



ANÁLISIS DE UN SISTEMA DE CONTROL DE POSICIÓN DE MÁQUINA HERRAMIENTA MEDIANTE SIMULACIÓN DINÁMICA

Colombo, Luciano Martín ^{*1}, Stenta Acciardi, Paolo Raúl ²

^{*1} Laboratorio Informático Dto. Ciencias Básicas – Universidad Tecnológica Nacional, Facultad Regional Rosario

Corrientes 1451 Piso 7, Dto. B, (2000) Rosario, Argentina - e-mail: icolombo@frro.utn.edu.ar

² Laboratorio Informático Dto. Ciencias Básicas – Universidad Tecnológica Nacional, Facultad Regional Rosario

Sánchez de Bustamante 134, Dto.2, (2000) Rosario, Argentina -e-mail: pstenta@frro.utn.edu.ar

RESUMEN

Con la creciente utilización de sistemas de control numérico en la industria, el análisis dinámico de los mismos se torna relevante a la hora de implementarlos en máquinas herramientas. La esencia del análisis dinámico puede por consiguiente establecerse como: dada alguna forma de representación matemática del proceso, investigar la respuesta a cambios en las entradas. Dado un modelo del proceso en estudio hallar la respuesta $y(t)$ a entradas $u(t)$, $r(t)$, incluyendo las constantes físicas del sistema mecánico. Cualquier análisis dinámico satisfactorio requiere: (i) Un modelo de proceso (ii) Funciones de entrada bien caracterizadas para lograr inducir la respuesta $y(t)$ de la salida observada.

La tarea de obtener la respuesta del sistema dinámico involucra la resolución de ecuaciones matemáticas que surgen cuando una entrada es incorporada en el modelo del proceso. Como se espera una performance satisfactoria de esta tarea, se requiere de ciertas herramientas matemáticas de análisis tales como modelos representados por ecuaciones diferenciales: lineales y no lineales, ordinarias y parciales; una familiarización con tales ecuaciones, especialmente en el modo en que pueden ser resueltas será importante para realizar un análisis dinámico.

El objetivo de este trabajo es analizar un sistema de control de posición de una máquina herramienta interpretando sus funciones a través de herramientas básicas matemáticas y de control.

Analizaremos las características del sistema dinámico al manejar distintas situaciones, que evaluaremos cualitativamente, explicando la función de cada componente en el sistema. De este modo, podemos orientarnos en la función de cada componente del prototipo en cuestión. El objeto de nuestro trabajo es analizar la respuesta del sistema, mediante el planteo de un ciclo de mecanizado con velocidad de aproximación rápida y con velocidad de mecanizado establecidas.

Palabras Claves: Simulación, modelización, control de posición, sistemas dinámicos.

1. INTRODUCCION

Para efectuar el análisis del sistema, es necesario obtener el modelo matemático que lo representa. Este equivale a una ecuación matemática o un conjunto de ellas en base a las cuales podemos conocer el comportamiento del sistema.

Empleamos la representación frecuencial, adoptando de bibliografía los parámetros de los que no tengamos conocimiento suficiente, para lograr gráficas que nos permitan obtener conclusiones.

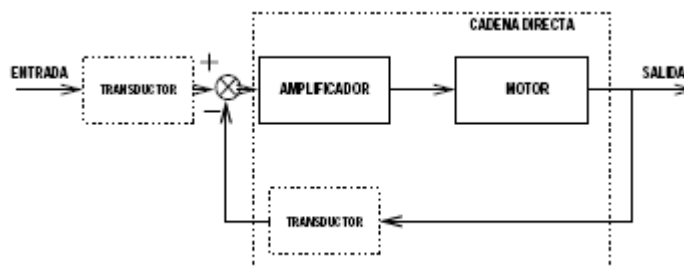


Figura 1. Sistema de lazo cerrado

La Figura 1 da una idea general de un sistema de lazo cerrado donde se puede apreciar que la salida es medida y retroalimentada para establecer la diferencia entre el valor deseado y el valor obtenido a la salida, y en base a esta diferencia, adoptar acciones de control adecuadas.

Una vez que se ha definido el sistema, es necesario conocer la dinámica del mismo a partir de ecuaciones que relacionen el comportamiento de la salida, con respecto al peso que maneja la máquina.

2. PROTOTIPO EN ESTUDIO

Se analiza un eje de mecanizado de una fresadora, cuyo esquema básico es el indicado en la Figura 2;

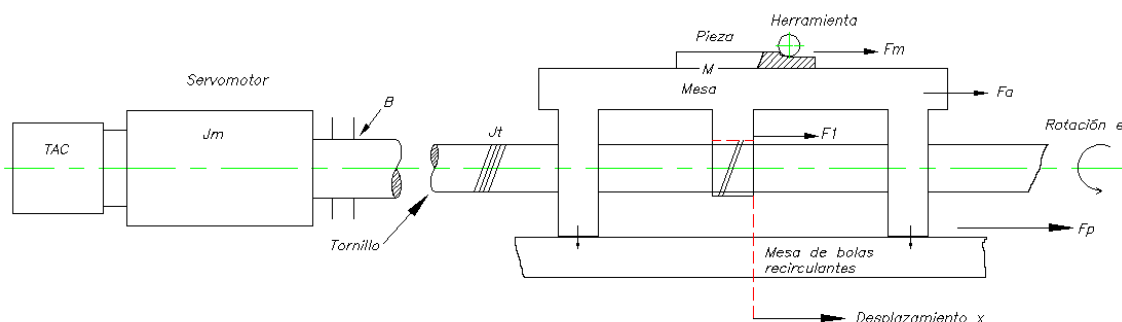


Figura 2. Prototipo en estudio

Consta básicamente de un servomotor de corriente continua, gobernado por inducido; una dinamo taquimétrica; un tornillo de bolas recirculantes; una mesa guiada por bolas recirculantes; la pieza correspondiente apoyada sobre la mesa; y la herramienta de fresado [2] [3].

La notación utilizada es la siguiente:

TAC: dinamo taquimétrica, para la realimentación

J_m : momento de inercia de los elementos rotantes del servomotor

J_t : momento de inercia del tornillo de bolas recirculantes

B : Coeficiente de amortiguamiento viscoso mecánico

M : masa de la pieza y de la mesa de la máquina

F_1 : fuerza de precarga entre las tuercas del tornillo de bolas recirculantes

F_m : fuerza de mecanizado

F_a : fuerza para acelerar la masa M

F_p : fuerza de rozamiento en la mesa de bolas recirculantes

El tornillo que mueve el eje de mecanizado de la fresadora es movido por el servomotor de corriente continua, que se esquematiza en la Figura 3.

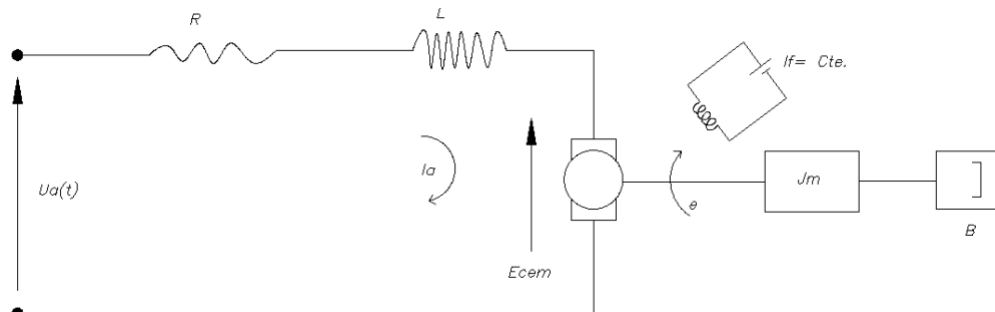


Figura 3. Esquema del servomotor de corriente continua gobernado por inducido

Observando la Figura 3 explicitamos la simbología, que seguiremos usando durante el desarrollo del trabajo:

$U_{a(t)}$: Tensión de entrada de armadura [V]

R : Resistencia de armadura del motor [Ω]

L : Inductancia de armadura [Hy]

I_a : Corriente de armadura [A]

E_{cem} : Tensión de fuerza contraelectromotriz de armadura del motor [V]

?: Ángulo de giro del motor [rad/seg]

I_f : Corriente de fase = Constante

J_m : Inercia del motor [kg m^2]

B: Coeficiente de amortiguamiento viscoso [Nm/rad]

3. SISTEMA DINAMICO INVOLUCRADO

Como puede observarse en la Figura 2, se distinguen dos partes, una mecánica y otra eléctrica. Ambas partes, se encuentran vinculadas por el tornillo y su correspondiente tuerca ajustable. El tornillo convierte el movimiento giratorio del motor en movimiento lineal de la mesa.

La parte eléctrica (servomotor de CC) es la encargada de proveer la cupla motora necesaria para el movimiento circular del tornillo. Esta cupla, se consume en vencer las resistencias del sistema:

- Fuerza de aceleración de las masas en movimiento
- Fuerza de rozamiento (precarga del tornillo para cero juego muerto, rozamiento viscoso)
- Fuerza de mecanizado, que en este caso, será nuestra perturbación.

Como las partes rotantes están solidarias entre sí, y comunican movimiento a la mesa de mecanizado, puede expresarse un momento de inercia equivalente J_{eq} :

$$J_{eq} = M \frac{P}{2p} K_r + J_m + J_t \quad (1)$$

Donde:

P: Paso del tornillo

K_r : Coeficiente real, viene transformado del coeficiente ideal (K_i), ya que debido a condiciones reales, existe un rozamiento entre la tuerca y el tornillo.

Estas fuerzas, generan cuplas resistentes, que pueden resumirse en la siguiente ecuación, en estado frecuencial;

$$Cr_{(s)} = FK + J_{eq}s \mathbf{w}_{(s)} + B\mathbf{w}_{(s)} \quad (2)$$

Donde:

F: Fuerzas resistentes del sistema

K: $P/2p$ (constante del tornillo)

?: Velocidad de rotación del motor

Obtenemos las ecuaciones diferenciales de ambas partes, eléctrica y mecánica. Luego las combinamos para lograr la ecuación general del sistema. La combinación de ambas partes se logra gracias a que la cupla provista por el motor se consume en el movimiento lineal de la mesa a través del tornillo, y de las pérdidas antes mencionadas.

La cupla motriz que entrega el servomotor es proporcional al flujo magnético y la corriente de armadura;

$$C_{M(s)} = fKi_{(s)} = K_t i_{(s)} \quad (3)$$

Donde:

f : Flujo magnético [wb]

i : Corriente [A]

K_t : Constante de cupla [N·m/A]

Para lograr movimiento rectilíneo uniforme, la cupla motriz debe ser igual a la cupla resistente;

$$K_t i_{(s)} = FK + J_{eq} w_{(s)}s + Bw_{(s)} \quad (4)$$

$$U_{A(s)} = i_{(s)}R + i_{(s)}Ls + K_e w_{(s)} \quad (5)$$

$$U_{A(s)} - K_e w_{(s)} = i_{(s)}(R + Ls) \quad (6)$$

$$i_{(s)} = \frac{U_{A(s)} - K_e w_{(s)}}{R + Ls} \quad (7)$$

Reemplazando la Ecuación (7) en la Ecuación (4):

$$K_t U_{A(s)} - K_t K_e w_{(s)} = (FK + J_{eq} w_{(s)}s + Bw_{(s)})(R + Ls) \quad (8)$$

$$K_t U_{A(s)} = w_{(s)} [J_{eq} Ls^2 + (J_{eq} R + BL)s + (K_t K_e + RB)] \quad (9)$$

La expresión de la velocidad de rotación del motor es la siguiente:

$$W_{(s)} = \frac{[K_t U_{A(s)} - FK(R + LS)]}{[J_{eq}LS^2 + (J_{eq}R + BL)S + (K_t K_e + RB)]} \quad (10)$$

El sistema responde el siguiente diagrama de bloques:

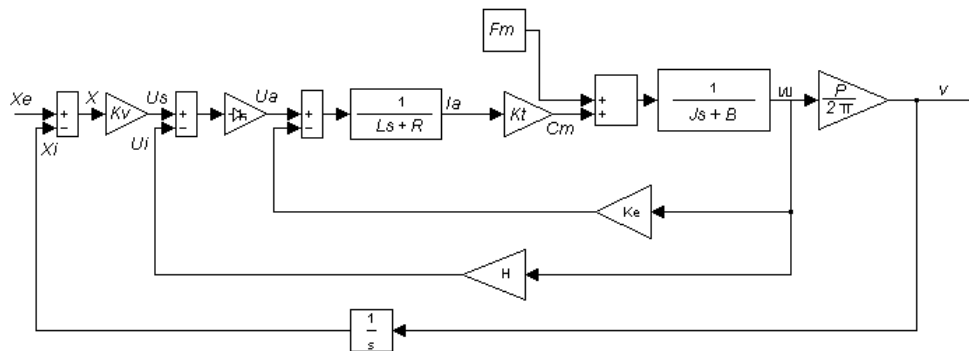


Figura 4. Diagrama de bloques básico

Donde puede apreciarse:

Ke: representa la realimentación que se genera por la fuerza contra electromotriz en el motor.

H: representa la realimentación por el control de rotación del motor.

1/s: representa la realimentación por el control de la posición final de la mesa; donde el integrador 1/s integra la velocidad; para calcular el espacio, y el comportamiento con la entrada, da el error de seguimiento.

5. ANALISIS DEL SISTEMA PROPUESTO

En un ciclo de fresado típico, tenemos una posición de consigna a lograr. Dicha posición se logra mediante una aproximación rápida, y una de trabajo. Utilizamos MATLAB para simular el funcionamiento de la fresadora, y de acuerdo a las gráficas que obtengamos, obtendremos las conclusiones.

Bajo nuestras consideraciones, la respuesta del sistema y las entradas pueden analizarse por zonas. Una primera zona, de pendiente elevada, representa un acercamiento rápido, desde el "punto cero" de la pieza. Empieza en el instante $t = 0$ y sigue hasta $t = 0,8$ seg. Este acercamiento, se realiza a una velocidad de avance elevada.

Una segunda parte, de pendiente menor (avance de trabajo), que está formado por el movimiento de aproximación final (2 a 3 mm) y el movimiento de arranque de viruta propiamente dicho. La velocidad debe descender al valor programado como avance de trabajo. Ahora bien, la aparición de la fresa, se modelará como una función perturbadora. Matlab® ofrece como herramienta un ESCALON. Dicho escalón, hace su aparición a los 1,5 seg. (notar que disponemos de $1,5 - 0,8 \text{ seg.} = 0,7 \text{ seg.}$) para la estabilización de la velocidad de aproximación. Entonces, ante la aparición de la fresa, es de esperar lógicamente un descenso de la velocidad, y la variación de otros parámetros del motor.

Ahora, la velocidad será denominada de MAQUINADO, y es de esperar que sea igual a la de avance (que fue prefijada por el operador).

Este es básicamente el ciclo de trabajo propuesto para el análisis.

El objetivo es lograr un seguimiento lo más perfecto posible, tanto de la posición de consigna prefijada como de la velocidad. Con respecto a la primer variable, nunca deberá existir un sobrepaso, es decir, un subamortiguamiento, pues esto significaría un desbaste de la pieza mayor a lo especificado en planos, lo que por consiguiente, arruinaría la pieza.

Con respecto a la velocidad, es de desear un sobreimpulso mínimo, un tiempo de establecimiento mínimo y un seguimiento perfecto.

Se desea un error de seguimiento de décimas o centésimas de milímetros (siempre sobreamortiguado).

También se busca, que ante el contacto de la fresa, la caída de velocidad sea mínima, y que la misma rápidamente tome nuevamente su valor de consigna.

Los datos técnicos que usaremos en el análisis están extractados del manual de Siemens "Electrical Feed Drives for Machine Tools" y corresponden al motor N°5. [4]

Debemos decir que no son muy usados actualmente (no así los motores sincrónicos o del tipo Brushless), pero el modelo matemático creado (con ayuda de la transformada de Laplace) tiene validez teórica para el estudio.

- Velocidad máxima del servomotor: 1750 RPM
- Cte. fuerza contraelectromotriz (K_e) = $111 \text{ V min}/1000 = 111 \cdot 60 / 1000 \cdot 2 \pi = 1,06 \text{ V seg/rad}$
- Constante de par motor (K_t) = $1,05 \text{ Nm/A}$
- Resistencia de armadura (R_a) = $0,114 \text{ } \Omega$
- Inductancia de armadura (L_a) = $0,052 \text{ Hy}$
- Coeficiente Amortiguación Eléctrica (B_{eq}) = $0,01 \text{ Nm} \cdot \text{seg/rad}$
- Momento de inercia (motor y dínamo taquimétrica acoplada) $J_{eq} = 0,0466 \text{ Kgm}^2$
- Frecuencia nominal = $8,07 \text{ Hz}$

Colombo, Luciano Martín ^{*1}, Stenta Acciardi, Paolo Raúl ² / ANÁLISIS DE UN SISTEMA DE CONTROL DE POSICIÓN DE MÁQUINA HERRAMIENTA MEDIANTE SIMULACIÓN

DINÁMICA

Teóricamente la constante del tornillo es K_i , pero como tenemos rozamientos presentes, efectuaremos el cálculo con K_r .

$$K_i = \frac{P}{2p} = \frac{0,008466}{2p} = 0,00134741 \quad (11)$$

$$K_r = \frac{\frac{Dp}{2} \frac{Dp}{pDp} + m}{1 - p \frac{m}{pDp}} = \frac{0,04978}{2} \frac{\frac{0,04978}{p0,04978} + 0,005}{1 - 0,008466 \frac{0,005}{p0,04978}} = 0,00147225 \quad (12)$$

Es razonable que $K_r > K_i$

$$J_t = \frac{1}{2} m r^2 = \frac{1}{2} 1,0170,024^2 = 3,152 \cdot 10^{-4} \text{ Kgm}^2 \quad (13)$$

$$J_{eq} = M \frac{P}{2p} K_r + J_m + J_t = 15,160,001350,00147 + 0,0466 + 3,15 \cdot 10^{-4} = 0,0469 \text{ Kgm}^2 \quad (14)$$

-Cupla de pretensado = 0,564 Nm

-Coeficiente de rozamiento (μ) = 0,005

-Peso de la mesa = 148,815 Kgf, por lo que su masa es de 15,16 UTM

-Peso máximo de pieza a fresar = 50 Kgf

Al cargar los datos en el diagrama de bloques de la Figura 4 y obtener su salida podemos ver una gran inestabilidad que se presenta, lo que no nos beneficia para el movimiento de la mesa, su gráfica se visualiza en la Figura 5 como sigue:

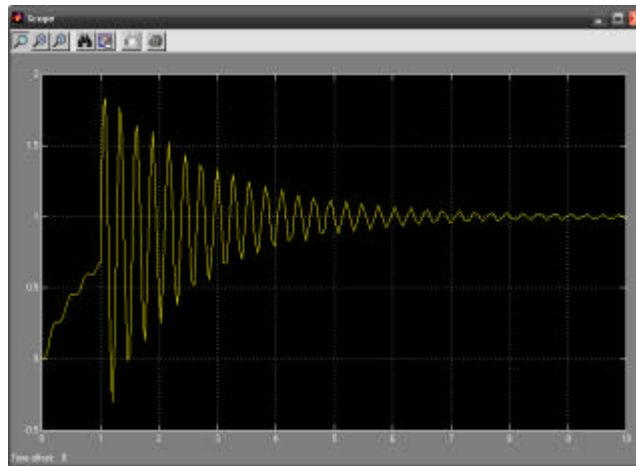


Figura 5. Respuesta del diagrama de bloques de la Figura 4

Esta respuesta es imposible de aplicar al sistema mecánico que analizamos. Además, no tiene la estabilidad suficiente, las oscilaciones son demasiadas y los sobrepasos son muy altos.

Por estos motivos, se recurre a la aplicación de un controlador PID (proporcional integral derivativo), para obtener una respuesta más satisfactoria.

El nuevo diagrama de bloques con el PID incluido, es el mostrado en la Figura 6.

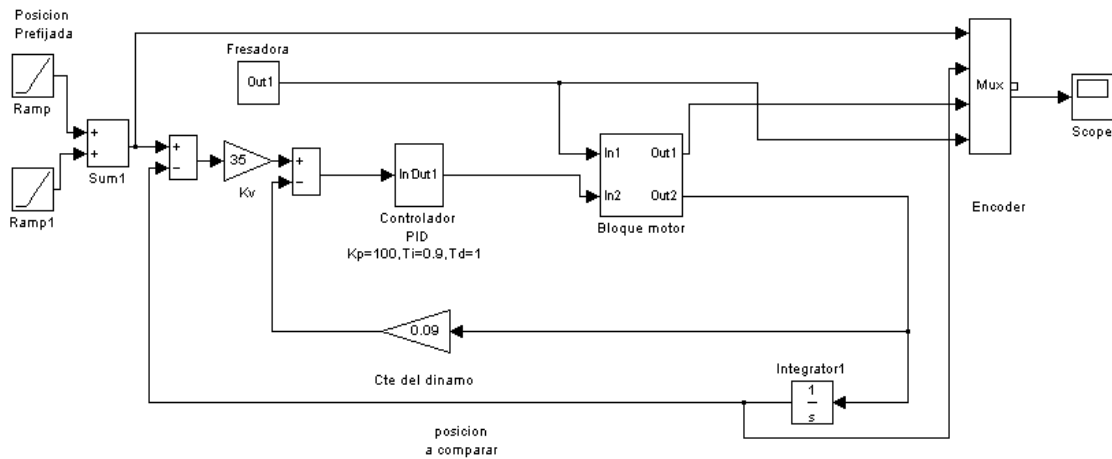


Figura 6. Diagrama de bloques de la fresadora

El bloque motor de la Figura 6, está representado en la Figura 7.

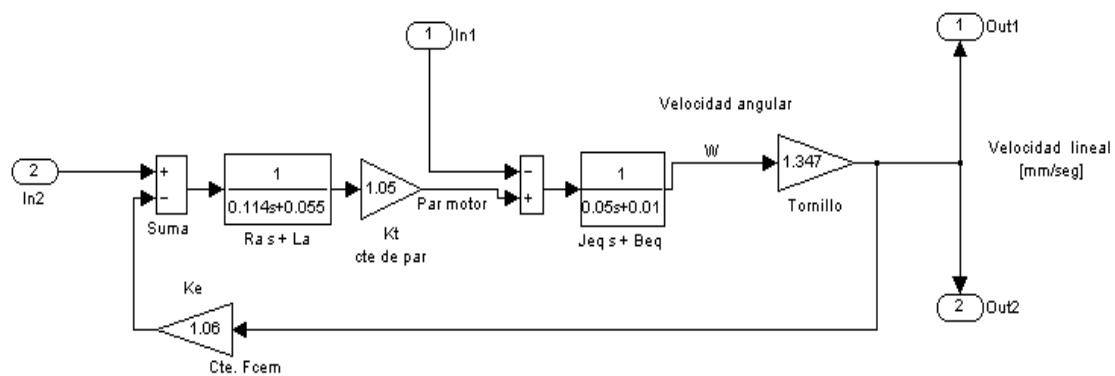


Figura 7. Bloque motor

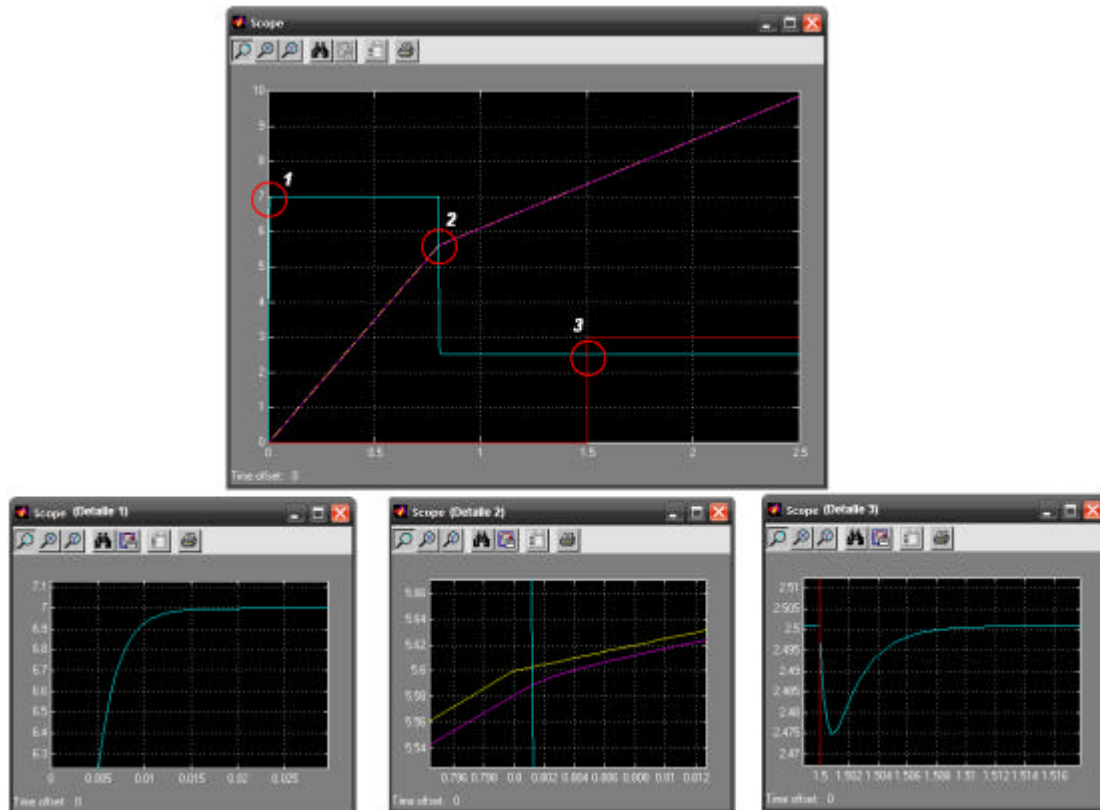


Figura 8. Respuesta controlada por PID

En el Detalle 1 de la Figura 8 puede verse que no hay sobrepasos en el posicionamiento de la pieza, lo cual nos otorga precisión en el mecanizado.

En el Detalle 2 de la Figura 8, se observa que el error de seguimiento no supera el 0,35%.

En el Detalle 3 de la Figura 8, puede apreciarse que la disminución de la velocidad no excede del 1%, lo cual es más que aceptable.

Por todo lo expuesto, vemos que la mejor solución para el control de un sistema de posicionamiento para el mecanizado, es un controlador PID.

6. CONCLUSIONES

El desarrollo y análisis realizado en el presente trabajo es una introducción académica en el área de control de procesos en Ingeniería Mecánica, y muestra los conceptos básicos para el conocimiento y comprensión de la teoría de control y su aplicación.

Con la ayuda de herramientas de cálculo simbólicos se logró desarrollar, visualizar y ampliar conceptos representados analíticamente.

Con ésta base desarrollada impulsamos el entendimiento teórico – práctico de un problema planteado sobre un sistema dinámico y su solución, motivación para futuras aplicaciones de mayor grado de complejidad.

7. REFERENCIAS

- [1] *Alfredo Bernini, Análisis y diseño de un servomecanismo, Grupo Control Numérico – CIT, Facultad Regional Córdoba, 1985.*
- [2] *Benjamin Kuo, Sistemas de control automático, Prentice Hall Hispanoamericana - 1996*
- [3] *Katsuhiko Ogata, Ingeniería de Control Moderna, Pearson Educación, 4ª Edición, 2003.*
- [4] *Siemens, Electrical feed drives for machine tools, Hans Gross, Berlin, 1983.*