

Modelo y Simulación de Sistemas de Transporte de Movimiento Horizontal Alternativo. *

Barzola, Marcos¹ and Vargas, Rafael¹

INIS-FACEA-UAP, Libertador San Martín (CP3103), Entre Ríos, Argentina
{marcos.barzola,rafael.vargas}@uap.edu.ar
<https://uap.edu.ar>

Abstract. Los transportadores de movimiento horizontal alternativo permiten transportar productos a granel minimizando impacto y fricción entre partículas, reduciendo el desgranamiento de productos. Dicho tipo de equipos logra el avance del producto por un canal abierto mediante la alternancia de un movimiento del canal en la dirección del transporte, seguido de un movimiento de mayor velocidad en la dirección opuesta, provocando así una fase de deslizamiento del producto. La velocidad de transporte está limitada por fenómenos de fricción canal-producto y la cinemática del movimiento del canal de transporte. Si bien, dicho tipo de equipos se introdujo hace más de tres décadas, en la bibliografía académica abierta no se han encontrado trabajos que describan la relación entre los parámetros cinemáticos del movimiento del canal con la velocidad de transporte horizontal del producto. Estas relaciones son importantes para el diseño óptimo de estos equipos de transporte. Se presenta el desarrollo de un modelo de simulación de transportes de movimiento horizontal alternativo, el cual permite calcular la velocidad del producto en función de los coeficientes de fricción estático y dinámico, así como también de la descripción cinemática del canal. Dicho modelo se ha validado mediante mediciones experimentales realizadas sobre un prototipo previamente construido.

Keywords: Modelado Matemático · Simulación · Industria

1 Introducción

En la industria de alimentos sólidos se utiliza una variedad de sistemas de transporte continuo de productos a granel, tales como: cintas transportadoras, bandejas vibratorias, transportes de movimiento horizontal alternativo, elevadores de canjilones, transelevadores de vasos, tornillos sinfín, transportes neumáticos o transportes modulares [1],[2]. En general existe bibliografía para asistir al diseño de la mayoría de estos sistemas [3], pero no es el caso de los transportes de movimiento horizontal alternativo, por ser estos de desarrollo relativamente reciente. Este tipo de equipamiento, produce el desplazamiento del producto a

* Este trabajo es soportado y financiado por Universidad Adventista del Plata.

granel en el interior de un canal abierto mediante movimientos horizontales alternativos en la dirección de su eje longitudinal a diferentes velocidades dentro de un mismo ciclo. En una parte del ciclo la velocidad es menor, de manera que el producto es trasladado, y en otra parte la velocidad aumenta de manera que se produce el deslizamiento entre el canal y el producto, logrando así que este no retorne la distancia que se trasladó en la primera parte del ciclo [11],[8].

Si bien, los transportadores de movimiento horizontal alternativo llevan en el mercado alrededor de 30 años, en los textos dedicados al diseño y dimensionamiento de sistemas transporte industriales no se han encontrado formulas, tablas o abacos para los mismos. La principal fuente de información para estos equipos está constituida por artículos de promoción comercial y de patentes. Entre la información comercial, se resalta especialmente las ventajas de este tipo de transporte en cuanto a facilidad de limpieza de la superficie en contacto con el alimento y suavidad en el transporte de las partículas. Así como también se menciona que es de aplicación especialmente conveniente en productos frágiles sazonados, como los llamados snacks salados, porque evita la rotura del producto y el desprendimiento de la sal o condimentos depositados en su superficie [12]. En cuanto a las patentes, las mismas presentan principalmente algunos detalles constructivos, como el tipo de motorización, los mecanismos de transformación de movimiento y elementos básicos de control [5],[6],[8],[7],[9],[10],[4]. En algunas de dichas patentes se incluyen también descripciones generales de la cinemática del canal de los respectivos modelos patentados [6],[8],[7],[4]. El análisis detallado de dichas patentes permite inferir que la capacidad de transporte de un cierto equipo depende del coeficiente de rozamiento entre el producto y el canal de transporte, los valores de las aceleraciones del movimiento alternativo, las distintas velocidades que se le imprimen al canal de transporte durante el ciclo de funcionamiento y en qué porciones de ese ciclo se aplican. Sin embargo no se ha encontrado aún en la bibliografía abierta desarrollos de modelos generales que permitan vincular dichos parámetros operativos con la capacidad de transporte de un determinado equipo. El presente trabajo aborda el desarrollo de un modelo matemático de los fenómenos que controlan el avance del producto a lo largo del canal de un sistema de transporte de movimiento horizontal alternativo. Dicho modelo permite obtener la velocidad de avance del producto en función de los parámetros que definen la fricción y la dinámica del canal. El modelo es validado experimentalmente mediante su aplicación al caso de un prototipo de accionamiento eléctrico.

2 Materiales y Métodos

Se desarrolló un modelo matemático que describe el comportamiento del sistema en función de parámetros medibles experimentalmente y tomando como variables explicativas aquellas que son normalmente ajustables en este tipo de equipamiento. Dicho modelo adopta como variable explicada la velocidad de las partículas transportadas, así como también un conjunto de variables intermedias que vinculan la variable explicada con las de explicativas mediante ecuaciones al-

gebráico-diferenciales y relaciones lógicas que describen los fenomenos que ocurren durante el funcionamiento normal del sistema. Por último se ha realizado un contraste de los resultados de la simulación del modelo con datos experimentales.

2.1 Prototipo utilizado para la experimentación

La Figura 1 presenta la disposición de los elementos que conforman el prototipo.

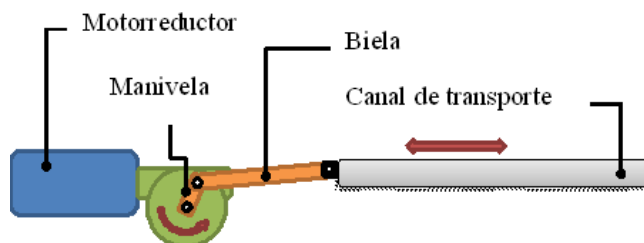


Fig. 1. Esquema del prototipo.

La unidad motriz es un motorreductor marca STM modelo RMI40, con relación 1:7 y un motor trifásico de 0,37 KW a 1370 RPM. La salida del motorreductor tiene adosada una manivela de 25 mm de palanca. Una biela de 260 mm vincula la manivela al canal de transporte, que está construido en chapa de acero inoxidable AISI 304 con terminación 2B. El extremo vinculado al canal se encuentra 37 mm sobre el eje de salida del motorreductor. El comando del motor se ha implementado mediante un variador de velocidad marca Schneider Electric modelo ATV312H055M2 programado para establecer dos velocidades diferentes según el estado de una entrada lógica. Una placa microcontrolada calcula la posición de la manivela mediante un codificador Omron E6B2-CWZ6C adosado al eje de salida del motorreductor, y genera la señal lógica para el cambio de velocidad en el variador.

3 Modelado y simulación

La Figura 2 presenta un esquema del prototipo, con sus dimensiones y medidas necesarias para el desarrollo del modelo. Donde φ representa el ángulo de giro de la manivela desde su posición extrema trasera, r es el radio de giro de la manivela, l es el largo de la biela y d expresa la distancia vertical entre el eje de salida del motorreductor y el vínculo entre la biela-canal. la función posición de cualquier punto del canal de transporte con respecto al punto central de su propio recorrido será:



Fig. 2. Esquema del prototipo: dimensiones y ángulos utilizados en el modelo.

3.1 Variables

El análisis bibliográfico ha permitido identificar que la capacidad de transporte de producto esta determinada por el coeficiente de rozamiento entre el producto y el canal de transporte, los valores de las aceleraciones del movimiento alternativo, las distintas velocidades que se imprimen al canal de transporte durante el ciclo de funcionamiento y en qué porciones de ese ciclo ocurren.

Continuas El modelo desarrollado hace uso de las siguientes variables continuas:

α = Aceleración angular de la manivela.

ω = Velocidad angular de la manivela.

θ = Ángulo de giro de la manivela.

x = Desplazamiento horizontal del canal abierto.

v = Velocidad horizontal del canal abierto.

a = Aceleración horizontal del canal abierto.

x_p = Posición del producto

v_p = Velocidad del producto

a_p = Aceleración del producto

α_a = Ángulo necesario para el ascenso de la velocidad angular del eje de la manivela.

α_d = Ángulo necesario para el descenso de la velocidad angular del eje de la manivela.

α_{fa} = Aceleración angular durante el flanco ascendente (supuesto de aceleración angular constante).

α_{fd} = Aceleración angular durante el flanco descendente (supuesto de aceleración angular constante).

Booleanas A su vez el modelo incluye las siguientes variables booleanas:

des = Variable booleana que es verdadera durante el régimen de deslizamiento.

pos = Variable booleana que es verdadera cuando se produce un deslizamiento con v_p decreciente.

3.2 Parámetros

Los siguientes parámetros permiten ajustar el modelo a los distintos casos de transportadores que se pueden encontrar:

α_{min} = Velocidad angular mínima.
 α_{max} = Velocidad angular máxima.
 fa = Fase de inicio del ascenso de velocidad angular.
 da = Duración del ascenso de velocidad angular.
 fd = Fase de inicio del descenso de velocidad angular.
 dd = Duración del descenso de velocidad angular.
 a_{max} = Aceleración máxima del producto.
 a_k = Aceleración del producto en deslizamiento.
 l = Longitud de la biela.
 r = Radio de la manivela.
 d = Diferencia de alturas entre el canal y el eje de la manivela.

3.3 Definición del modelo

La ecuación (1) expresa la posición del canal en función del ángulo de giro del eje de la manivela.

$$x = -r \cdot \cos(\theta) + \sqrt{l^2 - (r \cdot \sin(\theta) + d)^2} - l; \quad (1)$$

Las ecuaciones (2), (3), (4), (5), (6), (7), expresan las relaciones de posición, velocidad y aceleración, tanto en forma angular del eje como lineal del canal.

$$\omega = \frac{d\theta}{dt} \quad (2)$$

$$\alpha = \frac{d\omega}{dt} \quad (3)$$

$$v = \frac{dx}{dt} \quad (4)$$

$$a = \frac{dv}{dt} \quad (5)$$

$$v_p = \frac{dc_p}{dt} \quad (6)$$

$$a_p = \frac{dv_p}{dt} \quad (7)$$

Las ecuaciones (8), (9), (10) y (11) relacionan las aceleraciones angulares de los flancos ascendente y descendente con las velocidades angulares mínima y máxima, suponiendo que la aceleración angular sea constante.

$$a_a = da * (\alpha_{min} + \alpha_{max})/2; \quad (8)$$

$$a_d = dd * (\alpha_{min} + \alpha_{max})/2; \quad (9)$$

$$\alpha_{fa} = (\alpha_{max} - \alpha_{min})/da; \quad (10)$$

$$\alpha_{fd} = (\alpha_{min} - \alpha_{max})/dd; \quad (11)$$

La ecuación (12) define el valor de la aceleración angular que se debe aplicar para cada parte de un ciclo del recorrido de la manivela.

$$\alpha = \begin{cases} 0 & \theta \leq fa \\ \alpha_{fa} & fa \leq \theta \leq fa + a_a \\ 0 & fa + a_a \leq \theta \leq fd \\ \alpha_{fd} & fd \leq \theta \leq fd + a_d \\ 0 & fd + a_d \leq \theta \end{cases} \quad (12)$$

Por último, el modelo algebraico-diferencial se completa con las reglas lógicas definidas en (13), las cuales controlan el valor de la aceleración del producto según si: el producto se encuentra adherido al canal, en deslizamiento en el mismo sentido del movimiento del canal o con deslizamiento en el sentido contrario.

$$a_p = \begin{cases} a & \neg des \\ a_k & des \wedge pos \\ -a_k & des \wedge \neg pos \end{cases} \quad (13)$$

4 Implementación, simulación y validación experimental

El modelo se ha desarrollado en el lenguaje de modelado y simulación Modelica e implementado en OpenModelica. Para la validación del modelo se planifico una corrida experimental con un diseño factorial completo 2^3 , con punto central y con las siguientes variables independientes: frecuencia mínima del motor, fase de inicio de ascenso de la velocidad y fase de inicio del descenso de la velocidad de motor. Los experimentos se hicieron por duplicado, obteniéndose en total 18 medidas experimentales de la velocidad media de transporte del producto.

Por otro lado, para cada una de las configuraciones experimentales, se ha realizado una corrida de simulación ajustando los parámetros del modelo para que coincidan con el funcionamiento del motor del prototipo. Los valores de los coeficientes de rozamiento estático y dinámico, se obtuvieron en experiencias previas y se utilizaron para calcular la aceleración máxima que puede imprimir el canal al producto antes de que inicie el resbalamiento, así como también cual es el modulo de la aceleración que produce el canal sobre las partículas en la etapa de desplazamiento.

En la figura 3 se presentan los valores de velocidad media de avance del producto para cada uno de los 18 experimentos realizados. Se puede observar que los valores predichos por el modelo siguen las variaciones de los datos experimentales.

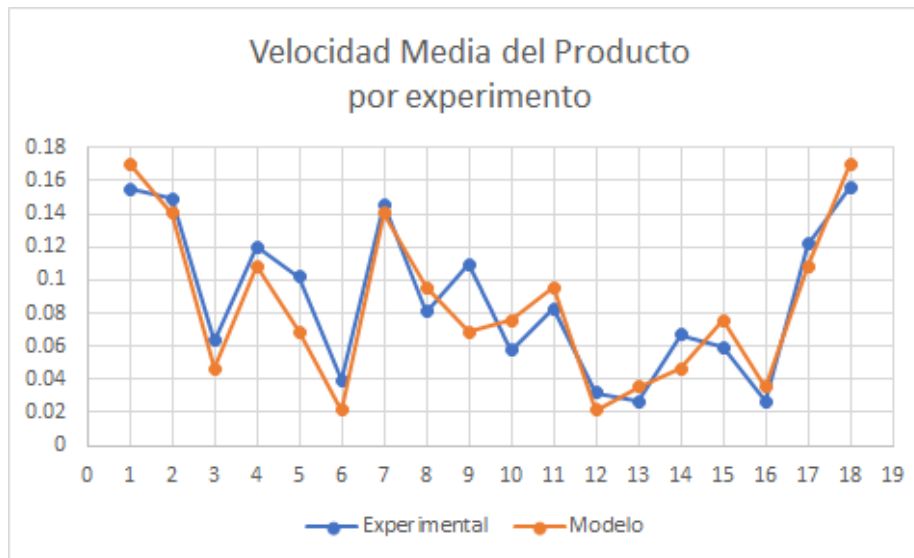


Fig. 3. Comparación gráfica de los valores predichos en la simulación y los medidos experimentalmente para cada uno de los 18 experimentos.

5 Conclusiones

Se ha mostrado, como el modelo desarrollado permite obtener de forma aceptable una predicción de la velocidad media de avance para distintas configuraciones de funcionamiento de un transportador de movimiento horizontal alternativo con un diseño equivalente al prototipo descripto. El modelo en cuestión puede ser adaptado a dinámicas de movimiento distintas mediante la modificación de la ecuación (12), por lo que el modelo desarrollado puede permitir estudiar la velocidad de avance de productos en sistemas de transporte de movimiento alternativo con sistemas de motorización diferentes.

References

1. Barbosa-Cánovas, G., Ortega-Rivas, E., Juliano, P., & Yan, H. Food Powders: Physical Properties, Processing, and Functionality. [S.l.]: Springer New York, NY, 2005.
2. Vázquez, R. M., Pascual, M. G. M., Sánchez, M. D. R. R., & Perez, G. M.: Balance de Materia y Energía: Procesos Industriales. [S.l.]: Grupo Editorial Patria, 2014.
3. Matos Ramírez, N. Transportadores Industriales. [S.l.]: Universidad de Camagüey, 2011.
4. Hillstrom K., Zanetti J., Burgess R.: Reciprocating conveyor system and method (United States Patent N.o US20070193858A1). <https://patents.google.com/patent/US20070193858A1/en>
5. Josic, F., & Rosa, E. M. (2010). Differential horizontal motion conveyor and drive mechanism (Canada Patent N.o CA2541539C). <https://patents.google.com/patent/CA2541539C/en?q=2541539>

6. Musschoot, A. (1992). Vibratory conveyor (United States Patent N.o US5131525A). <https://patents.google.com/patent/US5131525A/en?q=5131525>
7. Rosenstrom, B. R. (2003). Differential motion conveyor drive (United States Patent N.o US6601695B1). <https://patents.google.com/patent/US6601695B1/en?q=6601695>
8. Sullivan, J. (2003). Conveying system and method (United States Patent N.o US20030066735A1). <https://patents.google.com/patent/US20030066735A1/en?q=20030066735>
9. Svejkovsky, P. B., & Svejkovsky, P. A. (2002). Differential impulse conveyor assembly and method (United States Patent N.o US6415911B1). <https://patents.google.com/patent/US6415911B1/en?q=6415911>
10. Svejkovsky, P. A., & Silvester, J. (2000). Differential impulse conveyor and method (United States Patent N.o US6079548A). <https://patents.google.com/patent/US6079548A/en?q=6>
11. Higgins, K. (2005). Do the linear motion. Food Engineering. <https://www.foodengineeringmag.com/articles/82913-do-the-linear-motion>
12. Food & Drink Technology. (2015, abril). Moving on. Food & Drink Technology, 14(7), 34-35.