

Estimación del coeficiente de fricción viscosa en el eje de rotación de un péndulo físico.

Ulises Bañuelos Amezcua¹, Juan José Venegas Moreno², Luis Gabriel González Vázquez³, José de Jesús Hernández Martínez⁴, Moisés Rodríguez Morales⁵, Tecnológico Nacional de México/Instituto Tecnológico José Mario Molina Pasquel y Henríquez – campus Tamazula, departamento de Electromecánica^{1,2,4,5}. Instituto Tecnológico de ciudad Guzmán, departamento de Ingeniería Industrial³.

Resumen - El comportamiento dinámico de los sistemas mecánicos de forma inherente los caracteriza un coeficiente de fricción el cual no puede ser medido de forma sencilla y directa. Sin embargo, al tener influencia sobre la respuesta dinámica, decimos que tiene relación, es por ello que en este trabajo se propone un *método* para estimar el coeficiente de fricción que se genera en el eje de rotación y suspensión del péndulo físico, trabajando con el análisis de la respuesta dinámica del sistema bajo condiciones iniciales distintas de cero.

Índice de Términos - Péndulo físico, modelo matemático, estimación, coeficiente de fricción viscosa, periodo de oscilación.

Abstract – The dynamic behavior of mechanical systems is inherently characterized by a coefficient of friction which cannot be measured in a simple and direct way. However, since it has an influence on the dynamic response, we say that it has a relationship, which is why in this work a method is proposed to estimate the coefficient of friction that is generated in the rotation and suspension axis of the physical pendulum, working with the analysis of the dynamic response of the system under non-zero initial conditions.

Keywords - Physical pendulum, mathematical model, estimation, viscous friction coefficient, oscillation period.

I. INTRODUCCIÓN

En el estudio realizado por Orquiz (2019), se empleó un motor de corriente directa para determinar la fricción viscosa y de Coulomb, factores que influyen en el comportamiento de los sistemas mecánicos [1]. Por otro lado, Escalante (2016) llevó a cabo un análisis del coeficiente de amortiguamiento viscoso en un sistema masa-resorte-amortiguador utilizando los programas de cómputo PPLANE y GEOGEBRA. Este análisis se realizó en tres líquidos diferentes: agua, aceite comestible y aceite de motor, resultando en coeficientes de $\beta = 0.0329$, $\beta = 0.0615$ y $\beta = 0.1795$, respectivamente [2]. Asimismo, Remolina (2020) estimó el coeficiente de fricción entre los neumáticos de un automóvil y la superficie de concreto. Utilizó un acelerómetro Vericom y su smartphone, siguiendo las normas SAE e ISO-21994. Los resultados variaron debido a las condiciones ambientales [3].

En los sistemas mecánicos, la medición del coeficiente de fricción no es una tarea sencilla a través de instrumentos físicos, ya que este parámetro está relacionado con el desgaste y daño de los sistemas mecánicos, generando la necesidad de mantenimientos correctivos. Estos pueden

¹Ulises Bañuelos Amezcua, Docente del departamento de Electromecánica. Tecnológico Nacional de México / ITJMMPyH Unidad Académica Tamazula. ulises.banuelos@tamazula.tecmm.edu.mx

²Juan José Venegas Moreno, Docente del departamento de Electromecánica. Tecnológico Nacional de México / ITJMMPyH Unidad Académica Tamazula. jose.venegas@tamazula.tecmm.edu.mx

³Luis Gabriel González Vázquez, Docente del departamento de Ingeniería Industrial. Tecnológico Nacional de México / IT de Ciudad Guzmán. luis.gv@cdguzman.tecmm.edu.mx

⁴José de Jesús Hernández Martínez, Docente del departamento de Electromecánica. Tecnológico Nacional de México / ITJMMPyH Unidad Académica Tamazula. jose.hernandez@tamazula.tecmm.edu.mx

⁵Moisés Rodríguez Morales, Docente del departamento de Electromecánica. Tecnológico Nacional de México / ITJMMPyH Unidad Académica Tamazula. moises.rodriguez@tamazula.tecmm.edu.mx

traducirse en paros no programados en las empresas. La ingeniería de control clásico proporciona bases sólidas para abordar el estudio dinámico de dichos sistemas, permitiendo la aplicación de mantenimientos preventivos y, de esta manera, reducir las pérdidas.

El objetivo principal de este documento es fundamentar el análisis teórico y numérico sobre la investigación y experimentación con un sistema mecánico de rotación de un grado de libertad. Este enfoque tiene como propósito determinar el coeficiente de fricción y también servir como apoyo para la formación de estudiantes de ingeniería y ciencias.

II. DESARROLLO

A través del análisis de la respuesta dinámica en condiciones iniciales diversas, se logró la identificación y definición de una metodología para estimar la variable de interés en esta investigación. El diagrama de bloques correspondiente a este enfoque se presenta en la Figura 1.

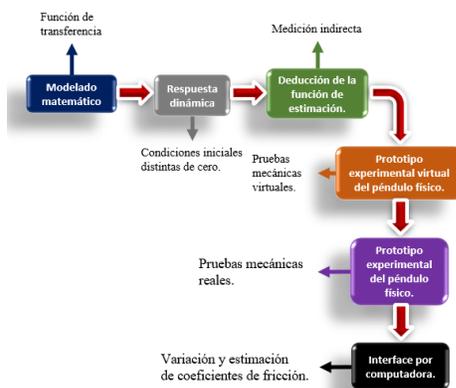


Fig. 1. Diagrama de flujo para estimar el coeficiente de fricción en un sistema mecánico de rotación.

A continuación, se presenta una concisa descripción de las etapas del método aplicado:

En la fase de "Respuesta Dinámica", se empleó la teoría de la transformada de Laplace para resolver el comportamiento dinámico del desplazamiento angular. Esto se realizó especialmente bajo condiciones iniciales distintas de cero.

La etapa de "Deducción de la Función de Estimación" se centró en la identificación y deducción algebraica de una expresión para estimar el coeficiente de fricción en el eje de rotación de manera indirecta. En otras palabras, se

logró obtener una función de estimación que depende del periodo T (tiempo de duración de un ciclo) de la señal de respuesta del sistema físico. Este periodo puede medirse directamente mediante un experimento bien definido.

La fase de "Prototipo Experimental del Péndulo Físico" implicó el diseño y la construcción física del sistema mecánico de rotación en estudio, es decir, el péndulo físico. Esto se llevó a cabo con el propósito de realizar pruebas experimentales que permitieran evaluar la hipótesis de que es posible estimar el coeficiente de fricción de un sistema mecánico de rotación de manera indirecta.

En el bloque de "Interfaz por Computadora", se utilizó software y hardware de National Instruments para programar el algoritmo de estimación. Además, se instaló sobre el prototipo o sistema experimental una interfaz de comunicación para obtener la medición del periodo T . Con este dato, se calculó la estimación del coeficiente de fricción en cada prueba experimental.

III. METODOLOGÍA

Basándonos en el sistema mecánico de rotación de un grado de libertad, representado en la Figura 2, se llevaron a cabo las diferentes etapas según el método definido en la Figura 1 para la estimación del coeficiente de fricción β .

3.1 Modelado matemático.

El modelo del sistema mecánico de rotación se obtuvo mediante la aplicación de la teoría de la función de transferencia. En este proceso, se consideró una entrada nula y condiciones iniciales de posición distintas de cero. La salida del sistema se definió como el desplazamiento $x(t)$ en metros.

La implementación del sistema de calidad 5S's ha demostrado ser un pilar fundamental en la búsqueda de la mejora continua, elemento central en la gestión de calidad. Esta metodología genera una prevención sistemática de defectos y desperdicios, abordando desde el diagnóstico de sus causas hasta actividades de detección, corrección y normalización [14]. La calidad, en este contexto, se percibe como un proceso en constante evolución.

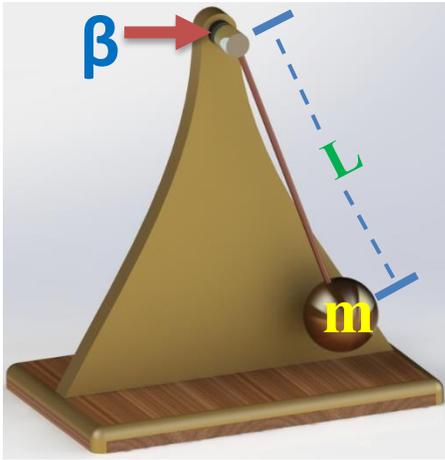


Fig. 2. Péndulo compuesto diseñado en Solid Works para modelado matemático.

Un péndulo físico, también conocido como péndulo compuesto, se define como un cuerpo rígido que oscila libremente en un campo gravitatorio alrededor de un eje horizontal fijo que no pasa por su centro de masa.

El momento de fuerza de restitución para un desplazamiento angular θ en un péndulo físico es

$$\tau = -m * g * \sin \theta * d \quad (1)$$

Esta discrepancia se debe a la componente tangencial del peso. Dado que τ es proporcional a $\sin(\theta)$ y no a θ , la condición para el movimiento armónico simple angular no se satisface. No obstante, para desplazamientos angulares pequeños, la aproximación $\sin(\theta) \approx \theta$ ajusta el momento de fuerza de manera que,

$$\tau = -m * g * \theta * d \quad (2)$$

El periodo se deduce directamente como:

$$T = 2 * \pi * \sqrt{\frac{J}{mgd}} \quad (3)$$

El péndulo físico es un sistema rígido por la segunda ley de Newton para el movimiento rotacional, que se expresa de la siguiente manera:

$$\sum \tau = J * \alpha \quad (4)$$

Donde J es el momento de inercia con respecto al eje que pasa por el origen, α representa la aceleración angular, y $\sum \tau$ es la suma de los momentos de fuerza que actúan sobre la masa [2], [3]. Físicamente, el momento de inercia de un cuerpo rígido se define como una medida de su resistencia a la aceleración angular.

En nuestro análisis, el cuerpo rígido está constituido por una varilla de aluminio acoplada en un extremo mediante una rosca a una esfera sólida de aluminio. En el otro extremo, también roscado, se sujeta al eje del sistema (véase la Figura 2).

3.2 Respuesta dinámica.

Considerando el péndulo físico representado en la figura 2 como un sistema articulado, las ecuaciones necesarias para su análisis se derivan a partir de las características de las piezas que componen el sistema.

En este contexto, contamos con una varilla de aluminio de masa m_v y una esfera de radio r y masa m_{esf} . Es importante destacar que en nuestro análisis asumimos que la masa de la varilla es despreciable en comparación con la masa de la esfera; esta condición se satisface cuando $m_{esf} \gg m_v$. Además, la longitud l se mide desde el centro del eje o punto de pivote hasta la sujeción de la varilla a la esfera.

Para obtener la ecuación de movimiento del péndulo físico, realizamos el análisis en función del desplazamiento angular, lo que nos lleva a obtener el modelo lineal aproximado.

$$ml^2 \ddot{\theta}(t) + B \dot{\theta}(t) + mgl\theta(t) = 0 \quad (5)$$

Con el propósito de simplificar el análisis, utilizamos la transformada de Laplace, estableciendo las siguientes condiciones iniciales:

$\theta(0) \neq 0$ (El desplazamiento angular es diferente de cero).

$\dot{\theta}(0) = 0$ (La velocidad angular inicial se considera cero radianes por segundo).

La transformada de Laplace para la velocidad y la aceleración angulares se define de la siguiente manera, respectivamente:

La transformada de Laplace para la velocidad y la aceleración angulares se define de la siguiente manera, respectivamente:

$$\mathcal{L}\{\dot{\theta}(t)\} = s\theta(s) - \theta(0) \quad (6)$$

$$\mathcal{L}\{\ddot{\theta}(t)\} = s^2\theta(s) - s\dot{\theta}(0) - \ddot{\theta}(0) \quad (7)$$

Sustituyendo estos valores en la ecuación de movimiento, se tiene,

$$ml^2[s^2\theta(s) - s\dot{\theta}(0) - \ddot{\theta}(0)] + B[s\theta(s) - \theta(0)] + mgl\theta(s) = 0 \quad (8)$$

Considerando las condiciones iniciales, $\dot{\theta}(0) = 0$, $\ddot{\theta}(0) = 0$ y factorizando con respecto a $\theta(s)$ y $\theta(0)$,

$$\theta(s)[ml^2s^2 + Bs + mgl] - \theta(0)[ml^2s + B] = 0 \quad (9)$$

$$\theta(s) = \frac{\theta(0) \left[s + \frac{B}{ml^2} \right]}{s^2 + \frac{Bs}{ml^2} + \frac{g}{l}} \quad (10)$$

$$\theta(t) = \theta(0) \mathcal{L}^{-1} \left\{ \frac{\left(s + \frac{B}{ml^2} \right)}{\left(s^2 + \frac{Bs}{ml^2} + \frac{g}{l} \right)} \right\} \quad (11)$$

Al aplicar la transformada inversa de Laplace, buscamos un denominador que facilite el manejo de la ecuación. En este caso, consideramos:

$$\theta(t) = \theta(0) \mathcal{L}^{-1} \left\{ \frac{\left(s + \frac{B}{2ml^2} + \frac{B}{2ml^2} \right)}{\left(s + \frac{B}{2ml^2} \right)^2 + \left(\frac{g}{l} - \left(\frac{B}{2ml^2} \right)^2 \right)} \right\} \quad (12)$$

Luego de reorganizar el denominador, configuramos nuestra ecuación de manera que se asemeje a las ecuaciones conocidas para la transformada inversa de Laplace, definidas como:

$$e^{-at} \sin(\omega t) \rightarrow \frac{\omega}{(s+a)^2 + \omega^2} \quad (13)$$

$$e^{-at} \cos(\omega t) \rightarrow \frac{s+a}{(s+a)^2 + \omega^2} \quad (14)$$

Entonces, la ecuación (7) se reescribe en,

$$\theta(t) = \theta(0) \mathcal{L}^{-1} \left\{ \frac{\left(s + \frac{B}{2ml^2} \right)}{\left(s + \frac{B}{2ml^2} \right)^2 + \left(\sqrt{\frac{g}{l} - \left(\frac{B^2}{4m^2 l^4} \right)} \right)^2} \right\} + \mathcal{L}^{-1} \left\{ \frac{\frac{B}{2ml^2}}{\left(s + \frac{B}{2ml^2} \right)^2 + \left(\sqrt{\frac{g}{l} - \left(\frac{B^2}{4m^2 l^4} \right)} \right)^2} \right\} \quad (15)$$

Podemos establecer que,

$$\theta(t) = \theta(t)_1 + \theta(t)_2 \quad (16)$$

Además, la ecuación (7) la reescribimos en la ecuación (10), para aplicar la transformada definida

$$\frac{e^{-at} \sin(\omega t)}{\omega} \rightarrow \frac{1}{(s+a)^2 + \omega^2} \quad (17)$$

Resolviendo para $\theta(t)_1$,

$$\theta(t)_1 = \theta(0) \left[e^{-\left(\frac{B}{2ml^2} \right) t} \cos \left(\sqrt{\frac{g}{l} - \frac{B^2}{4m^2 l^4}} t \right) \right] \quad (18)$$

Y para $\theta(t)_2$

$$\theta(t)_2 = \theta(0) \left[\frac{\frac{B}{2ml^2}}{\sqrt{\frac{g}{l} - \frac{B^2}{4m^2 l^4}}} e^{-\frac{B}{2ml^2} t} \sin \left(\sqrt{\frac{g}{l} - \frac{B^2}{4m^2 l^4}} t \right) \right] \quad (19)$$

Y obtenemos la respuesta completa para el desplazamiento angular

$$\theta(t) = \theta(0) \left[e^{-\left(\frac{B}{2ml^2} \right) t} \left[\cos \left(\sqrt{\frac{g}{l} - \frac{B^2}{4m^2 l^4}} t \right) + \frac{\frac{B}{2ml^2}}{\sqrt{\frac{g}{l} - \frac{B^2}{4m^2 l^4}}} \sin \left(\sqrt{\frac{g}{l} - \frac{B^2}{4m^2 l^4}} t \right) \right] \right] \quad (20)$$

3.3 Deducción de la función de estimación,

Podemos afirmar que la frecuencia angular se expresa como:

$$\sqrt{\frac{g}{l} - \frac{B^2}{4m^2 l^4}} \quad (21)$$

de lo que se deducen las soluciones reales para $g/l \geq \frac{B^2}{4m^2 l^4}$ son

$$B^2 \leq 4gm^2 l^3 \quad (22)$$

$$B \leq \sqrt{4gm^2 l^3} \quad (23)$$

Considerando que $g = 9.81 \text{ m/s}^2$ se tiene,

$$B \leq 6.263226 \sqrt{m^2 l^3} \quad (24)$$

Calculando B en función de los parámetros del sistema,

$$\frac{B^2}{4m^2 l^4} = \frac{g}{l} - \left(\frac{2\pi}{T} \right)^2 \quad (25)$$

$$B^2 = \left[\frac{g}{l} - \left(\frac{2\pi}{T} \right)^2 \right] (4m^2 l^4) \quad (26)$$

$$B^2 = 4gm l^3 - \left(\frac{16\pi^2 m^2 l^4}{T^2} \right) \quad (27)$$

$$B = \sqrt{4gm^2 l^3 - \left(\frac{16\pi^2 m^2 l^4}{T^2} \right)} \quad (28)$$

A partir de lo anterior, tenemos la capacidad de estimar el coeficiente de fricción B mediante la medición del periodo de oscilación T, teniendo conocimiento de la longitud L de la varilla y la masa m del péndulo.

3.4 Prototipo experimental virtual.

Para este proyecto, se ha diseñado un prototipo experimental virtual con el objetivo de analizar la dinámica del sistema. Este prototipo emplea el modelo de función de transferencia del péndulo físico lineal aproximado, cuyo diagrama de bloques se muestra en la Figura 5. Se desarrolló utilizando Simulink de Matlab

2017b. El modelo virtual de los componentes del sistema de péndulo fue construido y ensamblado utilizando SolidWorks 2020, como se representa en la Figura 3. A partir de este modelo en CAD y haciendo uso de la librería Simscape, se generó el modelo mecánico del sistema, el cual se presenta en la Figura 4.

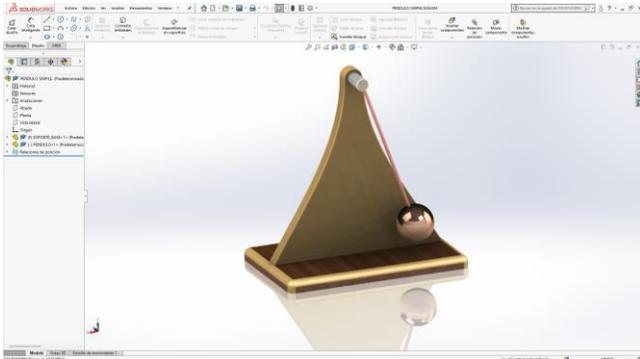


Fig. 3. Diseño de péndulo físico mediante Solidworks 2020.

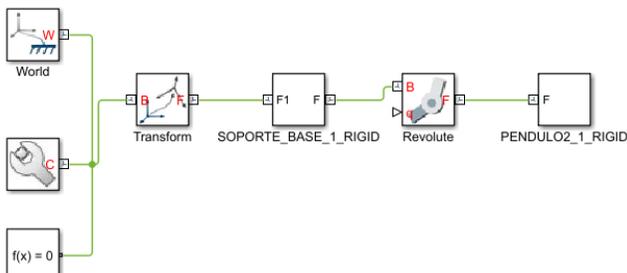


Fig. 4. Modelo mecánico del péndulo físico generado mediante Simscape.

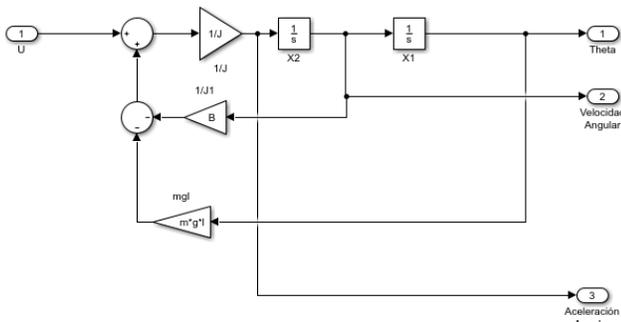


Fig. 5. Modelo lineal aproximado del péndulo físico programado mediante Simulink.

El modelo lineal aproximado, representado por el diagrama de bloques programado con Simulink (ver Figura 5), genera la dinámica del sistema mecánico (Figura 4) creado con Simscape. La integración de ambos sistemas se ilustra en la Figura 6.

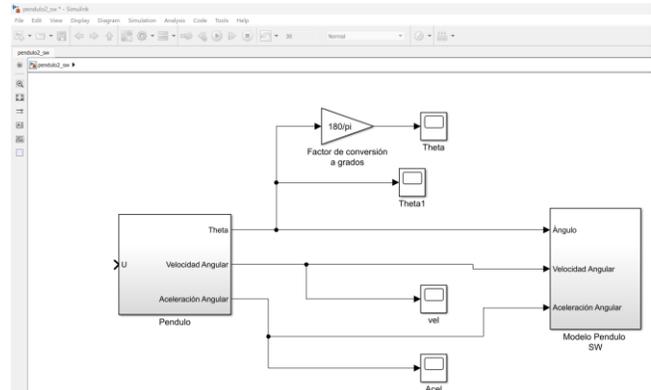


Fig. 6. Programación e integración mediante Simulink, del sistema Lineal aproximado y sistema mecánico creado.

Se llevaron a cabo pruebas dinámicas en Matlab y Simulink mediante la integración de ambos modelos, interactuando virtualmente con el péndulo físico. Esta interacción se presenta en la Figura 7.

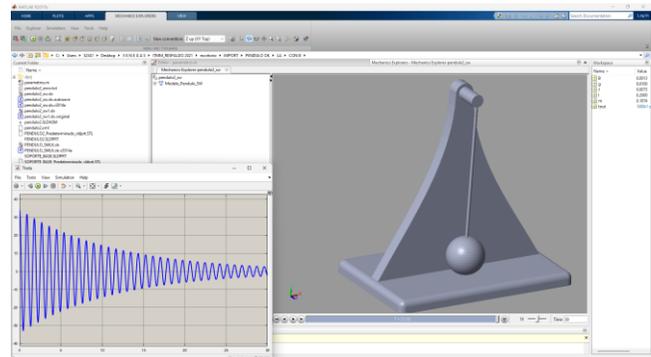


Fig. 7. Análisis dinámico de Prototipo virtual mediante Matlab y Simulink.

3.5 Prototipo experimental real.

Con el propósito de llevar a cabo pruebas que permitan evaluar la aplicación operativa y la confiabilidad del método de estimación del coeficiente de fricción, se diseñó un prototipo experimental real considerando los elementos definidos en el sistema de estudio (ver Figura 2) durante la etapa de modelado y obtención de la función de transferencia. Este prototipo físico se presenta en la Figura 8 y consta de una base principal en la que se ha montado un arreglo de tipo pendular con un eje rotatorio ajustable, lo que permite variar la fricción en el eje de rotación. Además, incorpora una varilla roscada que facilita el intercambio de la masa de la carga.



Fig. 8. Prototipo experimental del Sistema mecánico péndulo físico.

3.6 Interface por computadora.

De acuerdo con la deducción de la función de estimación del coeficiente de fricción (ecuación 28), ahora es esencial medir el periodo T o el tiempo que toma para completar un ciclo de oscilación, es decir, el tiempo que tarda el péndulo en oscilar de un extremo a otro. Para este propósito, se diseñó una interfaz electrónica que utiliza la tarjeta Arduino UNO, un sensor MPU6050 y una interfaz hombre-máquina (HMI) con el programa LabVIEW para realizar las pruebas y mediciones con la máxima precisión posible y que se muestran en la Figura 9. Esta interfaz está diseñada para interactuar con el sistema real y capturar mediciones de manera significativamente precisa. Incluye una serie de controles para configurar los parámetros específicos del sistema durante el proceso de medición, indicadores para visualizar los datos registrados en tiempo real y una ventana gráfica que muestra la respuesta completa del desplazamiento en cada prueba realizada.

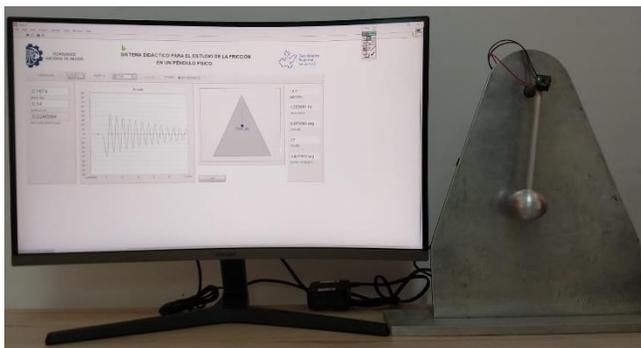


Fig. 9. Interface por computadora HMI, diseñada en Lab View.

IV. RESULTADOS

Las pruebas dinámicas experimentales de desplazamiento se llevaron a cabo utilizando una longitud de varilla L de

12 cm o 0.12 m, y una masa de m de 0.1874 kg. Dado que el sistema se aproxima linealmente, el ángulo inicial $\theta(0)$ debe mantenerse por debajo de los 17° . En las Figuras 10, 11 y 12 se presentan tres estimaciones experimentales obtenidas al variar la fricción en el eje de rotación.



Fig. 10. Primera prueba experimental mediante Interface de estimación.



Fig. 11. Segunda prueba experimental mediante Interface de estimación.



Fig. 12. Tercera prueba experimental mediante Interface de estimación.

V. CONCLUSIÓN

Con base en los resultados obtenidos en las diversas pruebas experimentales, este trabajo de investigación fundamenta la aplicación práctica de conocimientos matemáticos y tecnológicos en el ámbito de la

electromecánica. Sin lugar a dudas, contribuye significativamente a dicho sector y representa una estrategia efectiva de aprendizaje que se ajusta claramente a la metodología de Aprendizaje Basado en Proyectos (ABP). Este diseño propio tiene el potencial de generar un impacto importante en el entorno educativo al facilitar la conexión entre la teoría abstracta y la práctica profesional.

Particularmente, se dedujo y puso a prueba una metodología para la estimación de una variable poco explorada en sistemas mecánicos. La contribución científica lograda a través de los resultados y fundamentos obtenidos será valiosa para avanzar en la aplicación de esta metodología en propuestas de diseño de planes de mantenimiento preventivo industrial. El progreso fue significativo, respaldado por el desarrollo de un prototipo experimental que permitió validar la hipótesis, brindando credibilidad y evidencia de lo que se dedujo matemáticamente para la estimación indirecta del coeficiente de fricción.

Aunque se ha logrado un avance considerable, persisten oportunidades para explorar las posibilidades de estimación de la fricción y su aplicación ideal para mejorar la eficiencia de los sistemas mecánicos en general.

REFERENCIAS

- [1]. ROBERT, R. (1993). FÍSICA. MÉXICO: CECSA.
- [2]. OGATA, K. (1987). DINÁMICA DE SISTEMAS. MÉXICO: PRENTICE HALL.
- [3]. RAMÍREZ, R. (1989). DINÁMICA DE SISTEMAS. MÉXICO: TRILLAS.
- [4]. RAYMOND, S. (2009). FÍSICA PARA CIENCIAS E INGENIERÍA. MÉXICO: CENGAGE LEARNING.
- [5]. Escalante Martínez, J. E., Laguna Camacho, J. R., Gómez Aguilar, J. F., Calderón Ramón, C., Cruz Orduña, M. I., Varguez Fernández, R., & Anzelmetti Zaragoza, J. C. (2016). Análisis del coeficiente de amortiguamiento viscoso en un sistema masa-resorte-amortiguador utilizando PPLANE Y GEOGEBRA. *Revista Mexicana de Física*, 66-72.
- [6]. Lajara, J. (2010). LabView - Entorno gráfico de programación. Alfaomega - Marcombo.
- [7]. Molina, J. M. (2013). Programación gráfica para ingenieros. Marcombo.
- [8]. Nise, N. (2019). Control Systems Engineering. California: Wiley.

- [9]. Ogata, K. (2010). Ingeniería de control moderna. Madrid: Pearson Education.
- [10]. Orquiz Ávila, M. E., Ponce, I. U., Aguilar Bustos, L. T., & Soto Marrufo, Á. I. (2019). ESTIMACIÓN DE LOS COEFICIENTES DE INERCIA Y DE FRICCIÓN DE UN MOTOR DE CD. *Pistas educativas*, 542-559.
- [11]. Remolina, E. E., Baena, A. J., & Higuera, J. F. (2019). Procedimiento para la estimación del coeficiente de fricción. *Logos Ciencia y Tecnología*.

Biografía Autores

Bañuelos Amezcua Ulises. Docente del Tecnológico Nacional de México/Instituto Tecnológico José Mario Molina Pasquel y Henríquez – Unidad académica Tamazula, Jalisco, C.P 49650 email: ulises.banuelos@tamazula.tecmm.edu.mx, Maestría en ingeniería electrónica egresado del Instituto Tecnológico de Ciudad Guzmán.

Docente del departamento de Ingeniería Electromecánica.

Juan José Venegas Moreno. Docente del Tecnológico Nacional de México/Instituto Tecnológico José Mario Molina Pasquel y Henríquez – Unidad académica Tamazula, Jalisco, C.P 49650 email: jose.venegas@tamazula.tecmm.edu.mx, Maestría en Ciencias de la Ingeniería eléctrica egresado del Centro de investigación y estudios avanzados del IPN – unidad Guadalajara.

Docente del departamento de Ingeniería Electromecánica.

González, V.L.G. Profesor, del Instituto Tecnológico de Ciudad Guzmán, Jalisco, C.P 49000 email: luis.gv@cdguzman.tecnm.mx, Maestro en Enseñanza de las Ciencias. Docente del Departamento de Ingeniería Industrial.

José de Jesús Hernández Martínez. Docente del Tecnológico Nacional de México/Instituto Tecnológico José Mario Molina Pasquel y Henríquez – Unidad académica Tamazula, Jalisco, C.P 49650 email: jose.hernandez@tamazula.tecmm.edu.mx, Maestría en ingeniería electrónica egresado del Instituto Tecnológico de Ciudad Guzmán.

Docente del departamento de Ingeniería Electromecánica.

Moisés Rodríguez Morales. Docente del Tecnológico Nacional de México/Instituto Tecnológico José Mario Molina Pasquel y Henríquez – Unidad académica Tamazula, Jalisco, C.P 49650 email: moises.rodriguez@tamazula.tecmm.edu.mx, Maestría en ingeniería electrónica egresado del Instituto Tecnológico de Ciudad Guzmán.

Docente del departamento de Ingeniería Electromecánica.