



Ingeniería Energética

E-ISSN: 1815-5901

orestes@cipel.ispjae.edu.cu

Instituto Superior Politécnico José Antonio

Echeverría

Cuba

Góngora, Ever; Guzmán, Daniel; Columbié, Ángel O.; Marrero, Secundino; Retirado, Yoalbys
Modelo matemático multivariable para un proceso de enfriamiento industrial de sólidos en cilindros
rotatorios horizontales

Ingeniería Energética, vol. XXVIII, núm. 2, 2007, pp. 15-25

Instituto Superior Politécnico José Antonio Echeverría

La Habana, Cuba

Disponible en: <http://www.redalyc.org/articulo.oa?id=329127754003>

- Cómo citar el artículo
- Número completo
- Más información del artículo
- Página de la revista en redalyc.org

redalyc.org

Sistema de Información Científica

Red de Revistas Científicas de América Latina, el Caribe, España y Portugal

Proyecto académico sin fines de lucro, desarrollado bajo la iniciativa de acceso abierto



Modelo matemático multivariable para un proceso de enfriamiento industrial de sólidos en cilindros rotatorios horizontales

Ever Góngora
Daniel Guzmán
Ángel O. Columbié

Secundino Marrero
Yoalbys Retirado

Recibido: Julio del 2007
Aprobado: Septiembre del 2007

Resumen / Abstract

En el presente trabajo se presentan los resultados relacionados con la modelación matemática del proceso de enfriamiento de sólidos en cilindros rotatorios horizontales. Se exponen las ecuaciones que conforman el modelo y la fundamentación científica sobre la cual fueron obtenidas. La modelación se basa principalmente en el planteamiento de las ecuaciones del balance energético en forma dinámica, de lo cual se obtiene un sistema de ecuaciones diferenciales en derivadas parciales, que se complementan con otras que establecen la relación entre los coeficientes y parámetros físicos.

Palabras clave: Modelación matemática, enfriadores cilíndricos rotatorios, mineral reducido

The present work shows the results or the authors related with mathematical modelling the process of cooling of reduced mineral in the rotary horizontal cooler; Equations that conform the model and its scientific fundamentals are exposed. The modelling is based, mainly, in the establishment of the energetic balances in the dynamic way, that carries to obtainment of a partial derivatives differential equations system, which is complemented with other algebraic equations that establish the relation between the different coefficients and parameter.

Key words: Mathematical modelling, rotary horizontal cooler, reduced mineral

INTRODUCCIÓN

Para efectuar el control del proceso de enfriamiento de sólidos resulta necesaria su modelación matemática tomando en consideración el objeto o equipamiento en el cual ocurre este.¹ Para dicho estudio se ha seleccionado el enfriador cilíndrico rotatorio horizontal, el cual es un objeto de elevado grado de complejidad, desde el punto de vista de la transferencia de calor.²

Por sus características constructivas y tecnológicas, el modelo matemático debe conformarse en derivadas parciales, por ser este un objeto que puede

considerarse como de parámetros distribuidos debido a su gran relación largo/diámetro (30/3,08).

En este trabajo se plantea como objetivo, realizar la modelación matemática del proceso de enfriamiento de un sólido en el enfriador cilíndrico rotatorio, considerándolo como un objeto con parámetros distribuidos, similar a lo analizado^{3,4} para un horno de calcinación de mineral.

MATERIALES Y MÉTODOS

Se hace necesario primeramente,² establecer las variables de entrada, de salida y las perturbaciones

del proceso, a partir de lo cual se puede establecer un conjunto de ecuaciones mediante el balance de energía, que permitan predecir el comportamiento de la temperatura del sólido a la salida de los enfriadores cilíndricos rotatorios.⁴

Tomando como punto de partida el principio fundamental de conservación de la energía, ya anteriormente empleado,^{3,4} se puede obtener la expresión matemática que servirá como ecuación de balance (1).

$$-\rho \cdot C \cdot A \, dx \frac{\delta\theta(x,t)}{\delta t} = -C \cdot \dot{m}[\theta(x,t) - \theta(x+dx,t)] + K_i dx [\theta(x,t) - \theta_p(x,t)] \quad \dots (1)$$

donde:

$$\dot{m}_{\text{entrada}} = \dot{m}_{\text{salida}} = \dot{m}$$

\dot{m}_{entrada} , \dot{m}_{salida} :Flujo de sólido que entra y sale del enfriador (kg/s) .

θ , θ_p :Temperatura del sólido y de la pared (K).

C: Calor específico del sólido (kJ/kg K).

ρ : Densidad del sólido (kg/m³).

A: Sección transversal del sólido (m²).

K_i : Coeficiente superficial de transferencia de calor del sólido a la pared por unidad de longitud (W/m K).

En la expresión (1) el miembro izquierdo caracteriza la velocidad de variación de la temperatura en el tiempo $\theta(t)$ del elemento de material dx; el primer miembro de la derecha relaciona el calor que entra con el flujo de material al elemento dx y el calor que sale con el material; el tercero y cuarto términos son el calor entregado por el material a los gases y a la pared del cilindro respectivamente según la ley de Newton.

El área de la sección transversal del sólido según la expresión (2), desarrollada esta dada por:

$$A = \frac{2}{3} R_i^2 \cdot \beta^3 \quad \dots (2)$$

donde:

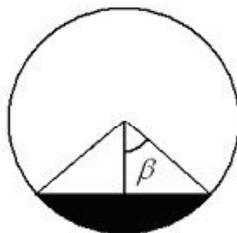
R_i : Radio interior del cilindro (m).

De aquí es necesario determinar el ángulo (β), mostrado en la figura 1, según la ecuación (3).

$$\beta = \sqrt[3]{\frac{3\dot{m}}{2 \cdot R_i^2 \cdot \rho \cdot V_m}} \quad \dots(3)$$

donde:

V_m : Velocidad del sólido (m/s).



Representación del ángulo β , con respecto al diámetro vertical y al área que ocupa el sólido dentro del cilindro.

La velocidad del sólido, según la expresión desarrollada por Diomidovskiy D.A., que aparece en la referencia 1, se calcula mediante la ecuación (4)

$$V_m = 5,78D_i \cdot \varphi \cdot n \quad \dots(4)$$

donde:

φ : Ángulo de inclinación del cilindro en grados.

n : Velocidad de rotación (1/s).

Para determinar el coeficiente K_1 se tienen en cuenta las formas de transferencia de calor presente en el enfriador de sólido. El calor del sólido a la pared se transmite por conducción, convección y radiación del sólido a la pared cubierta y del sólido a la pared descubierta por radiación. Para el primer caso el coeficiente de transferencia de calor puede definirse por la ecuación (5), según las referencias 5 y 6.

$$\alpha_{pcs} = k\sqrt{C \cdot \lambda \cdot \gamma \cdot n} + \sigma \cdot \frac{\xi_s \cdot \xi_p}{\frac{1}{\xi_s} + \frac{1}{\xi_p} - 1} \cdot \frac{(\theta^4 - \theta_p^4)}{(\theta - \theta_p)} \quad \dots(5)$$

donde:

α_{pcs} : Coeficiente de transferencia de calor del sólido a la pared cubierta por el sólido (W/m² K).

σ : Constante de Stefan-Boltzman.

k : Coeficiente de no-uniformidad de la temperatura del sólido.

λ : Conductividad térmica del sólido (W/m² K).

n : Velocidad de rotación del enfriador (s⁻¹).

γ : Masa (a granel) del sólido (kg/m³).

ξ_p : Emisividad de la pared.

ξ : Emisividad del sólido.

Para el segundo caso el coeficiente de transferencia de calor puede definirse por la ecuación (6).

$$\alpha_{pds} = \sigma \cdot 10^{-8} \cdot \xi_s \cdot \xi_p \cdot \frac{[\theta^4 - \theta_p^4]}{\theta - \theta_p} \quad \dots(6)$$

donde:

α_{pds} : Coeficiente de transferencia de calor del sólido a la pared no cubierta por el sólido (W/m²K).

Para calcular el coeficiente superficial de transferencia de calor del sólido a la pared por unidad de longitud del cilindro se emplea la ecuación (7) y las ecuaciones (8 y 9) para las respectivas áreas de transferencia de calor.³

$$K_1 = \alpha_{pcs} \cdot A_{pcs} + \alpha_{pds} \cdot A_{pds} \quad \dots(7)$$

$$A_{pcs} = \frac{2\pi D_i \cdot \beta}{360^\circ} \quad \dots(8)$$

$$A_{pds} = \pi \cdot D_i \cdot \left(1 - \frac{2\beta}{360^\circ}\right) \quad \dots(9)$$

donde:

A_{pcs} : Área de la pared cubierta por el sólido (m^2).

A_{pds} : Área de la pared descubierta por el sólido (m^2).

Así la expresión (1) toma la forma de la ecuación (10).

$$\rho \cdot C \cdot A \cdot \frac{\delta\theta(x,t)}{\delta t} + C \cdot \dot{m} \cdot \left(\frac{\delta\theta(x,t)}{\partial x} \right) = K_1\theta(x,t) - K_1\theta_p(x,t) \quad \dots(10)$$

Del balance térmico para la pared, según la ecuación diferencial de la conducción se obtiene la expresión (11)

$$C_p M_p dx \frac{\partial\theta_p}{\partial t} + C_p M_p \cdot a \cdot \frac{\partial^2\theta_p}{\partial x^2} = -K_1(\theta - \theta_p)dx - K_2(\theta_p - \theta_{agua.})dx \quad \dots(11)$$

donde:

C_p : Calor específico de la pared (kJ/kg K).

M_p : Masa de la pared (kg/m).

θ_{ma} : Temperatura del medio (K).

θ_{agua} : Temperatura del agua en la piscina (K).

a : Coeficiente de temperatura (m^2/s).

K_2 : Coeficiente de transferencia de calor a través de la pared del horno por unidad de longitud al agua de la piscina (W/m K).

Para determinar el coeficiente de transferencia de calor K_2 , se tienen en cuenta los modos de transferencia de calor por conducción y convección, resolviéndose a través de la ecuación (12).

$$K_2 = \frac{1}{\frac{\ln \frac{R_i}{R_e}}{2 \cdot \pi \cdot \lambda_{carca}} + \frac{1}{\Pi_{pca} \pi \cdot \alpha_{c.agua} \cdot D_e} + \frac{1}{\Pi_{pca} \pi \cdot \alpha_{sat.} \cdot D_e}} \quad \dots(12)$$

Para determinar el área del enfriador que está sumergida en el agua, se desarrolló la ecuación (13)

$$\Pi_{pca} = \frac{\left(2 \cos^{-1} \left(1 - \frac{H_{agua}}{R_2} \right) \right)}{180^\circ} \quad \dots(13)$$

donde:

H_{agua} : Altura del agua de la piscina de enfriamiento con respecto al enfriador (m).

En la solución de la ecuación (12) es necesario calcular el coeficiente de transferencia de calor por convección al agua $\alpha_{c.agua}$, y el número de Reynolds. Considerando que el enfriador se mueve a baja velocidad y que este le transmite el movimiento al fluido, se asume que la velocidad del fluido es aproximadamente igual a la del enfriador, lo cual está en correspondencia con la conclusión referida a la velocidad para la *convección en flujo de cohet*.⁵

El número de Reynolds (R_{eD}) se obtiene por la expresión (14)

$$R_{eD} = \frac{v_{agua} \cdot D_e}{\nu_{agua}} = \frac{\rho_{agua} \cdot v_{agua} \cdot D_e}{\mu_{agua}} \quad \dots(14)$$

donde:

ρ_{agua} : Densidad del fluido (kg/m³).

v_{agua} : Velocidad del fluido (m/s).

D_e : Diámetro exterior del enfriador (m).

μ_{agua} : Coeficiente dinámico de viscosidad (N s/m²).

ν_{agua} : Coeficiente cinemático de viscosidad (m²/s) .

El valor de la velocidad del fluido se calcula por la ecuación (15)

$$v = \frac{\pi \cdot n}{30} \cdot R_2 \quad \dots(15)$$

Sustituyendo la ecuación (15) en la (14) se calcula el número de Reynolds, en función del número de revoluciones , a través de la ecuación (16)

$$R_{eD} = \frac{\pi \cdot n \cdot D^2}{60 \cdot \nu} = \frac{\pi \cdot n \cdot \rho \cdot D^2}{60 \cdot \mu} \quad \dots(16)$$

Esta expresión del Reynolds se combina con la correspondiente al número de Nusselt a través de la ecuación (17)

$$N_{uD} = \frac{\alpha_{c.agua} \cdot D_e}{\lambda_{agua}} = C \cdot (R_{eD})^m \cdot (P_r)^{\frac{1}{3}} \quad \dots(17)$$

donde:

$\alpha_{c.agua}$: Coeficiente de transferencia de calor por convección de la pared sumergida en la piscina al agua (W/m² K).

N_{uD} : Número de Nusselt.

λ_{agua} : Conductividad térmica del fluido (W/m K).

C y m : Constantes para flujo por el exterior de cilindros (adimensionales).

P_r : Número de Prandtl.

Despejando ($\alpha_{c.agua}$) de la ecuación (17), se puede expresar como:

$$\alpha_{c.agua} = \frac{\lambda_{agua} \cdot \left(C \cdot R_{eD}^m \cdot P_r^{\frac{1}{3}} \right)}{D_e} \quad \dots(18)$$

El $\alpha_{c.agua}$ obtenido se sustituye en la ecuación (12) para calcular el coeficiente de transferencia de calor a través de la pared del cilindro por unidad de longitud al agua de la piscina.

Como se planteó anteriormente se necesita conocer el área de la superficie no sumergida en el agua, con este objetivo se desarrolló la ecuación (19)

$$\Pi_{pda} = \frac{\left(360^\circ - 2 \cos^{-1} \left(1 - \frac{H_{agua}}{R_2} \right) \right)}{180^\circ} \quad \dots(19)$$

En esta zona el proceso de transferencia de calor ocurre desde la superficie exterior del tambor, hacia la película de agua que se encuentra en la superficie exterior no sumergida en la piscina, para ello el flujo de calor se transfiere por ebullición de la película de agua.

Para realizar el cálculo del coeficiente de transferencia de calor por convección de la superficie del enfriador que no está sumergida en la piscina, se tuvo en cuenta la transferencia de calor por ebullición y por convección al aire. Primero se determina el coeficiente de convección por ebullición α_{sat} . de la pared a la película de agua que cubre a la zona no sumergida en la piscina, procediendo como sigue:

Se calcula el flujo de calor por unidad de área ($q_{s''}$), según la ecuación (20) obtenida por Rohsenow, según la referencia 5.

$$q_{s''} = \mu_f \cdot h_{fg} \cdot \left[\frac{g \cdot (\rho_l - \rho_v)}{\sigma_s} \right]^{\frac{1}{2}} \cdot \left(\frac{C_{p,L} \cdot \Delta T_e}{C_{s,f} \cdot h_{fg} \cdot P_{r,L}^n} \right)^3 \quad \dots(20)$$

donde:

μ_f : Viscosidad (N s/m²).

h_{fg} : Calor latente de vaporización (kJ/kg).

g : Constante de la gravedad (m/s²).

ρ_l y ρ_v : Densidad del líquido y el vapor respectivamente (kg/m³).

σ_s : Tensión superficial (N/m).

$C_{p,L}$: Calor específico del líquido (kJ/kg K).

ΔT_e : Diferencia de temperatura entre la superficie exterior y la temperatura de saturación a la presión de trabajo (K).

$C_{s,f}$ y n : Constantes adimensionales que están preestablecidas de acuerdo con la combinación (superficie-fluido) existente.

Después de establecer la expresión para el cálculo del flujo de calor por unidad de área y conociendo que esta variable puede ser relacionada en función de la ecuación (21)

$$q_{s''} = \alpha_{sat} \cdot [\theta_{sup\ erf} - \theta_{sat}] = \alpha_{sat} \cdot \Delta T_e \quad \dots(21)$$

donde:

α_{sat} : Coeficiente de transferencia de calor por convección de la pared no sumergida en la piscina al agua (W/m² K).

θ_{Sat} : Temperatura de saturación del agua a la presión de trabajo (K).

Se despeja el coeficiente de transferencia de calor por convección α_{sat} .

$$\alpha_{sat.} = \frac{q_s''}{\Delta T_e} = \frac{\mu_f \cdot h_{fg} \cdot \left[\frac{g \cdot (\rho_l - \rho_v)}{\sigma} \right]^{\frac{1}{2}} \cdot \left(\frac{C_{p,L} \cdot \Delta T_e}{C_{s,f} \cdot h_{fg} \cdot P_{r,L}^n} \right)^3}{\Delta T_e} \quad \dots(22)$$

Resolviendo la ecuación (11) se obtiene la ecuación (23)

$$C_p M_p \frac{\partial \theta_p}{\partial t} + C_p M_p a \frac{\partial^2 \theta_p}{\partial x^2} + K_3 \theta_p = K_1 \theta + K_2 \theta_{agua} \quad \dots(23)$$

$$K_3 = K_1 + K_2 \quad \dots(24)$$

Del balance térmico para el agua, según la ecuación diferencial de la conducción resulta:

$$\rho_{agua} \cdot C_{agua} \cdot A_{agua} \cdot dx \frac{\partial \theta_{agua}(x,t)}{\partial t} = C_{agua} \dot{m}_{agua} \theta_{agua}(x,t) - C_{agua} \dot{m}_{agua} \theta_{agua}(x+dx,t) + K_2(\theta_p - \theta_{agua})dx - K_4(\theta_{agua} - \theta_{aire})dx \quad \dots(25)$$

donde:

ρ_{agua} : Densidad del agua (kg/m³).

C_{agua} : Calor específico del agua (kJ/kg K).

A_{agua} : Área ocupada por agua (m²).

\dot{m}_{agua} : Flujo de agua (kg/s).

θ_{agua} , θ_{aire} : Temperatura del agua y del aire (K).

K_4 : Coeficiente superficial de transferencia de calor del agua al medio por unidad de longitud (W/m K).

Para determinar el coeficiente de transferencia de calor por convección del agua al medio es necesario tener en cuenta la cantidad de calor que se transfiere por evaporación del agua. La energía exigida para la evaporación proviene de la energía interior del líquido que trae consigo reducciones en la temperatura del mismo.

Aplicando la ley de conservación de energía a un control de superficie sobre el líquido, se obtiene la expresión (26)

$$q_{conv}'' + q_{add}'' = q_{evap}'' \quad \dots(26)$$

Al no existir adición de otros medios, la ecuación (26) se reduce a un equilibrio entre la transmisión de calor por convección del gas y el calor perdido por evaporación desde el líquido, representada en la ecuación (27)

$$q_{conv}'' = q_{evap}'' \quad \dots(27)$$

Donde el flujo de calor por evaporación puede calcularse como el producto de flujo de masa de evaporado y el calor latente de vaporización, ecuación (28).

$$q''_{evap} = n''_A \cdot h_{fgv} \quad \dots(28)$$

donde:

n''_A : Flujo de agua que se evapora (kg/s).

El flujo de agua que se evapora se determina según la ecuación (29).

$$n''_A = h_m (\rho_{A,sat} - \rho_{A,\infty}) \quad \dots(29)$$

donde:

h_m : Coeficiente de transferencia de masa (m/s).

$\rho_{A,sat}$: Densidad del vapor de agua saturado a la temperatura de la superficie (kg/m³).

$\rho_{A,\infty}$: Densidad del vapor de agua saturado a la temperatura del aire (kg/m³).

El número de Sherwood es igual al gradiente de concentración adimensional de la superficie, y se obtiene a través de la ecuación (30)

$$Sh = 0,0296 \cdot R_e^{\frac{4}{5}} \cdot S_C^{\frac{1}{3}} \quad \dots(30)$$

donde:

S_C : Número de Schmidt.

El número de Reynolds se determina a través de la ecuación (31)

$$R_{eD} = \frac{v_{aire} \cdot D_e}{\nu_{aire}} \quad \dots(31)$$

donde:

v_{aire} : Velocidad del aire (m/s).

ν_{aire} : Coeficiente cinemático de viscosidad del aire (m²/s).

Para el calcular el número de Schmidt se emplea la ecuación (32).

$$S_C = \frac{\nu_{aire}}{D_{AB}} \quad \dots(32)$$

donde:

ν_{aire} : Viscosidad cinemática (m²/s).

D_{AB} : Coeficiente de difusión de masa (m²/s).

Conociendo las ecuaciones (30), (31) y (32), y a través de la ecuación (33) se puede determinar el coeficiente de transferencia de masa.

$$S_C = \frac{\nu_{aire}}{D_{AB}} \quad \dots(33)$$

El calor transmitido por convección del agua al aire se determina a través de la ecuación (34).

$$q''_{evap} = \alpha_{agua}(\theta_{agua} - \theta_{aire}) \quad \dots(34)$$

donde:

α_{agua} : Coeficiente de transferencia de calor por convección del agua al medio (W/m²K) .

Sustituyendo la ecuación (29) en la (28) y las ecuaciones (28) y (34) en la ecuación (27), y despejando el coeficiente de transferencia de calor por convección del agua al aire, se obtiene la ecuación (35).

$$\alpha_{agua} = \frac{h_{fg} \cdot h_m (\rho_{A,sat} - \rho_{A,\infty})}{(\theta_{agua} - \theta_{aire})} \quad \dots(35)$$

Entonces el coeficiente de transferencia de calor a través del agua por unidad de longitud al medio se determina por la ecuación (36)

$$K_4 = \alpha_{agua} \cdot A_{agua} \quad \dots(36)$$

De la ecuación (25) se obtiene la ecuación (37)

$$\rho_{agua} \cdot C_{agua} A_{agua} \frac{\partial \theta_{agua}(x,t)}{\partial t} + C_{agua} \dot{m}_{agua}(x,t) \frac{\partial \theta_{agua}(x,t)}{\partial x} + K_5 \theta_{agua}(x,t) = K_2 \theta_p(x,t) + K_4 \theta_{aire} \quad \dots(37)$$

$$K_5 = K_2 + K_4 \quad \dots(38)$$

El modelo teórico fue identificado para un enfriador cilíndrico horizontal de 30 m de longitud, 3,04 m de diámetro interior y 3,08 m de diámetro exterior.

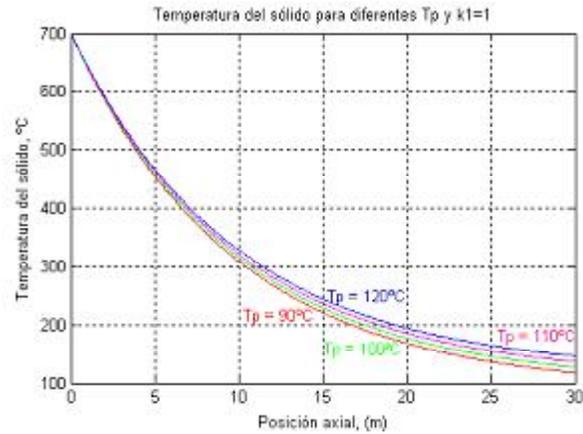
Los valores de los parámetros preidentificados son:

$$K_1 = 2,743 \frac{kW}{mK} \quad K_2 = 0,724 \frac{kW}{mK} \quad K_4 = 0,638 \frac{W}{mK}$$

DISCUSIÓN

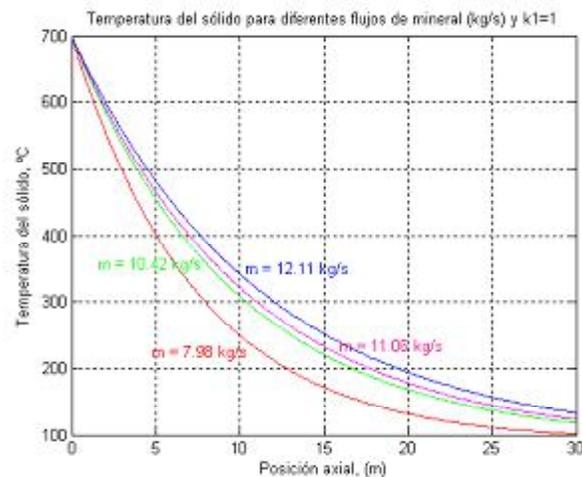
Con el empleo del modelo y una vez preidentificados los coeficientes superficiales de transferencia de calor, se analiza el comportamiento de la temperatura del sólido y del agua en la piscina.

Se observa que el sólido experimenta un enfriamiento a medida que se desplaza por el interior del cilindro, teniendo un comportamiento similar para diferentes valores de temperatura de la pared, manteniendo constante el coeficiente superficial de transferencia de calor K_1 . Para un incremento de los valores del coeficiente superficial de transferencia de calor se logra un enfriamiento más rápido del sólido acentuándose la pendiente de las curvas que se muestran en las figuras 2 y 3. Se observa además que para menores valores de flujo de sólido y mayores valores de K_1 la disminución de la temperatura es más rápida, a medida que aumenta el flujo y para valores pequeños de K_1 la pendiente de la curva disminuye. Para mayores valores de flujo de sólido y del coeficiente superficial de transferencia de calor K_2 , la temperatura del agua en la piscina se incrementa.



Variación de la temperatura del sólido en función de la longitud del cilindro, para un coeficiente superficial de transferencia de calor $K_1= 1$ y diferentes valores de temperatura de la pared.

2



Variación de la temperatura del sólido en función de la longitud del cilindro para diferentes flujos de sólido y $K_1=1$.

3

CONCLUSIONES

En el trabajo se presentaron resultados relacionados con la modelación matemática del proceso de enfriamiento de sólidos en cilindros horizontales. La modelación se basó en el planteamiento de las ecuaciones del balance energético en forma dinámica.

AGRADECIMIENTOS

Al ISMM, EST-UEA, FAPEAM y CNPq, por el soporte técnico a las actividades realizadas, a los estudiantes, profesores y personal de las industrias que apoyan este trabajo.

REFERENCIAS

1. Chang Cardona, A.: *Hornos metalúrgicos*, MES, Ciudad de La Habana, 1986.
2. Columbié Navarro, A.; D. Guzmán del Río y A. Muñoz Moner: " Análisis del proceso de calcinación del CBN como objeto de regulación automática", *Revista Minería y Geología* No.2, 1991.

3. **Columbié, A.:** "Modelación matemática del proceso de calcinación del carbonato básico de níquel en el horno tubular rotatorio", Tesis doctoral, ISMMANJ, Moa. 2001.
4. **Guzmán, D.** "Modelación, simulación y control del tanque de contacto y los enfriadores de licor en el proceso de lixiviación carbonato amoniacal", Tesis doctoral, ISMMANJ, Moa, Cuba. 2001.
5. **Incropera, F.:** *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*, t. I, II, III, fifth edition, Ed. Pueblo y Educación, Ciudad de La Habana, 2003.
6. **Rioshkevich, A. S.; A. M. Podkorbinsky y M. M. Rejnik:** "Modelo matemático de la transferencia de calor y de masa para la tostación de menas oxidadas de níquel en hornos rotatorios", *Revista Ts.M*, No. 6, pp. 11-15, 1979.

AUTORES

Ever Góngora Leyva

Ingeniero Electricista, Máster en Ingeniería Eléctrica, Asistente, Departamento de Ingeniería Mecánica, Facultad de Metalurgia y Electromecánica, Instituto Superior Minero Metalúrgico de Moa (ISMM), Moa, Holguín, Cuba
e-mail:egongora@ismm.edu.cu

Daniel Guzmán del Río

Ingeniero Electricista, Doctor en Ciencias Técnicas, Profesor Titular, Departamento de Ingeniería Eléctrica, ISMM, Moa, Holguín.
e-mail:dguzman@ismm.edu.cu

Ángel O. Columbié Navarro

Ingeniero Electricista, Doctor en Ciencias Técnicas, Profesor Titular, Departamento de Ingeniería Eléctrica, ISMM, Moa, Holguín, Cuba
e-mail:acolumbie@ismm.edu.cu

Secundino Marrero Ramírez

Ingeniero en Electrónica Industrial, Doctor en Ciencias Técnicas, Profesor Titular, Departamento de Ingeniería Eléctrica, ISMM, Moa, Holguín, Cuba
e-mail:smarrero@ismm.edu.cu

Yoalbys Retirado Mediaceja

Ingeniera Electricista, Instructora, Departamento de Ingeniería Mecánica, ISMM, Moa, Holguín, Cuba
e-mail:yretirado@ismm.edu.cu