} - \frac{\dot{Q}_{su}}{\rho.C_p.SCFM} + \frac{C_{SC}}{SCFM.\rho.C_p} - T_r \right| \quad (32)$$

Despejando T_r de (29):

$$T_r = \frac{\%AE.h_o + (1 - \%AE).h_r - 1050w_m}{0.24 + 0.44w_m} - \frac{\dot{Q}_{su}}{\rho.C_p.SCFM} + \frac{C_{SC}}{SCFM.\rho.C_p} - e^{-\left[\left(\frac{SCFM}{Vol}\right)t - D\right]} \quad (33)$$

Reemplazando la definición de h_r :

$$T_r = \frac{(0.24 + 0.44w_m)}{(0.24 + 0.44w_m) - (1 - \%AE)(0.24 + 0.44w_r)} \left[\frac{\%AE.h_o - 1050w_m + 1050w_r(1 - P)}{0.24 + 0.44w_m} - \frac{\dot{Q}_{su}}{\rho.C_p.SCFM} + \frac{C_{SC}}{SCFM.\rho.C_p} + D \left(-e^{-\left[\left(\frac{SCFM}{Vol}\right)t} \right]} \right) \right] \quad (34)$$

2.4. Balance de humedad en el punto de mezcla

El balance de masa en el punto de mezcla arroja la siguiente relación:

$$\%AEw_o + (1 - \%AE)w_r = w_m \quad (35)$$

El sistema adicionalmente posee un Chiller para regular la temperatura mínima de suministro a 60.8 °F. Debido a que el modelo matemático por sí solo no es capaz de tener en cuenta las restricciones reales del sistema. Cuando el cálculo de la temperatura de suministro arroje resultados menores a 60.8°F , la constante D será igual a:

$$D = \text{Ln} \left| T_s + \frac{C_{SC}}{SCFM \cdot \rho \cdot C_p} - Tr \right| \tag{36}$$

y la temperatura del cuarto será:

$$Tr = T_s + \frac{C_{SC}}{SCFM \cdot \rho \cdot C_p} + D \left(-e^{-\left[\left(\frac{SCFM}{Vol} \right) t \right]} \right) \tag{37}$$

2.5. Balance de humedad en el cuarto a que se va acondicionar

El balance de masa en el recinto acondicionado presenta la siguiente forma:

$$\dot{m}_{sf} + \dot{m}_{CUARTOj} - \dot{m}_{rf} = \frac{dm_f}{dt} \tag{38}$$

Donde

$$\dot{m}_f = \dot{m}_{as} w \tag{39}$$

Entonces

$$\dot{m}_{sas} w_s + \dot{m}_{CUARTOj} - \dot{m}_{ras} w_r = \frac{dm_{as} w_r}{dt} \tag{40}$$

La cantidad de masa de aire seco que entra es igual a la que sale

$$\dot{m}_{sas} = \dot{m}_{ras} = \dot{m}_{as} \tag{41}$$

De tal manera que la humedad que arrastra el aire acondicionado es:

$$(w_r - w_s) SCFM \tag{42}$$

Combinando

$$\frac{C_{LC}}{h_{fg}} = SCFM \rho (w_r - w_s) \tag{43}$$

donde C_{LC} es la carga térmica latente del cuarto:

$$\dot{m}_{AS} w_s + \frac{C_{LC}}{h_{fg}} - \dot{m}_{AS} w_r = \frac{m_{AS} dw_r}{dt} \quad (44)$$

$$\dot{m}_{AS} w_s + \frac{C_{LC}}{h_{fg}} - \dot{m}_{AS} w_r = \rho_r Vol_r \frac{dw_r}{dt} \quad (45)$$

$$\frac{C_{LC}}{h_{fg}} + \dot{m}_{AS} (w_s - w_r) = \rho_r Vol_r \frac{dw_r}{dt} \quad (46)$$

Despejando la humedad a la entrada del cuarto (w_s) de la ecuación de calor latente en la unidad:

$$w_s = -\frac{Q_{LU}}{\rho \cdot h_{fg} \cdot SCFM} + w_m \quad (47)$$

Reemplazando:

$$w_s = -\frac{Q_{LU}}{\rho \cdot h_{fg} \cdot SCFM} + \%AE \cdot w_o + (1 - \%AE) \cdot w_r \quad (48)$$

$$\frac{C_{LC}}{h_{fg}} + \dot{m}_{AS} \left(-\frac{Q_{LU}}{\rho \cdot h_{fg} \cdot SCFM} + \%AE \cdot w_o - \%AE \cdot w_r \right) = \rho_r Vol_r \frac{dw_r}{dt} \quad (49)$$

$$\frac{\dot{m}_{AS}}{\rho_r Vol_r} dt = \frac{dw_r}{\left(\frac{-Q_{LU}}{\rho \cdot h_{fg} \cdot SCFM} + \frac{C_{LC}}{\rho \cdot h_{fg} \cdot SCFM} + \%AE \cdot w_o - \%AE \cdot w_r \right)} \quad (50)$$

Integrando la expresión, considerando la humedad exterior constante debido a la poca variación de esta en un lapso de tiempo pequeño:

$$\frac{SCFM}{Vol_r} t = \frac{-1}{\%AE} Ln \left| \frac{-Q_{LU}}{\rho \cdot h_{fg} \cdot SCFM} + \frac{C_{LC}}{\rho \cdot h_{fg} \cdot SCFM} + \%AE \cdot w_o - \%AE \cdot w_r \right| + C \quad (51)$$

La constante de integración C se evalúa con las condiciones iniciales del sistema. Para cuando $t=0$, $w_r = w_o$

Entonces:

$$C = \frac{1}{\%AE} Ln \left| \frac{C_{LC} - Q_{LU}}{\rho \cdot h_{fg} \cdot SCFM} \right| \quad (52)$$

Considerando el sistema en forma discreta. Analizando la modelación por intervalos de tiempo en los cuales la condición inicial de un intervalo son las condiciones finales del anterior, con $t = 0$

$$C = \frac{1}{\%AE} \operatorname{Ln} \left| \frac{-Q_{LU}}{\rho \cdot h_{fg} \cdot SCFM} + \frac{C_{LC}}{\rho \cdot h_{fg} \cdot SCFM} + \%AE \cdot w_o - \%AE \cdot w_r \right| \quad (53)$$

Despejando e incluyendo la constante:

$$w_r = \frac{C \left[e^{\left[\frac{-\%AE \cdot SCFM}{Vol_r} t \right]} + \frac{Q_{LU}}{\rho \cdot h_{fg} \cdot SCFM} - \frac{C_{LC}}{\rho \cdot h_{fg} \cdot SCFM} - \%AE \cdot w_o \right]}{-\%AE} \quad (54)$$

La deshumidificación por parte del sistema de acondicionamiento de aire elevada a cabo cuando la temperatura de rocío en las condiciones de mezcla es mayor que la mínima temperatura que puede llegar el aire de suministro (60.8 °F debido a un chiller que regula esta). Cuando el sistema no deshumidifica, entonces:

$$C = \frac{1}{\%AE} \operatorname{Ln} \left| \frac{C_{LC}}{\rho \cdot h_{fg} \cdot SCFM} + \%AE \cdot w_o - \%AE \cdot w_r \right| \quad (55)$$

$$w_r = \frac{C \left[e^{\left[\frac{-\%AE \cdot SCFM}{Vol_r} t \right]} - \frac{C_{LC}}{\rho \cdot h_{fg} \cdot SCFM} - \%AE \cdot w_o \right]}{-\%AE} \quad (56)$$

Además, el valor mínimo de la humedad absoluta de suministro w_{\min} se logra cuando la temperatura de rocío sea igual a la mínima temperatura del sistema (60.8 °F); para estas condiciones, la carta psicrométrica muestra a nivel del mar una humedad absoluta de 0.01128 Lbm_v/Lbm_a.s. De esta manera, cuando el cálculo de la temperatura de suministro arroje valores menores a w_{\min} (0.01128 lbm v/lbm as), el sistema deberá asumir este valor, esto es: $w_s = 0.01128 \text{ lbm v/lbm as}$

$$w_r = w_s + \frac{C_{LC}}{h_{fg} \cdot SCFM \cdot \rho} \quad (57)$$

2.6. Control de temperatura en el cuarto

Para controlar la temperatura, la Unidad se apagará al llegar el cuarto a 71.6°F.

Entonces, la temperatura del cuarto, al eliminar el término que corresponde a la carga que la unidad desaloja, estará dada por:

$$D = \text{Ln} \left| \frac{\%AE.h_o + (1 - \%AE).h_r - 1050w_m}{0.24 + 0.44w_m} + \frac{C_{SC}}{SCFM \cdot \rho \cdot C_p} - Tr \right| \quad (58)$$

$$Tr = \frac{(0.24 + 0.44w_m)}{\left[(0.24 + 0.44w_m) - (1 - \%AE)(0.24 + 0.44w_r) \right]} \left[\frac{\%AE.h_o - 1050w_m + 1061w_r(1 - P)}{0.24 + 0.44w_m} + \frac{C_{SC}}{SCFM \cdot \rho \cdot C_p} + D \left(-e^{-\left[\left(\frac{SCFM}{Vol} \right) t \right]} \right) \right] \quad (59)$$

Y la humedad del cuarto:

$$C = \frac{1}{\%AE} \text{Ln} \left| \frac{C_{LC}}{\rho \cdot h_{fg} \cdot SCFM} + \%AE.w_o - \%AE.w_r \right| \quad (60)$$

$$w_r = \frac{C \left[e^{\left[\frac{-\%AE \cdot SCFM \cdot t}{Vol_r} \right]} - \frac{C_{LC}}{\rho \cdot Sh_{fg} \cdot CFM} - \%AE.w_o \right]}{-\%AE} \quad (61)$$

3. MODELO COMPUTACIONAL

Las ecuaciones expresadas anteriormente fueron solucionadas usando un programa generado en EXCEL. Junto con las ecuaciones se incluyeron el sistema de control y las restricciones propias del sistema. Las variables de entrada consideradas son las siguientes:

- Temperaturas (°F) y Humedades Relativas exteriores hora a hora de un mes.
- Carga Térmica (Sensible y Latente) del recinto a acondicionar (BTU/hr).
- Capacidad de la Unidad de Acondicionamiento de Aire (Sensible y Latente), en BTU/hr.
- Flujo volumétrico de aire normalizado (SCFM) que entra al recinto a acondicionar (ft³/min).
- Porcentaje de aire exterior de reposición.
- Volumen (ft³) del cuarto que se va a acondicionar.
- Intervalos de tiempo (min), puede tomar valores de 60 hasta 1 min.

Y como datos de salida:

- Temperaturas (°F) y Humedades relativas interiores para el intervalo seleccionado de un día típico.
- Gráfica de Temperaturas (°F) y Humedad relativas interiores para un día típico, calculada con el intervalo de tiempo escogido.

Con el fin de obtener un modelo independiente del tamaño del paso del tiempo, se graficó la temperatura interior para varios intervalos de tiempo (1, 2, 3, 4, 6, 15, 30, y 60 minutos) para un día típico del mes de agosto de 1998. El recinto se modeló con una carga térmica sensible de 20.000 Btu/hr, carga térmica latente de 1.722 Btu/hr, capacidad de unidad sensible de 34.350 Btu/hr, capacidad de unidad latente de 111.953 Btu/hr, 1.512 SCFM, 27% de aire externo de reposición y un volumen de recinto de 45.000ft³

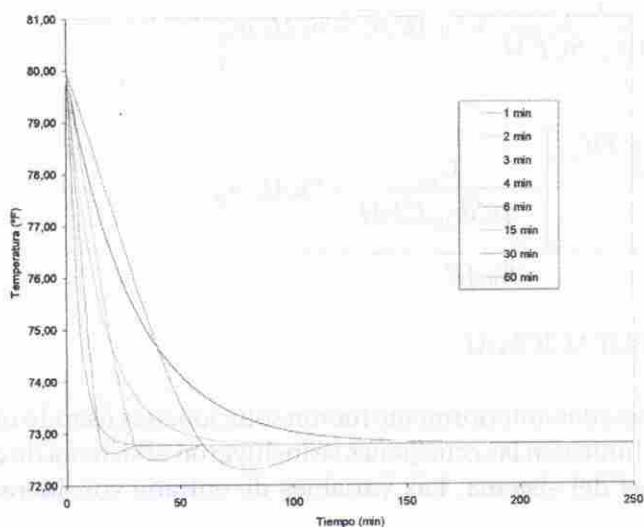


Figura 2. Gráfica de temperatura interior de un día para varios intervalos de tiempo

En la figura 2 se observa que las curvas desarrolladas con intervalos de tiempo entre 60 y 5 minutos presentan un comportamiento parabólico antes de encontrar estabilización; este «undershoot» indica que los intervalos no tienen estabilidad al momento de dar inicio el transitorio. Los intervalos entre 4 y 1 minuto presentan comportamientos exponenciales desde el mismo inicio del proceso transitorio, que

de acuerdo con la ecuación desarrollada en el modelo matemático es la solución esperada. Cualquier intervalo seleccionado por debajo de cuatro minutos conllevará una solución numérica aceptable; sin embargo, se toma el intervalo de tiempo de un minuto con el fin de obtener unas curvas más suaves.

4. VALIDACIÓN DEL MODELO

Con el fin de validar el modelo computacional se compararán los resultados obtenidos en la modelación con el monitoreo efectuado en la por D'Anetra³. La tabla compara los resultados arrojados por la simulación con datos experimentales para el mes de diciembre de 1999. Las variables de entrada usadas para la simulación fueron las siguientes: carga térmica sensible de 20.000 Btu/hr; carga térmica latente de 1.722 Btu/hr; capacidad de unidad sensible de 34.350 Btu/hr; capacidad de unidad latente de 111.953 Btu/hr; 1.512 SCFM, 68.2% de aire externo de reposición y un volumen de recinto de 10000ft³. Los datos de temperatura y humedad relativa exterior para un día típico del mes de diciembre de 1999 fueron tomados del IDEAM. Para comprobar la validez del modelo se calcula el error entre los datos de la misma hora para ambas gráficas. Los errores calculados mostrados en la tabla se encuentran por debajo del 10%, lo que demuestra lo acertado del modelo matemático y computacional con respecto a la realidad.

Comparación entre los datos del modelo y el monitoreo

Hora	Temperatura (°F) Monitoreo	Temperatura (°F) Modelo	% Error Temperaturas	Humedades relativas(%) Monitoreo	Humedades relativas(%) Modelo	% Error Humedades relativas
07:00 am	71.6	72.7	1.6	68.0	67.4	0.7
08:00 am	71.6	72.7	1.6	68.0	67.4	0.7
09:00 am	72.5	73.0	0.7	68.0	66.7	1.6
10:00 am	72.5	75.5	4.1	68.2	61.5	8.8
11:00 am	71.9	76.6	6.5	67.5	60.0	9.7
12:00 am	71.9	76.9	6.9	67.0	59.8	9.3
13:00 pm	71.9	75.2	4.6	66.7	62.1	6.1
14:00 pm	71.6	74.3	3.8	66.7	63.9	3.6
15:00 pm	71.1	74.5	4.8	66.2	63.5	3.6
16:00 pm	71.1	73.0	2.7	67.5	66.7	0.9
17:00 pm	71.2	72.7	2.2	68.5	67.4	1.4
18:00 pm	70.7	72.7	2.9	69.0	67.4	2.1

³ D'ANETRA, Roberto. Diagnóstico del sistema de acondicionamiento de aire de la empresa distrital de telecomunicaciones (E.D.T., Planta Estadio). Barranquilla, 2001. Trabajo de grado, Universidad del Norte, Facultad de Ingeniería Mecánica, área de térmicas.

La figura 3 presenta los resultados de la simulación para el caso en estudio. En ella se observa cómo cambian los valores de temperatura y humedad relativa a medida que transcurre el día.

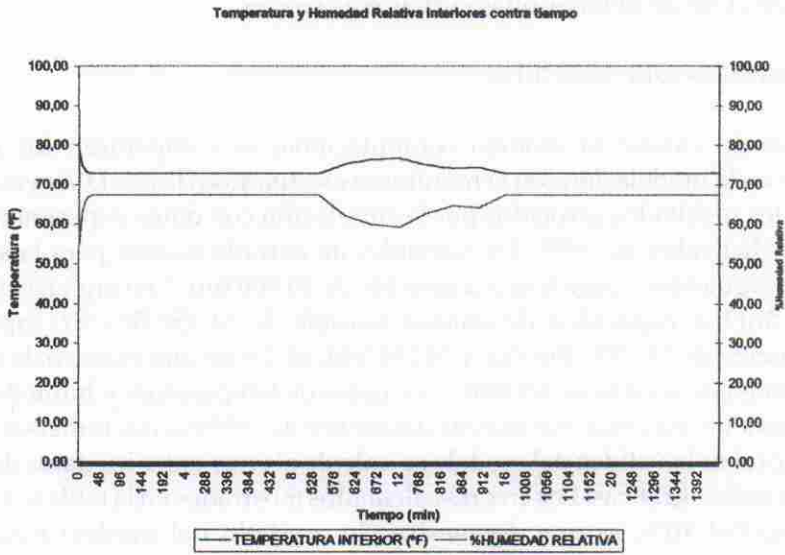


Figura 3. Gráfica de temperatura y humedad relativa del recinto acondicionado obtenida por medio del simulador

CONCLUSIONES

En la investigación se creó un modelo computacional basado en un modelo matemático con el fin de simular las condiciones interiores (temperatura y humedad relativa) de un cuarto de control de un piso cuyo acondicionamiento de aire es llevado a cabo por un sistema de aire acondicionado por compresión de vapor.

En la modelación matemática se partió del hecho de que el sistema de acondicionamiento de aire se considera en estado transitorio debido al cambio de las condiciones interiores de recinto en el tiempo. Luego se introdujeron las ecuaciones, restricciones y controles como aplicación en el programa EXCEL, para que después de introducir los datos característicos del sistema (capacidad de la unidad, carga térmica, SCFM, volumen) y las condiciones exteriores, compararlos con monitores efectuados previamente (ibid).

La validación del modelo se llevó a cabo mediante la comparación de los comportamientos entre las gráficas de temperatura y humedad relativa del modelo

y del monitoreo de un día típico (6 de diciembre de 1999) y la comparación de los errores para cada hora, los cuales no fueron mayores del 10%, lo cual demostró la certeza del modelo para simular el sistema de acondicionamiento de aire del cuarto de control.

Referencias

- GRIMM, Nils. *Manual de diseño de calefacción, ventilación y aire acondicionado*. Madrid.: McGraw-Hill, 1996.
- ASHRAE HANDBOOK. HVAC System and equipment: I-P. Edition. 1992.
- GRAU, R; CORREA, C; ROJAS, M. *Metodología de la Investigación*. Ibagué: Coruniversitaria, 1999.
- HOWELL, Ronald, BULA, Antonio & ROSARIO, Luis [1997]. Simulation of Refrigerated Display Cases Performance in Supermarkets. *Proceedings of the IASTED International Conference*. Banff, Canadá, pp. 173 -176.
- HOWELL, Ronald, ROSARIO, Luis & BULA, Antonio [1997]. Effects of Indoor Relative Humidity on Refrigerated Display Cases Performance. *Proceedings of CLIMA 2000 Conference*. Bruselas, Bélgica.