

ENSAYO Y MODELIZACION DE UN SECADOR SOLAR PASIVO DE USO DOMESTICO MEDIANTE SIMUSOL

G. DURAN, M. CONDORI

INENCO, Instituto de Investigación en Energía No Convencional. (UNSa-CONICET)
Universidad Nacional de Salta,
Avda. Bolivia 5150, A4408FVY, Salta, Argentina.
Te: 54-387-4255424, Fax: 54-387-4255489, e-mail: gondur99yahoo.com.ar

RESUMEN: En el presente trabajo se incluye un modelo de ventilación al programa de simulación térmica SIMUSOL. Para este fin, se desarrolla una plantilla con los elementos del modelo para facilitar el diseño y la diagramación del circuito correspondiente. El modelo desarrollado es apropiado para describir sistemas térmicos que involucran circulación de aire por mecanismos pasivos. En particular, se aplica el modelo a un secador solar de carne que se ensayó en condiciones reales de funcionamiento. Los resultados de la simulación se corresponden con los datos experimentales, observando un buen ajuste entre ambos.

Palabras Claves: SIMUSOL, ventilación, caídas de presión, flujo másico, chimenea solar, extractor eólico.

INTRODUCCIÓN

Desde hace algún tiempo se viene trabajando en el desarrollo de un modelo de ventilación para ser incorporado al SIMUSOL, y que sea aplicable a la resolución de sistemas solares que involucran relaciones flujo de aire-presión y flujo térmico-temperatura en forma simultánea (Condori y Durán, 2005).

Debido a que el flujo másico depende de la densidad del aire y ésta a su vez de la temperatura, para los sistemas térmicos con circulación de aire se resuelven dos circuitos: uno térmico con nodos de temperaturas y otro de ventilación con nodos de presiones. Si bien las ecuaciones son no lineales con respecto al flujo másico, se utiliza una linealización de las mismas, con la cual es posible la implementación del modelo en programas de cálculo de circuitos eléctricos. SIMUSOL venía siendo utilizado para la resolución de sistemas solares térmicos para lo cual cuenta con una plantilla con elementos propios de un circuito térmico (Saravia et al., 2002). Para implementar el modelo de ventilación fue necesario crear una nueva plantilla con elementos propios de circuitos gobernados por diferencias de presión.

En el presente trabajo se describe la plantilla desarrollada y se presenta la aplicación de la última versión del modelo de ventilación, a un secador solar doméstico ensayado en condiciones reales de funcionamiento. En la aplicación al secador ensayado que se presenta, se contempla la resolución simultánea de los circuitos térmico y de presión que describen su funcionamiento.

DESCRIPCION DEL MODELO DE VENTILACIÓN

El modelo de ventilación se ha presentado con mayor detalle en un trabajo anterior (Condori y Durán, 2005). En esta sección sólo se hace una reseña de los resultados más importantes a los fines de aclarar las definiciones de los elementos de la nueva plantilla que describirán en la siguiente sección.

La red de nodos de presión determina el estado hidrodinámico del sistema. Entre los nodos se produce una caída de presión si se encuentra una resistencia al flujo de aire, o un aumento de presión si se coloca una fuente de flujo másico. En forma general, la diferencia de presión entre dos nodos cualesquiera de la red es determinada por:

$$\Delta p = p_o + \sum \Delta p^+ - \sum \Delta p^- \quad (1)$$

donde: Δp es la diferencia de presión entre los dos nodos, p_o la presión estática de referencia, $\sum \Delta p^+$ la suma de ganancias de presión y $\sum \Delta p^-$ corresponde a la suma de caídas de presión por las resistencias al paso del flujo.

Las pérdidas de carga que sufre el aire al atravesar una serie de nodos de presión pueden ser de dos tipos: por roce en las paredes del conducto o por las singularidades constructivas del sistema. La caída de presión por roce se determina por la ecuación de Darcy-Weisbach:

$$\Delta p = f \left(\frac{L}{D} \right) P_D = \left[\frac{f}{2\rho A_T^2} \left(\frac{L}{D} \right) m \right] m \quad (2)$$

donde $P_D = \frac{1}{2} \rho v^2$ es la presión dinámica del fluido expresada en [Pa], L es la longitud del ducto, D su diámetro hidráulico, f el factor de pérdida, A_T el área transversal del ducto, ρ la densidad del aire y v la velocidad del fluido. La cantidad $m = \rho A_T v$ es el flujo másico del aire. El factor de pérdida es una función implícita del número de Reynolds.

Las pérdidas de presión debidas a las singularidades constructivas del sistema, tales como aberturas, ensanchamiento, curvas, etc., se calculan multiplicando la presión dinámica en la singularidad por el coeficiente de pérdida correspondiente:

$$\Delta p_i = C_i P_D = \left[\frac{C_i}{2 \rho A_T^2} m \right] m \quad (3)$$

donde Δp_i es la caída de presión a través del i -ésimo elemento o singularidad, C_i es el coeficiente de pérdida correspondiente a la singularidad.

Un caso particular se produce en una recuperación de presión estática por disminución de la velocidad, como sucede por ejemplo en un ensanchamiento brusco. En ese caso se utiliza la siguiente relación:

$$\Delta p_i = C_i (P_{D_{i-1}} - P_{D_i}) = \left[\frac{C_i}{2 \rho} m \left(\frac{1}{A_{i-1}^2} - \frac{1}{A_i^2} \right) \right] m \quad (4)$$

Las fuentes de flujo producen un aumento de presión que debe compensar o superar las caídas de presión para que se produzca el movimiento del fluido. Se considera que la ventilación natural es inducida de cuatro formas distintas: la fuerza del viento, las diferencias de temperatura entre el aire interior y el exterior, el uso de chimeneas solares y la operación de extractores eólicos.

La siguiente ecuación se utiliza para determinar la cantidad de flujo másico que aporta el viento a través de una abertura de entrada:

$$m = C_a \rho A_a \bar{v} \quad (5)$$

donde m es el flujo másico de aire, A_a el área libre de la abertura de entrada, \bar{v} la velocidad media del viento, C_a el coeficiente de presión de las aberturas (0,5 a 0,6 para vientos perpendiculares y 0,25 a 0,35 para diagonales).

El modelo incorpora dos sistemas especialmente diseñados para producir circulación del aire. El primero es una chimenea solar y el segundo es un ventilador eólico. También cabe la posibilidad de combinar ambos sistemas en uno sólo. En el caso de una chimenea solar se utiliza una ecuación simplificada encontrada por uno de los autores (Condorí *et. al.*, 2001).

$$m = C_D A_T [\rho_h g h (\rho_a - \rho_h)]^{0,5} \quad (9)$$

donde A_T es el área transversal, ρ_a y ρ_h las densidades de flujo a la entrada y salida, y C_D es el coeficiente de descarga.

Finalmente, en el caso del extractor eólico se considera una relación lineal entre el flujo másico y la velocidad media de viento:

$$m = C_D k v \quad (10)$$

donde C_D es el coeficiente de extracción obtenido de las especificaciones del extractor y k depende de la altura entre la boca de entrada y la salida del extractor. Esta constante es una característica de cada tipo de extractor.

PLANTILLA SIMUSOL PARA VENTILACION

A fin de facilitar el manejo de la plantilla de ventilación por parte del usuario, en el diseño y definición de los elementos se siguieron los lineamientos de la plantilla térmica de SIMUSOL. Con el fin de reforzar la analogía entre ambas plantillas, los nodos de presión, análogos a los nodos de temperatura, son representados con círculos naranjas; las caídas de presión, análogas a las resistencias térmicas, son representadas en color celeste y las contribuciones al flujo de masa, tanto por efecto chimenea como por extractor eólico, son representadas de forma similar a los elementos de flujo de la plantilla térmica. La presión de referencia es similar a una fuente de temperatura. En todos los elementos, un punto rojo indica el nodo del elemento a mayor presión, lo que da el sentido de circulación del flujo de aire.

La definición de los elementos de la plantilla puede observarse en la Figura 1. La plantilla propiamente dicha está a la derecha de la figura. En ella se observan los objetos cuyas definiciones también se presentan en el resto de la figura.

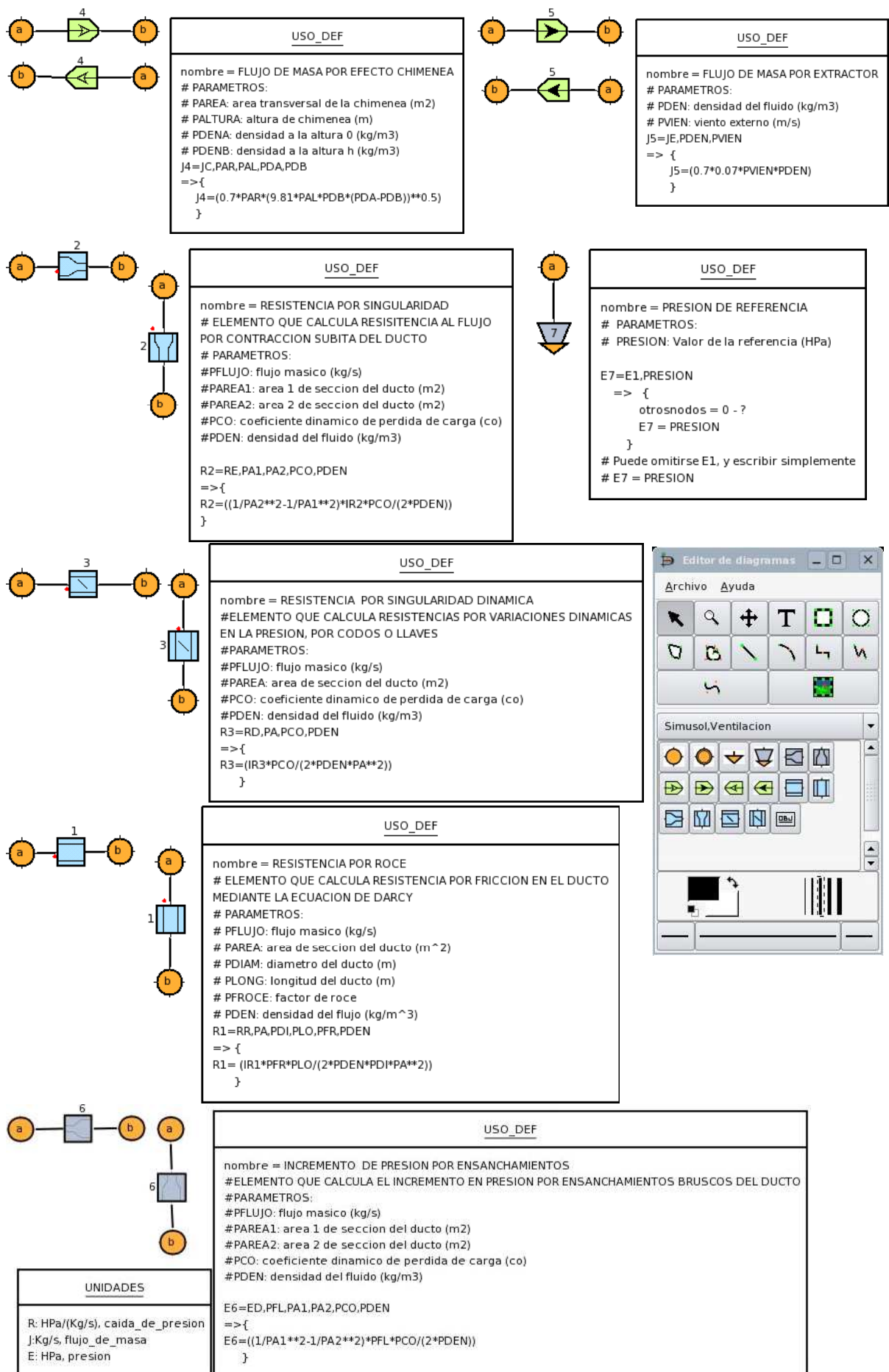


Figura 1: Definición de elementos de la plantilla SIMUSOL, Ventilación y disposición de los mismos en el menú de objetos.

APLICACIÓN DEL MODELO A UN SECADOR SOLAR DOMESTICO

A continuación se aplica el modelo a un secador solar compuesto de una cámara de secado, una chimenea solar, un extractor eólico y de una campana como elemento de transición entre la cámara y la chimenea. En la Figura 2 se muestran los circuitos correspondientes. En la diagramación del circuito térmico del secador se decidió separar la cámara de secado en tres volúmenes de control. La discretización fue realizada de tal forma que el volumen central, Vol. 2 tiene el doble de tamaño que los volúmenes laterales Vol. 1 y Vol. 3. La campana que une la cámara con la chimenea es representada por el volumen de control Vol. 4, y la chimenea por el volumen Vol. 5.

Elementos del circuito térmico

Los nodos centrales 2b, 3b, y 4b representan la temperatura de flujo interno en los volúmenes de control de la cámara (Vol. 1, Vol. 2 y Vol. 3). Los nodos c1, c2 y c3 contienen la temperatura de la placa interna de la cámara de secado en cada uno de los volúmenes de control. De igual forma, los nodos pi1, pi2, pi3 representan la cara interna de la cubierta superior.

El nodo 5b es la temperatura de flujo en el Vol. 4 y 6b es la temperatura de flujo en el Vol. 5. Los nodos vco y vch contienen la temperatura de las zonas del codo y la chimenea expuestas a radiación que actúan como acumulador. Análogamente, los nodos c4 y c5 representan la temperatura de las zonas del codo y la chimenea que no están expuestas a la radiación. Los elementos del circuito térmico son descriptos en la Tabla 1.

Elemento del circuito térmico	Descripción
Fuente E1b	Temperatura ambiente, según Ec. (11)
Fuente Eta1	Temperatura de flujo en entrada de cámara, Ec. (12)
Fuente Etc1	Temperatura de cielo, según Ec. (13)
Fuente de flujo J1r, J2r, J3r	Fuente de calor por radiación en la cámara, Ec. (14)
Fuente de flujo J4r, J5r	Fuente de calor por radiación en codo y chimenea, Ec. (14)
Resistencias conductivas Rpo1, Rpo2, Rpo3	Aislamiento térmico de la cubierta de policarbonato
Resistencias conductivas Rk1, Rk2, Rk3	Caídas por conducción de cámara al ambiente, Ec. (15y16)
Resistencias radiativas R1, R2, R3, Rra1, Rra2, Rra3, Rra4	Intercambio radiativo a cielo y al ambiente
Resistencias convectivas Rv1, Rv2, Rv3, Rv11, Rv22, Rv33	Resistencias internas a la cámara, según Ec. (17)
Resistencias convectivas Rvco, Rvch, Rvc2, Rvch2	Resistencias internas en codo y chimenea, Ec. (18)
Resistencias radiativas Ri1, Ri2, Ri3, Ri4, Ri5	Intercambio radiativo interno entre las distintas superficies

Tabla 1: Descripción de los elementos incluidos en el circuito térmico de la Figura 1.

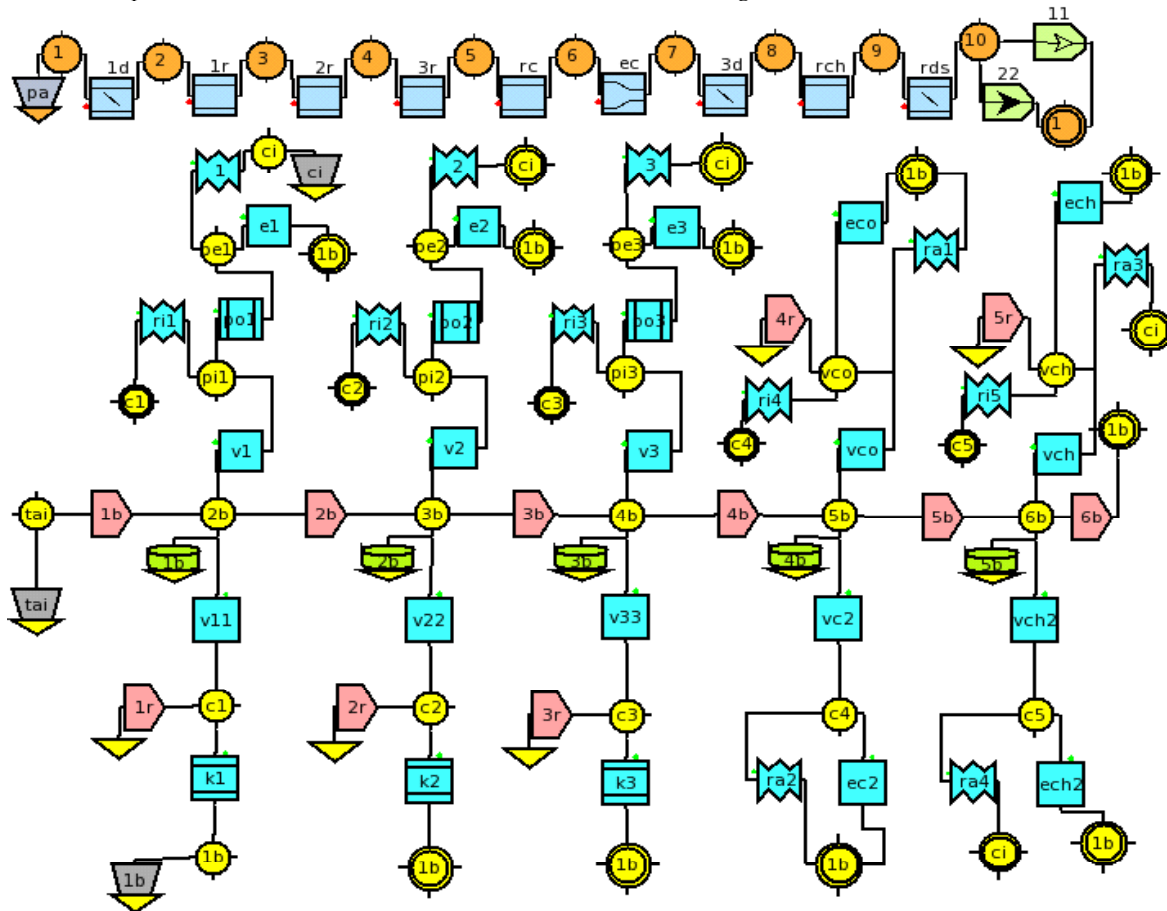


Figura 2: Esquema de los circuitos térmicos y de presión bajo SIMUSOL.

Fuentes de temperatura

La fuente de temperatura ambiente E1b depende de la función:

$$Q_{TEMPE}(t) = -2 \times 10^{-8} t^2 + 0,001t + 17,42 \quad (11)$$

donde QTEMPE es la temperatura ambiente en grados centígrados obtenida a partir de una correlación en base a los datos medidos y t se expresa en segundos. Debido que la discretización de la cámara en tres volúmenes de control no permite considerar de forma precisa el aumento real de temperatura del flujo al pasar del exterior de la cámara al primer volumen, se optó por representar dicho incremento mediante una fuente de temperatura Etai, cuyo valor en grados centígrados es:

$$E_{tai} = E1b + 5 \quad (12)$$

La fuente Etcí, que representa la temperatura de cielo está dada por:

$$E_{tcí} = E1b - 10 \quad (13)$$

Flujos de calor

Las fuentes de flujo J1r, J2r y J3r que representan el aporte de calor por radiación incidente dentro de la placa interna de la cámara de secado (nodos c1, c2, c3) dependen de la función:

$$I(t) = -2 \times 10^{-6} t^2 + 0,0288t + 514,9 \quad (14)$$

donde I es la radiación horizontal en Wm^{-2} , correlación obtenida a partir de los datos medidos. Además la radiación incidente en el interior de la cámara está afectada por el factor: $\tau\alpha = 0,4$, en donde τ es la transmitancia del policarbonato de la cubierta de la cámara ($\tau = 0,9$), y α la absorptancia del aluminio que cubre el interior de la cámara ($\alpha = 0,44$).

Las fuentes de flujo de calor J4r y J5r que actúan sobre el codo (nodo c4) y la chimenea (nodo c5) dependen de la ec. (14), y del valor de absorptancia del material (chapa galvanizada pintada negra $\alpha = 0,7$). Debido a que la radiación fue calculada sobre el plano horizontal, la radiación incidente sobre la chimenea depende de la inclinación, la cual, de acuerdo a los datos del lugar, está afectada por $\cos(i) = 0,7$.

Aislamiento de la cámara de secado

Las resistencias conductivas Rk1, Rk2, Rk3 simulan las pérdidas térmicas por conducción en la cámara de secado desde la placa interna de aluminio (nodos c1, c2, c3) hacia el ambiente (nodo 1b). En el cálculo de estas pérdidas se tuvieron en cuenta el espesor del material aislante, 0,03 m y el coeficiente de conductividad del mismo (lana de vidrio prensada $k = 0,05$).

La cubierta superior de policarbonato alveolar es simulada en cada nodo por las resistencias conductivas Rpo1, Rpo2, Rpo3. En estas pérdidas se tuvo en cuenta el espesor del alveolo (5 mm) y la conductividad térmica del aire a una temperatura de 300 K ($k = 26,3 \times 10^{-3}$).

Pérdidas térmicas al exterior

Se considera una pérdida convectiva externa común a todo el sistema causada por viento. Esta pérdida es simulada mediante las resistencias Re1, Re2, Re3, Reco, Rec2, Rech, Rch2 y está dada por la ecuación (Santori, 2006)

$$h = 2,8 + 3,7 v \quad (15)$$

donde v es la función de velocidad de viento en ms^{-1} , obtenida a partir de los datos medidos:

$$v(t) = 4 \times 10^{-13} t^3 - 1 \times 10^{-8} t^2 + 6 \times 10^{-5} t + 0,5821 \quad (16)$$

Además de las pérdidas térmicas por convección, se contemplan pérdidas por radiación. Las resistencias radiativas de los tres volúmenes de la cámara son R1, R2, R3; todas con una emitancia a cielo abierto $\varepsilon = 0,9$. Las pérdidas radiativas de la campana y de la chimenea son computadas con el valor de emitancia correspondiente a pintura negra mate $\varepsilon = 0,9$.

Intercambio radiativo entre superficies

Para el interior del secador se considera que existe un intercambio radiativo entre superficies a distinta temperatura. Para ello se incorporaron las resistencias radiativas Ri1, Ri2, Ri3 que representan el intercambio radiativo entre la placa interna de la cámara y la cubierta de policarbonato y las resistencias Ri4, Ri5 que representan el intercambio entre las superficies de la campana y de la chimenea que están expuestas directamente a la radiación con aquellas que no reciben radiación y se encuentran a menor temperatura. Los valores de emitancia para el intercambio son $\varepsilon = 0,5$ en cámara y $\varepsilon = 0,2$ en chimenea.

Comportamiento térmico del flujo en el secador

En el sistema existen dos aportes a la convección del aire. En primer lugar, el uso del extractor eólico produce una circulación forzada del flujo. Además, existe una contribución por convección natural debida al gradiente térmico por el efecto de la chimenea solar. Sin embargo, al analizar la influencia de cada una de las fuentes de flujo en cada volumen de control, evaluando el cociente (Gr_L / Re_L^2) , se encontró que el flujo interno depende mayoritariamente de la convección forzada.

También, al analizar el número de Reynolds en la cámara de secado se tiene que en las condiciones de trabajo el flujo de aire es del tipo laminar. Teniendo en cuenta las dimensiones de la cámara, la relación entre el ancho y el alto es ≈ 7 y por ello:

$$Nu_{D_h} = \frac{hD_h}{k} = 6,49 \quad (17)$$

donde D_h es el diámetro hidráulico de la cámara y k es la conductividad térmica del aire a 300 K.

De igual forma, la convección en la chimenea es gobernada por:

$$Nu_D = \frac{hD}{k} = 4,36 \quad (18)$$

donde: D es el diámetro de la chimenea.

Elementos del circuito de ventilación

En el circuito de ventilación, los nodos centrales del 2 al 10 representan las caídas de presión respecto a la presión de referencia dada en el nodo 1. Sus elementos se muestran en la Tabla 2.

Elemento del circuito de ventilación	Descripción
Fuente Epa	Presión ambiente, constante a 880 HPa.
Resistencias R1d, R1r	Caídas de presión en el Vol. 1 por entrada a la cámara y por roce
Resistencia R2r	Caída de presión por roce en Vol. 2 de la cámara de secado
Resistencia R3r	Caída de presión por roce en Vol. 3 de la cámara
Resistencias Rrc, Rec, Rdc	Caídas en el codo debido a roce, a la contracción y por pérdida dinámica
Resistencias Rrch, Rds	Caídas de presión por roce en chimenea y pérdida dinámica a la salida
Fuente de flujo másico J11 y J22	Fuentes de flujo por efecto chimenea y por extractor eólico

Tabla 2: Descripción de los elementos incluidos en el circuito de ventilación de la Figural.

Fuentes de flujo de aire

Las fuentes J11 y J22 proporcionan el flujo másico a través del sistema. Estas son determinadas por las ecuaciones (5) y (6). Si bien la ec. (5) fue desarrollada para una chimenea con aislamiento térmico, ésta es aplicable en el modelo teniendo en cuenta un valor de C_D igual a 0,09. Por otra parte, se encontró que los valores de la relación caudal-velocidad de viento del extractor publicados por el fabricante están sobredimensionados, por lo cual se redujo el correspondiente coeficiente de descarga hasta obtener el mejor ajuste.

DISPOSITIVO EXPERIMENTAL



Figura 3: Secador solar ensayado, con chimenea y extractor eólico.

El secador solar ensayado es similar a uno que fuera desarrollado anteriormente para la producción de charqui (Condorí, 2002). La cámara de secado tiene 1,96 m de largo, 0,85 m de ancho y 0,13 m de alto, medida interna. Su cubierta superior es de policarbonato alveolar de 6 mm de espesor. Además, en su entrada se colocó un filtro purificador de fibra sintética. Como

acople entre la cámara y la chimenea se colocó una campana metálica de chapa galvanizada de 0,2 m de largo, pintada de negro mate. La chimenea, de chapa galvanizada, tiene 1 m de alto y 0,15 m de diámetro y también está pintada de negro. En su extremo superior se colocó un extractor eólico.

Los ensayos fueron realizados en el mes de julio del 2006, en Salta, Argentina. Se tomaron datos de radiación horizontal mediante un piranómetro Kipp & Zonen CM 3. Los datos de temperatura ambiente, temperatura de flujo en la cámara de secado y temperatura de flujo a la salida de la chimenea fueron medidos con termocuplas tipo K. Además se tomaron datos de viento, y de velocidad de flujo a la salida de la chimenea para lo cual se utilizó un anemómetro térmico TSI mod 8345. Las medidas de temperatura y radiación fueron registradas mediante un datalogger Campbell SCI mod. CRX 32. A continuación, en la Figura 4, se muestran los datos medidos de temperatura ambiente y radiación, junto a las correlaciones utilizadas como entrada del modelo.

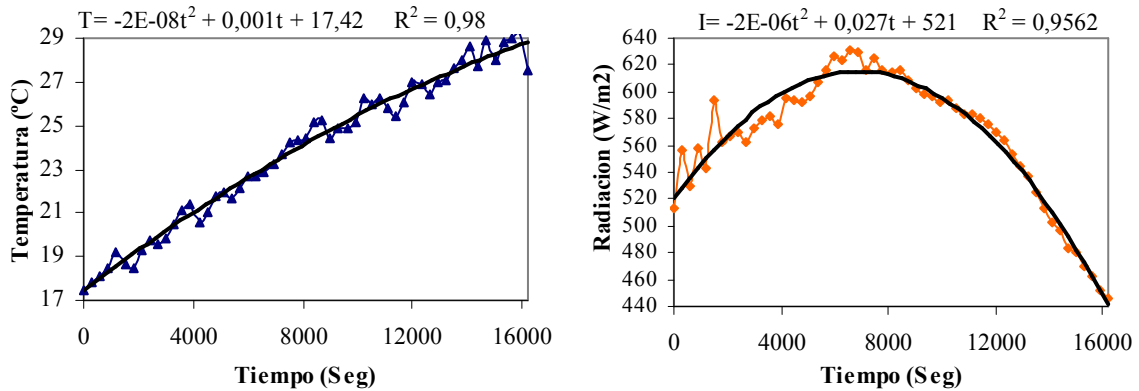


Figura 4: Datos de radiación horizontal (derecha) y temperatura ambiente tomados en día tipo (izquierda).

RESULTADOS

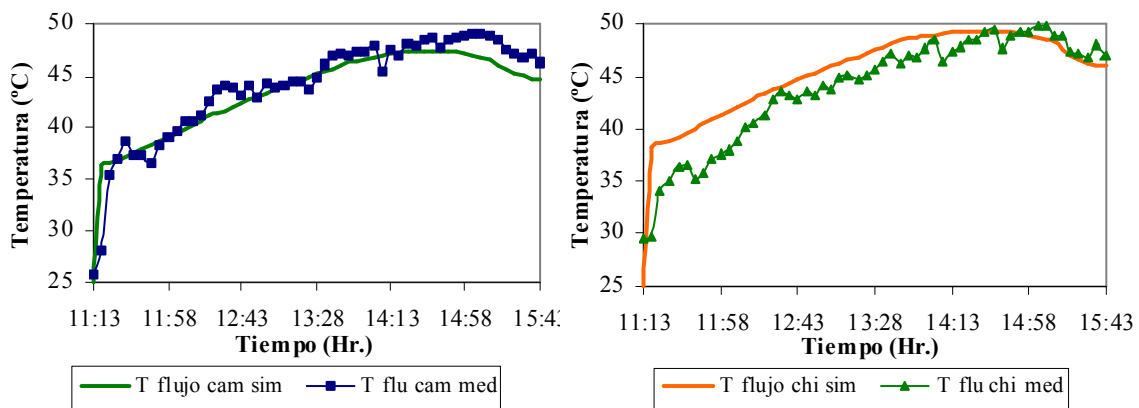
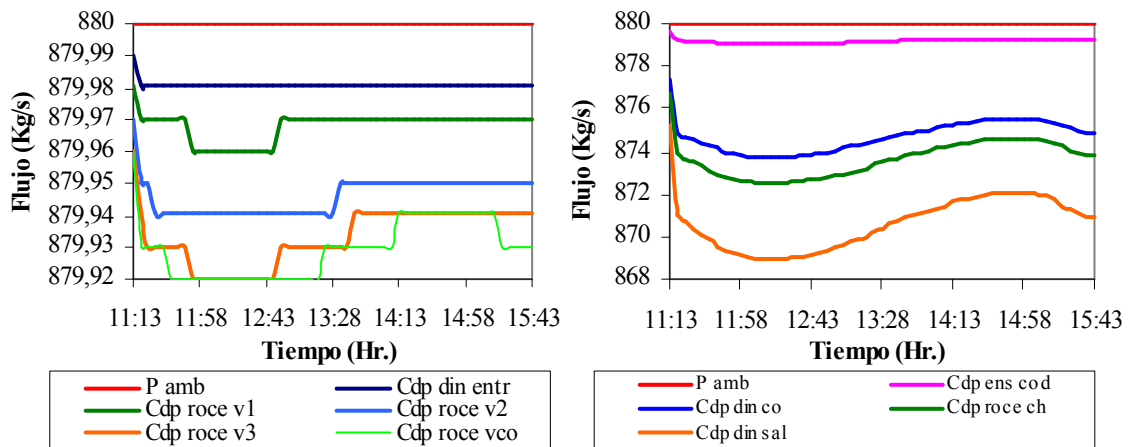


Figura 5: Comparación entre temperaturas simuladas y medidas en cámara (izquierda) y a la salida de chimenea (derecha).



Figuras 6: Caidas de presión en la cámara de secado (izquierda) y en la chimenea (derecha).

La incorporación de la plantilla de ventilación le permite a SIMUSOL calcular las caídas de presión del sistema y la resolución simultánea de los circuitos térmicos y de presión. La aplicación del modelo al secador muestra que los valores de temperatura de flujo en cámara y a la salida de la chimenea simulados se corresponden con los valores medidos, como muestra la Figura 5. Puede concluirse de la Figura 6 que las caídas de presión por roce son muy pequeñas respecto a las caídas dinámicas presentes en el codo y a la salida de la chimenea. En la Figura 7 pueden observarse de forma cuantitativa las contribuciones al flujo total simulado, tanto por efecto chimenea como por el uso del extractor eólico, lo que introduce un elemento de decisión en el diseño de sistemas. Se observa que la circulación está prácticamente gobernada por el extractor. Por último, en la Figura 8 se muestran los valores de velocidad de viento, junto con la correlación utilizada que suaviza las variaciones de la misma pero que introduce las variaciones sinusoidales que se observa en las figuras. En ambas figuras se presentan los datos de flujo másico que se calcularon a partir de la velocidad de viento medida a la salida de la chimenea.

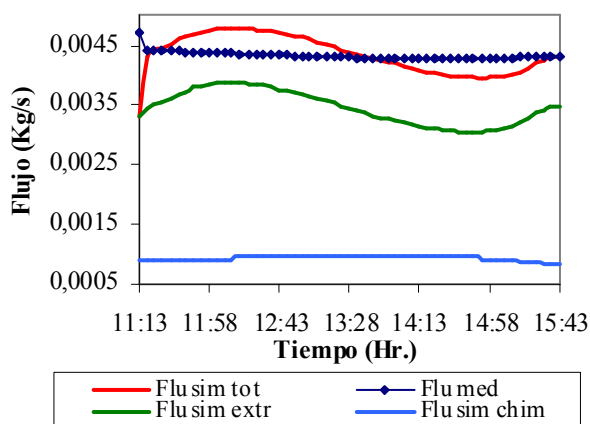


Figura 7: Flujo de aire a la salida de la chimenea, medido y simulado.

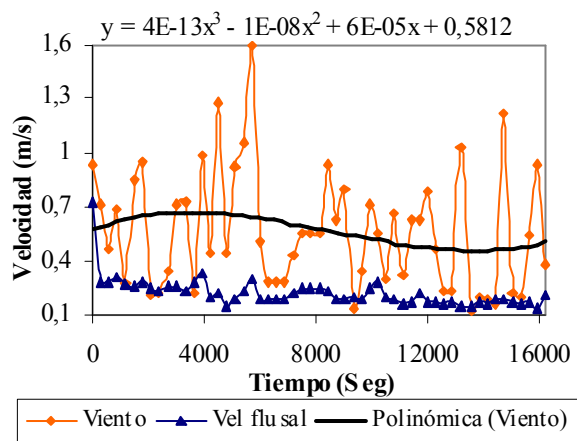


Figura 8: Velocidad de flujo de aire a la salida de la chimenea y velocidad de viento.

CONCLUSIONES

Se incorporó al SIMUSOL un modelo de ventilación por mecanismos pasivos desarrollado por los autores. El SIMUSOL venía siendo utilizado en la resolución sólo de circuitos térmicos. Con la incorporación del modelo de ventilación, se amplían sus prestaciones, pudiendo ser utilizado en sistemas que involucren la resolución simultánea de circuitos térmicos y de circulación de aire por diferencias de presión. Para la incorporación del modelo se ha diseñado una nueva plantilla complementaria, con los elementos a tener en cuenta en un circuito de presión. Para ello fue necesario definir nuevos elementos que representan a las ecuaciones del modelo. La nueva plantilla es análoga a la plantilla térmica que ya tenía el SIMUSOL, por lo que su uso es inmediato.

Se ha ensayado y simulado un secador de pequeña escala de producción con cámara de secado sin carga. El caso en estudio es interesante porque ambos circuitos se conectan a través del flujo másico y éste a su vez tiene dos fuentes: una chimenea solar simple y un extractor eólico. En la simulación, para representar su funcionamiento, se utilizó un circuito térmico y otro de ventilación que fueron resueltos en forma simultánea ingresando como entrada los datos de radiación, temperatura ambiente y velocidad de viento medidos a través de correlaciones. Los valores de los parámetros de las fuentes de flujo, chimenea y extractor, fueron ajustados con los datos experimentales obtenidos de los ensayos hasta ajustar con los valores de flujos medidos. Los resultados experimentales y simulados se siguen satisfactoriamente mostrando un buen ajuste entre ellos.

REFERENCIAS

- Condori M., Mealla L. y Saravia L. (2001). Estudio y modelización de un nuevo diseño de chimenea solar. *Avances en Energías Renovables y Medio Ambiente, Vol. 5, N° 1, 2.19-2.24.*
- Condori M. (2002). Diseño y construcción de secadores destinados a la producción de carnes deshidratadas. *Avances en Energías Renovables y Medio Ambiente, Vol. 6, (1), pp. 2.25-2.30.*
- Condori M., Durán G. (2005). Resolución de un modelo de ventilación pasivo mediante el uso de SIMUSOL. *Avances en Energías Renovables y Medio Ambiente, Vol. 9, 8.25-8.30.*
- Saravia L., Saravia D. Alía D. (2002). Avances introducidos en la capacidad del simulador de sistemas solares térmicos SIMUSOL. *Avances en Energías Renovables y Medio Ambiente, Vol. 6, N° 2 8.31-8.36.*
- Sartori E. (2006). Convection coefficients equations for forced air flow over flat surfaces. *Solar Energy, Vol 80, N° 9 pp 1063-1071.*

ABSTRACT:

In this work, the incorporation of a ventilation model to SIMUSOL, a thermal system simulation software, is presented. The developed model is appropriated describing thermal system that includes air movement due to passives mechanisms. Particularly, the model is applied to a solar drier of meat, that was tested under real behavior conditions The simulation results and the data obtained in the experience are compared.

Keywords: SIMUSOL, ventilation, difference of pressure, mass flow, solar chimney, wind turbine.