

PRINCIPALES ELEMENTOS TEÓRICO-PRÁCTICOS PARA EL ESTUDIO DEL SECADO NEUMÁTICO VORTICIAL DE BAGAZO DE CAÑA

Eugenio F. Bombino Matos, Guillermo A. Roca Alarcón, René Lesme Jaén
Facultad de Ingeniería Mecánica, Universidad de Oriente

En este trabajo de investigación se presentan los principales elementos teóricos y prácticos necesarios para la aplicación del movimiento vorticial al secado neumático del bagazo con el objetivo de mejorar sus características como importante fuente de energía renovable, materia prima y alimento animal. Se presenta una síntesis del análisis teórico para el desarrollo de un modelo matemático a partir de un modelo físico basado en la interacción de las fuerzas consideradas.

Luego se describe la construcción de un modelo a escala de laboratorio mediante el cual se definen las bases para el desarrollo de la modelación y la simulación del proceso investigado a diferentes escalas aplicando la teoría de la semejanza y finalmente se comparan los resultados con mediciones experimentales relacionadas con el secado neumático del bagazo reportadas en la literatura como resultado de las investigaciones realizadas por el Instituto Cubano de Investigaciones Azucareras (ICINAZ) sobre secadores neumáticos cubanos de 7 y 20 t por hora de capacidad.

Palabras clave: *secado, neumático, vorticial, bagazo*

In this research article the necessary theoretical and practical elements for the application of the vortex movement to the pneumatic drying of the bagasse are presented with the objective of improving their characteristics as an important source of renewable energy, raw material and animal food. A synthesis of the theoretical analysis is presented for the mathematical model development starting from a physical model based on the interaction of the considered forces.

Then the construction of a laboratory scale model is described which defines the bases for the development of the modelation trough which the research process is simulated at different scales by the application of Likeness Theory and the results are compared with experimental mensurations related with pneumatic drying of the sugar cane bagasse reported in the literature as a result carried out by the Cuban Institute of Sugar Research (ICINAZ) during the investigations on Cuban dryers of 7 and 20 t per hour of capacity.

Key words: *drying, pneumatic, vortex, bagasse*

Introducción

En Cuba, las biomásas de origen agro forestal son abundantes en muchas áreas y no se aprovechan completamente, solamente entre el bagazo y la paja de la caña de azúcar, las cáscaras de arroz y el café, así como el aserrín, astillas y residuos forestales si se aprovecharan eficientemente se podrían producir cada año cerca de 400 000 t equivalentes de petróleo, lo que representa aproximadamente cerca del 10 % de la producción anual de petróleo crudo y gas acompañante del país según refiere Rodríguez / 8/ en el año 2003.

El bagazo se considera el subproducto no maderable más importante del mundo y tiene un alto valor energético además de su importancia para otros usos. La necesidad de secar el bagazo

está dada con vistas a su ahorro, para mejorar sus características como materia prima y para su almacenamiento ya que el mismo tiene amplia utilidad para una amplia gama de procesos que van desde la industria de derivados hasta la generación de electricidad. En el presente trabajo se presenta una breve síntesis de los resultados de estudios, que se realizan con vista a obtener una herramienta teórica que permita lograr una mayor eficacia con respecto a los procesos neumáticos de tratamiento y manipulación de esta importante biomasa sólida, para hacer un aporte en el sentido del mejoramiento en el uso de este recurso renovable.

La tendencia mundial en el secado de bagazo desde los años 80 del siglo pasado hasta el presente es hacia el secado neumático, sin embargo estos secadores presentan aún una gran desven-

taja en relación con sus grandes dimensiones. Entre los principales objetivos de este trabajo está disminuir esas dimensiones y contribuir a hacerlos más ventajosos y pequeños.

Fundamentación teórica

El modelo físico del fenómeno objeto de estudio, consiste en el movimiento de una capa de partículas en forma de espiral ascendente por el espacio anular entre dos cilindros concéntricos, y la modelación matemática del mismo se realizó considerando la superposición de dos campos de flujo moviéndose entre estos. La superposición de un campo plano circular horizontal y otro axial

recto vertical produce una resultante que describe el movimiento vorticial ascendente en el espacio anular comprendido entre los cilindros mencionados, según se representa en la figura 1 donde se presenta el modelo físico con las fuerzas consideradas que según Bombino M. E. Roca A.G, Lesme J.R. refieren en / 4 / son:

1. Fuerza de resistencia frontal (\vec{F}_x)
2. Fuerza del peso (\vec{F}_g)
3. Fuerza de empuje (\vec{F}_A)
4. Fuerza de fricción partículas pared (\vec{F}_1)
5. Fuerza de fricción gas – pared (\vec{F}_{BP})
6. Fuerza centrífuga (\vec{F}_c)

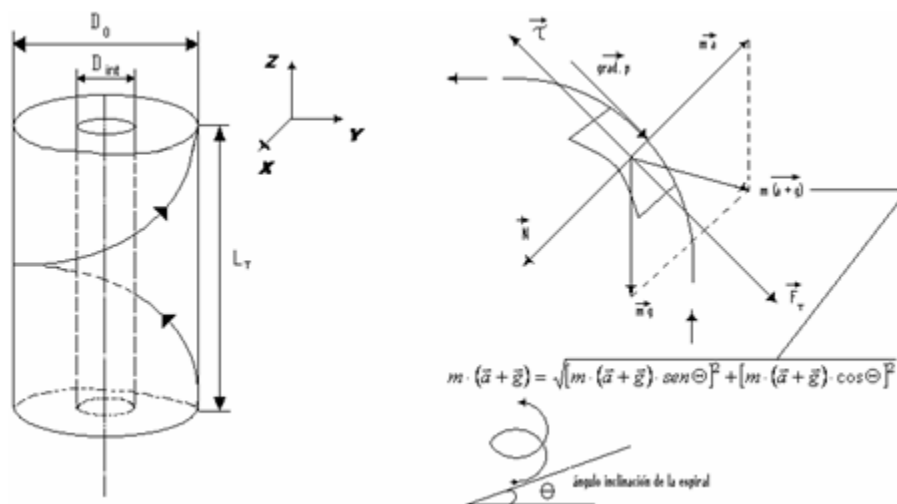


Fig. 1 Modelo físico de las fuerzas consideradas durante el movimiento en espiral en el espacio anular entre dos cilindros concéntricos.

La fuerza centrífuga constituye una característica intrínseca de la componente giratoria del movimiento vorticial y se encuentra dirigida en la dirección de la normal N de la tangente a la trayectoria.

En forma escalar se obtuvo para las tres dimensiones del espacio un sistema de tres ecuaciones diferenciales de segundo grado y de segundo orden, teniendo en cuenta las fuerzas consideradas, el cual no tiene solución analítica, y se resuelve mediante el método de diferencias finitas específicamente la aplicación del método numérico Runge Kutta de 4to orden, con el objetivo de simular el proceso de secado neumático vorticial.

Se construyó un modelo a escala de laboratorio basado en criterios de semejanza, para generar el movimiento vorticial, ya que sería complejo y costoso construir una instalación de este tipo a escala industrial para su estudio.

Al revisar la literatura especializada no se encontraron reportes de equipos similares al propuesto, y se partió de los estudios realizados en los equipos que más se aproximan al principio de funcionamiento del mismo como son los hidrociclones y los gasociclones, por ejemplo Aisa y Dopaso en /9/ para hacer un análisis teórico del campo de velocidades en un hidrociclón, construyeron un modelo de plexiglas

con una relación $L/D = 2.30$ (relación longitud del tubo de evacuación al diámetro), y consideraron “muy grande” la longitud del tubo de evacuación comparado con el valor usual de diseño para esta relación que está en torno a 0,5.

Se construyó un modelo de acrílico transparente, el cual lleva insertado un cilindro interior que hace una función estabilizadora del flujo bifásico, y está ubicado concéntricamente en vez de un tubo de evacuación (ver figura 1) con lo cual se organiza considerablemente el movimiento y se reduce la caída de presión en el sistema, según demostró el académico Kirpichiov durante la colocación de álabes directores en las zonas curvas por donde se producen flujos de fluidos en calentadores de aire según se reporta en Mijeev /2/, para que este cilindro interior funcione como álabe esta-

bilizador se necesita ubicarlo a todo lo largo del equipo y la relación L_{TO}/D_O resultó ser 3,05.

El modelo construido a escala de laboratorio, se compone de dos cilindros concéntricos, entre los cuales se produce el flujo anular de una mezcla bifásica en forma de vórtice debido a las características geométricas de entrada y salida tangenciales, el cilindro interior funciona como elemento estabilizador del flujo según se muestra en la figura 2 donde se representa el equipo a escala del laboratorio con $D_o = 210$ mm.

Para aplicar la semejanza geométrica se tiene que garantizar mantener las relaciones entre las principales dimensiones del equipo así como las que definen las condiciones de entrada y salida para cualquier capacidad, esto se definió en nuestro caso teniendo en cuenta lo anteriormente planteado y las normas constructivas para gasociclones y quedó finalmente de la forma siguiente:

$$\frac{L_t}{D_o} = 3,05 ; \quad \frac{D_o}{D_{int}} = 2,00 ; \quad \frac{D_o}{h_e} = 1,80 ; \quad \frac{D_o}{l_e} = 5,00$$

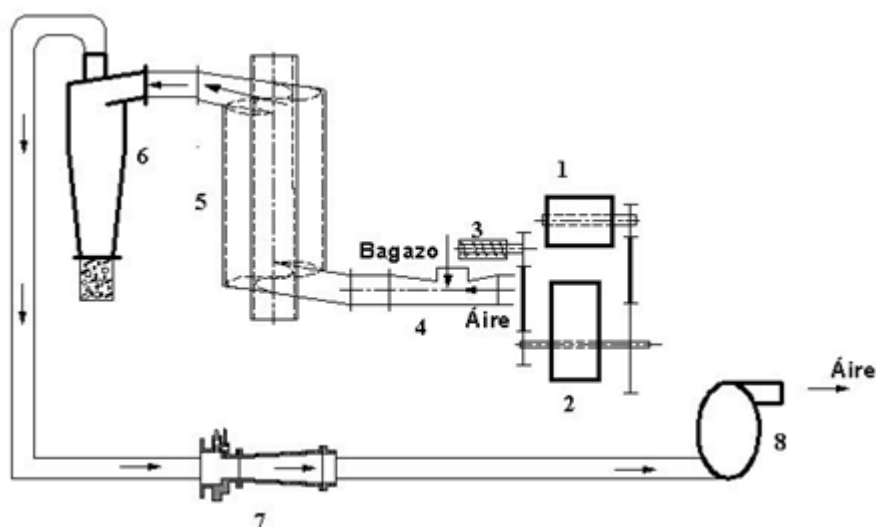


Fig. 2 Esquema de la instalación experimental.

Leyenda: 1 Motor eléctrico, 2 Reductor, 3 Alimentador Sin Fin, 4 Eyector, 5 Columna vorticial, 6 Separador ciclónico, 7 Medidor de flujo (Vénturi), 8 Ventilador.

Una condición necesaria para la semejanza dinámica de dos flujos es la igualdad del Re y el Eu en los dos flujos cuando se han utilizado los parámetros del flujo y las medidas geométricas convenientes según Shames /1/.

La relación de diámetros se escogió de forma que

el diámetro exterior (D_o) sea el doble del diámetro interior (D_{int}) lo que garantiza que la relación (Deq/D_{int}) sea siempre igual a 1 debido a que como se demuestra, para el caso de cilindros concéntricos $Deq = D_o - D_{int}$, entonces $Deq = D_{int}$ y por tanto el Re puede escribirse de la forma siguiente:

$$Re_m = Re_p = \frac{\left(\frac{W}{\varepsilon} - Va\right) \cdot \left(\frac{d_p}{Deq/Dint}\right)}{\nu} = \frac{\left(\frac{W}{\varepsilon} - Va\right) \cdot (d_p)}{\nu}$$

donde:

$\left(\frac{W}{\varepsilon} - Va\right)$ Velocidad de deslizamiento de las partículas

ν Viscosidad cinemática del fluido

d_p Diámetro de las partículas

ε Porosidad

Va Velocidad de arrastre

De esta manera, manteniendo la relación de diámetros se garantiza la igualdad del Re del modelo con el Re del prototipo para cualquier dimensión que cumpla con las relaciones de semejanza geométricas establecidas, y para un determinado diámetro de partículas, con la condición de mantener la velocidad del gas en función de la velocidad de arrastre. Al variar las dimensiones del prototipo manteniendo la proporción entre las magnitudes geométricas así como de entrada y salida, la caída total de presión en el prototipo ΔP_p resultará diferente a la del modelo ΔP_m y le corresponderá una corriente semejante

que puede representarse de forma general según Mijeev /2/ por la ecuación siguiente:

$$f(Re, Eu) = 0 \quad (1)$$

Según el 3er teorema de semejanza las condiciones necesarias y suficientes para que dos procesos sean semejantes se dan cuando son iguales los números determinantes de semejanza, de este modo la condición $Re_p = Re_m$ determina la similitud de las corrientes. La identidad de los números de semejanza a determinar $Eu_p = Eu_m$ se obtiene como consecuencia de la semejanza ya establecida.

En el movimiento vorticial puede asegurarse la particularidad de movimiento dando la diferencia total de presiones en los extremos de la instalación, mientras que la velocidad de la corriente y el gasto resultarán estar en función del proceso, y como determinante intervendrá lo que se considera por algunos autores otro número de semejanza, que se obtiene de la combinación de dos criterios adimensionales según refiere Mijeev /2/ y puede escribirse de la forma siguiente:

$$\sqrt{Eu} \cdot Re = \frac{\left(\frac{W}{\varepsilon} - Va\right) \cdot \frac{dp}{\left(\frac{Deq}{Dint}\right)}}{\sqrt{\rho \cdot \left(\frac{W}{\varepsilon} - Va\right)^2}}; \quad \text{Si } \frac{Deq}{Dint} = 1, \text{ se cumple} \quad (2)$$

$$\left(\frac{\Delta p}{\rho} \cdot \frac{dp}{u}\right)_m = \left(\frac{\Delta p}{\rho} \cdot \frac{dp}{u}\right)_p$$

Esta relación nos permite determinar la caída de presión para las condiciones del prototipo trabajando con gases calientes partiendo de conocer la caída de presión medida para las condiciones del modelo, quedando finalmente de la forma siguiente:

$$\Delta P_p = \Delta P_m \cdot \left(\frac{\rho_p}{\rho_m}\right) \cdot \left(\frac{dp_p}{dp_m}\right)^2 \cdot \left(\frac{u_p}{u_m}\right)^2 \quad (3)$$

Aquí en la ecuación 3 se tiene en cuenta la variación de la densidad y la viscosidad cinemática

con la temperatura para la determinación de la caída de presión en un prototipo del tamaño del modelo pero trabajando con el gas caliente a partir de la caída de presión medida en el modelo funcionando con aire a temperatura ambiente.

Cuando se trabaja con un prototipo a mayor escala para el cual se incrementan la longitud total del recorrido (L_{top}^*) y el diámetro equivalente del equipo (Deq^*), la caída de presión (ΔP_p^*) se puede determinar teniendo en cuenta el coeficiente de presión en función de: la caída de presión

cinemátideterminada en el prototipo pequeño con gases calientes (ΔP_p), la longitud total del recorrido en ese prototipo con gases calientes (L_{Top}) y el diámetro equivalente también de ese prototipo con gases calientes (De_{qp}), por la relación siguiente.

$$\frac{\Delta P_p'}{\Delta P_p} = \frac{f \cdot \frac{L_{Top}'}{De_{qp}'} \cdot \left(\frac{W}{\varepsilon} - V_a\right)^2}{f \cdot \frac{L_{top}}{De_{qp}} \cdot \left(\frac{W}{\varepsilon} - V_a\right)^2} \quad (4)$$

Teniendo en cuenta que:

$$L_{Top} = L_{Tom} \text{ y } De_{qp} = De_{qm} \quad (5)$$

Debido a que para un prototipo con la misma escala del modelo pero trabajando con gases calientes, las dimensiones son iguales. Una condición de semejanza a cumplir es mantener las velocidades iguales en el modelo y el prototipo para partículas semejantes a tratar, lo cual se garantiza trabajando en función de la velocidad de arrastre de las partículas, y la ecuación (4) se simplifica quedando:

$$\Delta P_p' = \Delta P_p \cdot \frac{De_{qp} \cdot L_{top}'}{De_{qp}' \cdot L_{top}} \quad (6)$$

Sustituyendo (3) en (6) y arreglando, se obtiene finalmente:

$$\Delta P_p' = \Delta P_m \cdot \left(\frac{\rho_f}{\rho_m}\right) \cdot \left(\frac{u_f}{u_m}\right) \cdot \frac{L_{top}' \cdot De_{qm}}{L_{tom} \cdot De_{qp}'} \quad (7)$$

De esta forma es posible determinar la caída de presión para diferentes condiciones de trabajo del prototipo a partir de la caída de presión en el modelo.

En la modelación se tuvieron en cuenta convenientemente los criterios de Prandtl, Nusselt y Schmidt, en relación con los procesos de transferencia de calor y masa.

Métodos utilizados y condiciones experimentales

Para comprobar la validez de los resultados obtenidos con la modelación desarrollada en este trabajo, se realizó la simulación del proceso te-

niendo en cuenta los criterios de semejanza y se compararon los resultados experimentales obtenidos en el laboratorio con aire atmosférico y los de experimentos realizados en instalaciones industriales con gases calientes para diferentes capacidades.

Para el modelo del laboratorio se planificaron los experimentos con 6 muestras de 25 g de bagazo de diferentes diámetros, en el gráfico 1 se grafican los datos más significativos que son los correspondientes a los valores de velocidad para cada diámetro de partículas, se obtuvieron tres tipos de espiral y los gráficos se corresponden con los resultados de 18 corridas experimentales como se explica a continuación.

El flujo de bagazo se iba variando en dependencia del comportamiento de la espiral y se hacía hasta lograr una espiral “correcta” a la cual se le denominó espiral normal y es la que se forma entre 2 límites que son: la denominada espiral lenta y la denominada espiral rápida, lo cual se explica a continuación para uno de los diámetros de partículas procesadas.

Por ejemplo, para el diámetro de partículas de 0,8 mm, cuando se comenzó con un flujo de aire de 2,34 m³/min y un flujo de bagazo de 3,13 g/seg se observaba que las partículas describían una espiral incorrecta, ya que se caían dentro del equipo, luego se fue aumentando el flujo de aire hasta que para el valor de 2,52 m³/min se comenzó a producir la espiral normal que es el límite en que las partículas no se caen. Por encima de este valor comenzaba a producirse lo que se le llamó espiral rápida la cual no es conveniente para el proceso de secado porque tiende a disminuir el tiempo de residencia de las partículas dentro del equipo. La llamada espiral normal se obtuvo en cada caso con valores del flujo que están en función de la velocidad de arrastre de las partículas.

Resultados y discusión

En el gráfico 1 se muestra una síntesis comparativa de los resultados de las corridas experimentales obtenidos en el laboratorio y los simulados mediante la modelación en relación con la velocidad requerida del gas para producir el movimiento vorticial de las partículas de bagazo de caña.

La velocidad resultante del gas se determina mediante mediciones del flujo de gas a través de las 2 componentes de la velocidad, axial y tangencial teniendo en cuenta por la expresión siguiente:

$$W = \sqrt{W_{ax}^2 + W_{tg}^2} \quad (8)$$

donde:

W – Velocidad resultante en m/s.

W_{ax} – Componente axial de la velocidad en m/s

W_{tg} – Componente tangencial de la velocidad en m/s

La componente axial se determina con las mediciones del flujo de gas a través de un medidor Vénturi (ver figura 2) y teniendo en cuenta el área de la sección anular comprendida entre los dos cilindros concéntricos que conforman la columna vorticial, aplicando la ley de conservación de la masa

traducida en la ecuación de continuidad para las condiciones dadas, por la expresión:

$$W_{ax} = \frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot D_{eq}^2} \quad (9)$$

donde:

Q – Flujo de gas en m³/s

Mientras que la componente tangencial se determina en función de la velocidad axial y del ángulo de inclinación de la espiral, por la ecuación siguiente:

$$W_{tg} = \frac{W_{ax}}{\tan(\Theta)} \quad (10)$$

donde:

Θ – Ángulo de inclinación de la espiral en grados.

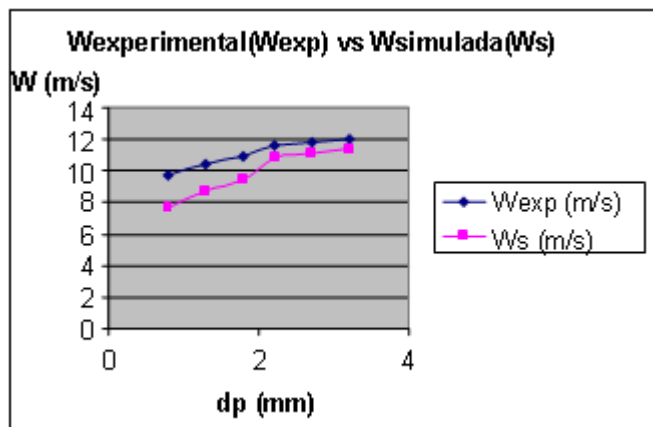


Gráfico 1 Comportamiento de las velocidades experimentales y simuladas.

En el gráfico 1 puede notarse que los valores de la velocidad medida experimentalmente y simulados presentan similar tendencia. Al determinar el error mediante la expresión:

$$\sum_{i=1}^n \frac{W_{exp} - W_s}{W_{exp}} * 100 = 11 \%$$

lo cual indica que el modelo teórico elaborado simula con una aproximación aceptable los parámetros del proceso reflejado en las mediciones realizadas en el laboratorio.

Luego de comprobar la validez del modelo para las condiciones del laboratorio, se simularon

los experimentos realizados a escala de planta piloto e industrial en secadores para los cuales el método de secado es el mismo, o sea a régimen de secado neumático, con la diferencia de que las partículas se mueven de forma rectilínea.

Primeramente se hizo la simulación de un secador neumático industrial prototipo. La experimentación en este secador se realizó a través de 453 corridas donde se acumularon 7500 datos que corroboraron los resultados obtenidos en un equipo a escala de planta piloto construido en el Instituto Cubano de Investigaciones Azucareras (ICINAZ) el cual trabajaba con una concentra-

ción promedio de $\mu c = 0,184$ kg/kg que está dentro del margen recomendado para el transpor-

te neumático de bagazo por varios autores, estos datos fueron reportados por Arrascaeta en /5/.

Tabla 1
Valores experimentales y simulados para 7 T/h

	Gm(T/h)	Do(m)	Ubhi (%)	Ubhf (%)	Tfi(°C)	Tff(°C)	Lto(m)	Lt(m)
E	7,00	2,00	47,00	35,00	250	100	15,00	15,00
S	6,90	1,50	47,00	33,79	250	107,23	14,04	4,58

Igualmente se realizó la simulación para comparar con el proceso de secado neumático de un

secador industrial de 20 toneladas por hora de capacidad.

Tabla 2
Valores experimentales y simulados para 20 T/h

	Gm(T/h)	Do(m)	Ubhi (%)	Ubhf (%)	Tfi(°C)	Tff(°C)	Lto(m)	Lt(m)
E	20,00	2,00	48,00	31,00	256	115,00	20,00	20,00
S	20,12	2,57	48,00	31,11	256	122,59	19,21	7,84

Leyenda: E – Experimental y S – Teórico de la simulación

Gm – Capacidad del secador en Ton / h; Tfi, Tff -Temperaturas inicial y final del fluido;

Ubhi, Ubhf – Humedades en base húmeda inicial y final respectivamente.

En cada caso, como se refleja en las tablas 1 y 2, para la simulación se partió de valores similares de capacidad del equipo, contenido de humedad inicial del bagazo y temperatura inicial de los gases, y los resultados obtenidos fueron similares para diferentes dimensiones del equipo Do y Lt.

Conclusiones

Los resultados obtenidos demuestran que se logró simular correctamente el proceso de secado neumático aplicando el movimiento vorticial, y que se puede obtener una reducción importante de las dimensiones del secador, operando bajo este principio, porque las longitudes del recorrido de las partículas siguiendo la trayectoria de la espiral, son relativamente grandes para alturas relativamente pequeñas del equipo y esto se aprecia al comparar el parámetro Lt que define la altura del equipo para ambos casos.

La longitud total del recorrido en espiral de las partículas Lto en el secador vorticial simulado se aproxima a la longitud Lt del secador convencional, mientras que la longitud Lt del secador vorticial resultó mucho menor en cada caso y esta es la magnitud que define las dimensiones del secador.

La reducción del contenido de humedad y de la temperatura de los gases en cada caso simulado resultaron similares a los medidos experimentalmente para condiciones similares de explotación como son los parámetros iniciales y la longitud total del recorrido de las partículas por lo que se concluye que el modelo matemático simula el proceso de secado con un grado de exactitud aceptable.

Mediante la modelación desarrollada es posible determinar los principales parámetros como la longitud y el diámetro para el diseño de secadores neumáticos vorticiales de diferentes capacidades, concentraciones y diámetros de partículas.

Nomenclatura

- $\left(\frac{W}{\varepsilon} - Va \right)$ Velocidad de deslizamiento de las partículas
- ν Viscosidad cinemática del fluido
- d_p Diámetro medio de las partículas
- ε Porosidad
- V_a Velocidad de arrastre
- R_{em} Criterio de Reynolds para el modelo
- R_{ep} Criterio de Reynolds para el prototipo
- E_u Criterio de Euler
- L_{to}** Longitud total del recorrido de las partículas por la espiral
- L_t** Longitud de equipo
- $e = 5 \text{ mm}$** Espesor de la paret exterior del equipo a escala de laboratorio
- Do - 2.e** Diámetro interno del cilindro exterior
- D_{int}** Diámetro externo del cilindro interior
- Deq** Diámetro equivalente del equipo
- he y le** Ancho y alto de los orificios de entrada y salida respectivamente
- ΔP_m** Caída de presión en el modelo para gas a la temperatura ambiente
- ΔP_p** Caída de presión en el prototipo con la misma escala con gas caliente
- $\Delta P_p'$** Caída de presión en el prototipo a mayor escala con gas caliente

Bibliografía

1. Shames I.H., "La mecánica de los Fluidos". Mc Graw – Hill. México. 1978.
2. Mijeev, M.,A.; Mijeeva, I.M., "Fundamentos de termotransferencia". Editorial Mir Moscú, 1979.
3. Bombino M E., Roca A.G., Lesme J.R. a) "Estudio teórico práctico de sobre el movimiento en espiral ascendente de partículas de biomasa". Revista Tecnología Química. vol. XXIII. núm. 1, 2003.
4. Bombino M.E., Roca A.G., Lesme J.R., "Ecuaciones para la transferencia de la cantidad de movimiento vorticial de partículas de bagazo en forma de capa". Conferencia Internacional de Energía Renovable, ahorro de energía y educación energética. CIER 2005. www.cubasolar.cu
5. Arrascaeta R. A., "Secado neumático de bagazo integral con los gases de escape de los generadores de vapor de los centrales azucareros". Tesis presentada en opción al título de Candidato a Doctor en Ciencias Técnicas. 1985.
6. Bombino M E., Roca A.G., Lesme J.R., Brossard P. L. "Estudio de la longitud de la trayectoria y la altura alcanzadas por partículas de bagazo durante su movimiento en forma de espiral ascendente". Revista Tecnología Química. vol XXII. No 2. 2002.
7. Sosa A. J.H.; y col., "Sugar Cane Bagasse Drying. A Review". Proceeding of the 14th International Drying Symposium (IDS 2004). Vol B, pp. 990-997. Sao Paulo, Brazil, 22-25 August 2004. (En lengua inglesa).
8. Rodríguez F. , "Cuanto creció en verdad la economía cubana". Diario Trabajadores, 29 de Diciembre, pág. 7, Cuba. 2003.
9. Aisa, L. ; Dopazo, C. ; Arroyo, P. ; Yonte, M.Y. "Medidas con un velocímetro Laser-Dopler y análisis teórico del campo de velocidades en un hidrociclón". Anales de la ingeniería mecánica. Revista de la asociación española de ingeniería mecánica. Año 3/núm. 2/diciembre 1985.