

DISPOSITIVO ABSORBEDOR DE VIBRACIONES MODELO MATEMATICO Y DISEÑO MECÁNICO DEL PROTOTIPO

Ing. Sergio Carrara¹, Ing. Sergio Farchetto², Ing. Walter Cova³, Sr. Dario Chans⁴, Ing. Jorge Jazni⁵
scarrara@scdt.frc.utm.edu.ar - sfarchetto@scdt.frc.utm.edu.ar - wcova@iua.edu.ar - dchans@scdt.frc.utm.edu.ar - jazni@iua.edu.ar

- ¹UTN-FC – CUDAR – Docente investigador del CUDAR
²UTN-FC – CUDAR – Docente investigador del CUDAR
³UTN-FC – CUDAR – Docente investigador del CUDAR
⁴UTN-FC – CUDAR – Docente investigador del CUDAR
⁵UTN-FC – CUDAR – Director del proyecto

Centro Universitario de Desarrollo en Automación y Robótica (CUDAR)
Universidad Tecnológica Nacional - FACULTAD REGIONAL CORDOBA
Maestro Marcelo López esq. Cruz Roja – Ciudad Universitaria
(5016) Córdoba – República Argentina
Tel - Fax : 0351-4684006

RESUMEN

En operaciones de torneado, el retemblado es un problema frecuente que se presenta en portaherramientas esbeltos el cual afecta el resultado del mecanizado. Este fenómeno es indeseable por los efectos perjudiciales que ocasiona sobre el acabado superficial originando ruido, falta de precisión en el mecanizado, disminución en la productividad y notable reducción de la vida útil de la herramienta.

Las características vibratorias más importantes en mecanizado no son producidas por fuerzas periódicas exteriores sino que son generadas por un fenómeno de autoexcitación originadas por el proceso dinámico de corte.

El dispositivo, instalado en el interior de la barra portaherramientas, utiliza el principio del amortiguador de Frahm, consistiendo en una masa inercial vinculada al portaherramientas mediante una suspensión materializada por elastómeros. Esto brinda la posibilidad de variar la propiedad de rigidez de los elastómeros mediante la variación de presiones realizadas a través de un líquido, permitiendo sintonizar el valle de las respuestas en amplitudes de un sistema mecánico con dos grados de libertad con la frecuencia de excitación.

La construcción de un modelo de laboratorio permitirá validar los modelos matemáticos utilizados en el desarrollo del proyecto.

PALABRAS CLAVE

Modelo discreto - Vibraciones - Diseño mecánico - Ensayo de materiales

INTRODUCCIÓN

El diseño de este tipo de absorbedores de vibraciones incluye entre sus actividades la selección de parámetros físicos que permita una performance apropiada con el menor desplazamiento posible de la masa suspendida. En este trabajo se analizará la selección de dichos parámetros y su efecto en el comportamiento del absorbedor, tomando como referencia el trabajo realizado por Den Hartog (1), quien fue uno de los primeros en proponer formulaciones de diseño para cada uno de ellos.

El estudio de vibraciones de los sistemas de múltiples grados de libertad y la modelización matemática permitió desarrollar el modelo de laboratorio de portaherramientas. Se realizaron simulaciones para analizar diferentes configuraciones de manera de obtener el menor desplazamiento cubriendo el mayor rango de sintonía posible.

La construcción del modelo de laboratorio servirá para observar el comportamiento y validar la metodología de cálculo y modelización matemática del sistema permitiendo a la vez establecer con exactitud el rango de frecuencias en el cual podrá trabajar y analizar que influencia tienen los parámetros seleccionados con el proceso dinámico de corte.

OBJETIVO PRINCIPAL

Minimizar el fenómeno vibratorio en una barra portaherramientas de mecanizado dentro de un rango específico de frecuencias.

OBJETIVOS SECUNDARIOS

Estudiar los sistemas con múltiples grados de libertad y generar, a partir de un modelo continuo, un modelo discreto del dispositivo absorbedor.

Diseñar, calcular, construir, ensayar y evaluar los resultados de un prototipo de ingeniería de un dispositivo portaherramientas.

DESARROLLO

Descripción

El dispositivo deberá tener la capacidad de minimizar las vibraciones que se generan entre la pieza y el filo de corte durante el mecanizado. Este dispositivo consiste de una masa secundaria vinculada al portaherramientas por medio de una suspensión elastomérica de rigidez variable, inmersa en líquido oleoso. La relación entre la masa del cuerpo suspendido y la masa principal, la viscosidad del líquido y el rango de variación del coeficiente de rigidez del elastómero deben ser cuidadosamente seleccionados.

Durante el mecanizado, las vibraciones hacen que la masa absorbidora oscile, alternándose con el líquido que ocupa el espacio disponible entre dicha masa y las paredes interiores del dispositivo. Cuando el cuerpo suspendido oscile con la misma frecuencia que la vibración que se está produciendo en el mecanizado, las vibraciones serán neutralizadas a un nivel aceptable debido a que la energía cinética está siendo absorbida por el dispositivo. Éste puede ser ajustado dentro de una gama de frecuencias por medio de un sistema que modifica la rigidez del soporte afectando las características de la suspensión.

Determinación de frecuencias naturales

Se consideró una viga continua en disposición Cantilever empotrada en un extremo y libre en el opuesto, de sección constante y masa uniformemente distribuida en la que las frecuencia naturales de los distintos modos se calcula como:

$$f_n = \frac{Kn}{2\pi} \sqrt{\frac{EI}{WL^4}}$$

donde:

E : módulo elástico longitudinal

I : momento de inercia de la sección

W : masa por unidad de longitud

L : longitud

fn : frecuencia natural (Hz)

Kn : coeficiente de cada modo.

| Modo | Kn | Posición nodal | | | | |
|------|------|----------------|-------|-------|--|--|
| 1 | 3.52 | 0.0 | | | | |
| 2 | 22 | 0.0 | 0.783 | | | |
| 3 | 61.7 | 0.0 | 0.504 | 0.868 | | |

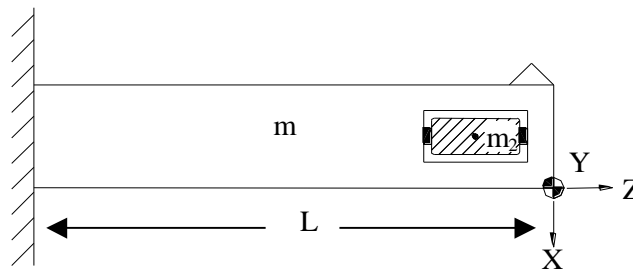
| | | | | | | |
|---|-----|-----|-------|-------|-------|-------|
| 4 | 121 | 0.0 | 0.358 | 0.644 | 0.905 | |
| 5 | 200 | 0.0 | 0.279 | 0.500 | 0.723 | 0.926 |

Modelización discreta

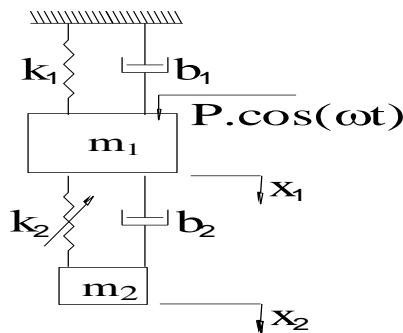
Se analizó un sistema vibratorio con dos grados de libertad ya que el mismo permite estudiar el comportamiento dinámico con una aproximación aceptable.

Se tuvieron en cuenta para realizar el modelo las siguientes hipótesis:

- Desplazamientos lineales en el extremo.
- Movimientos transversales al eje de la barra.
- Viga continua homogénea.
- Isoelástica según eje X e Y.
- Adopción del sistema de ejes de la figura.



Se adopta el siguiente modelo físico en el que m_1 es la masa equivalente calculada como $m_1 = 0,24 m$, siendo m la masa de la barra y x_1 el desplazamiento del extremo.



Analizando el modelo físico, y utilizando la segunda ley de Newton, la dinámica del sistema queda modelizada por el siguiente sistema de ecuaciones diferenciales:

$$\begin{cases} m_1 \cdot \ddot{x}_1(t) + b_1 \cdot \dot{x}_1(t) + k_1 \cdot x_1(t) + b_2 \cdot [\dot{x}_1(t) - \dot{x}_2(t)] + k_2 \cdot [x_1(t) - x_2(t)] = P \cdot \cos(\omega \cdot t) \\ m_2 \cdot \ddot{x}_2(t) + b_2 \cdot [\dot{x}_2(t) - \dot{x}_1(t)] + k_2 \cdot [x_2(t) - x_1(t)] = 0 \end{cases}$$

Determinación de relación de masas, amortiguamiento y suspensión

Se demuestra que la atenuación es óptima cuando las frecuencias naturales de la barra y de la masa son iguales, por lo que :

$$\omega_a = \omega_n$$

De la expresión resulta:

$$\frac{k_1}{m_1} = \frac{k_2}{m_2}$$

Si bien el efecto atenuador mejora con el crecimiento de m_2 , por razones constructivas se adoptó:

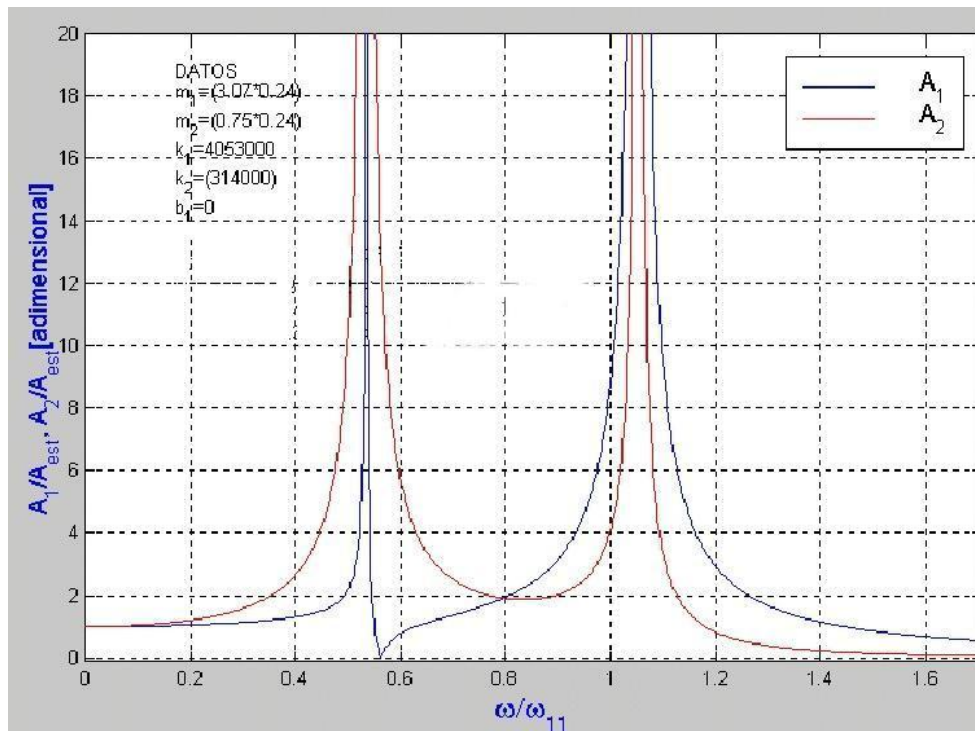
$$\mu = \frac{m_2}{m_1} = 0,25$$

Debido a que el grado de atenuación mejora con la disminución del coeficiente de amortiguamiento de la masa suspendida y como la disipación del material de la barra es pequeña, en las simulaciones se adopta $b_1 = b_2 = 0$.

Diseñado en base a estos parámetros, se obtendrá un absorbedor óptimo y bajo estas condiciones se logrará que la masa principal tenga un desplazamiento mínimo. El movimiento relativo de la masa secundaria o auxiliar será mayor que el movimiento de la masa principal, y el mismo dependerá de la relación de masas. Este último concepto permite seleccionar el material de la suspensión de modo que pueda resistir los esfuerzos que va a ser sometido.

Se realizaron simulaciones en software Matlab para analizar las curvas de respuesta en frecuencia, utilizándose para la generación de gráficos distintas relaciones de masas y coeficientes de rigidez de la suspensión. Se observan en todos los casos, cuáles son las relaciones de amplitud y las relaciones de frecuencia en donde se generan los picos de resonancia como así también valles de máxima atenuación.

El gráfico muestra la curva de resonancia para el movimiento de la masa principal y la de la secundaria con una relación de masas de 1/4.



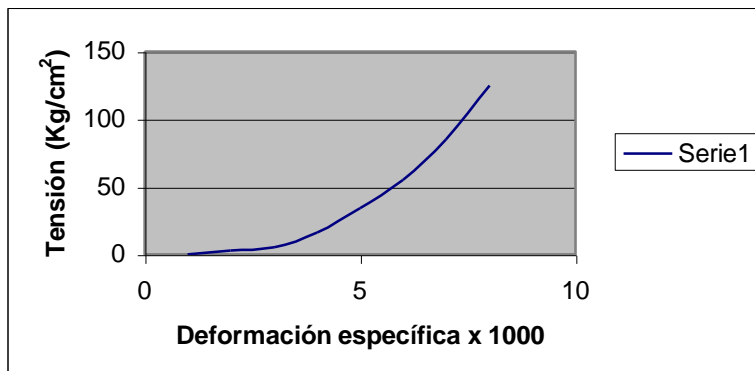
Suspensión

Selección del material

Para la selección del material de la suspensión se analizaron: gomas, caucho natural y elastómeros, llegando a la conclusión que éste último es el que mejor comportamiento tuvo para la función buscada en el absorbedor.

El elastómero posee estructura macromolecular con una cadena hidrocarbonada con enlaces dobles, que le confiere propiedades similares a las de un resorte. Las características del polímero de base y los aditivos usados inciden en la dureza, en las temperaturas a que se puede trabajar y en la velocidad de recuperación.

El material fue sometido a ensayos de compresión aplicando cargas y evaluando la deformación. Se puede observar que el coeficiente de rigidez del elastómero es variable, siendo una característica muy importante para la suspensión, porque permitirá poder sintonizar el absorbedor y tener una amplia banda de registro. En el prototipo esto se logrará variando la presión del fluido que rodea a la suspensión elastomérica a través de los desplazamientos de un pistón.



Cálculo de la suspensión

Para el cálculo de la suspensión se determinó la frecuencia natural de la barra portaherramientas, con los datos del diseño mecánico. Se pudo observar que la frecuencia a la cual vibra, no va a depender de la amplitud ni de las condiciones iniciales, sino solamente de la rigidez de la barra y de la magnitud de la masa. Conociendo la frecuencia natural y la masa del absorbedor como puede verse en la fórmula siguiente, determinamos el coeficiente de rigidez de la suspensión, con lo que se obtiene una relación área-longitud del elastómero necesaria para el cálculo.

$$f_n = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k_2}{m_2}}$$

Para la determinación del coeficiente de rigidez de la suspensión partimos de la ley de Hooke expresada de la siguiente manera:

$$\frac{k_2}{E} = \frac{A}{L}$$

La frecuencia natural calculada de la barra es de 120 Hz. y, aunque el módulo de elasticidad del elastómero es variable, para el cálculo de la rigidez adoptamos el valor $6,4 \times 10^6 \text{ N/m}^2$ que corresponde a una tensión de trabajo de 0,123 Mpa, con lo que se obtiene el siguiente resultado:

$$\frac{A}{L} = 3,32 \times 10^3 \text{ m}$$

A : área representativa del elastómero de la suspensión

L : longitud representativa de la suspensión

En función de la expresión arriba mencionada se diseñó la suspensión obteniendo distintos modelos. Estos varían sus relaciones de diámetro interno y externo, como así también en su espesor lo que permitió acercarnos al diseño mecánico final.

Carrera del pistón

Para cambiar la rigidez (k_2) de la suspensión es necesario modificar la posición del pistón para producir cambios en la presión del fluido. Para calcular dicha carrera se utiliza la expresión que vincula las variaciones de volúmenes y presiones a través del modulo de Bulk (2) del líquido realizando los cálculos que siguen.

$$p = \beta \int_{v_f}^{v_o} \frac{dv}{v} = \beta [L_v]_{v_f}^{v_o} = \beta [L_{v_o} - L_{v_f}] = \beta L \frac{v_o}{v_f}$$

Conociendo el valor v_o se calcula el volumen final:

$$v_f = v_o \cdot e^{-\frac{p}{\beta}}$$

Con v_o y v_f , y asumiendo un pistón con un área A_p y utilizando la formulación:

$$\Delta v = A_p \cdot x$$

se obtiene la carrera del pistón como:

$$x = \frac{v_o - v_f}{A_p}$$

arribando a un de valor de desplazamiento de 0,5 mm.

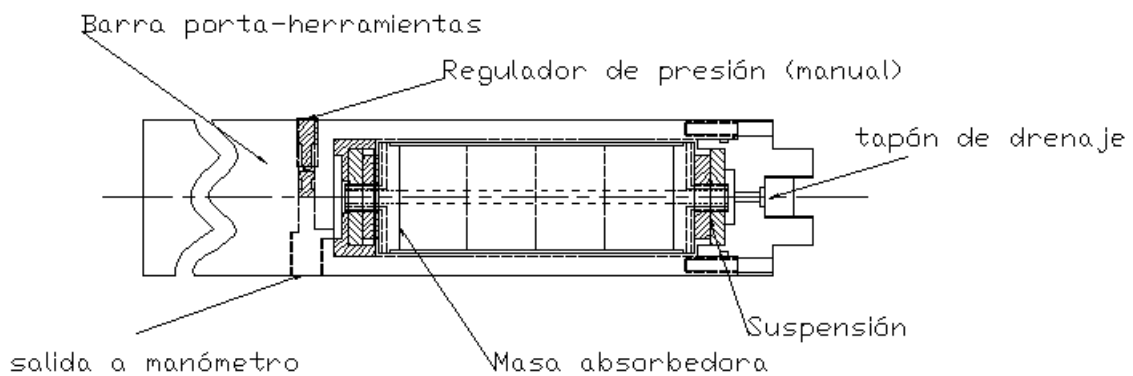
Desarrollo mecánico del dispositivo

Para fabricar el prototipo se utilizará una barra de acero SAE 4140 sin tratamiento térmico. La masa del atenuador será una barra de carburo de tungsteno alojada en una camisa de aluminio la que servirá como interface con la suspensión.

Al tratarse de un prototipo, el frente de cierre fué diseñado para poder montar cualquier tipo de herramienta de corte y a su vez como elemento de inspección desmontable lo que permitirá realizar cambios de las suspensiones para realizar diferentes experimentos.

El sistema absorbedor se encuentra rodeado de una masa líquida (aceite hidráulico-Shell Tellus 37) sobre el que actúa el regulador de presión mecánico, lo que permite variar la rigidez de la suspensión.

El siguiente gráfico representa la disposición de los diferentes subconjuntos que componen a la barra portaherramientas.



Conclusión

Con la simulación se muestra en forma sencilla y con pocos cambios los efectos, tendencias y grados de atenuación que sirven de información para encarar el desarrollo del absorbedor.

Los ensayos realizados con distintos materiales a ser aplicados en la suspensión hizo ver que tienen mejor performance aquellos que pueden modificar su rigidez.

La construcción y ensayos del dispositivo absorbedor permitirán validar las formulaciones de cálculo del modelo matemático propuesto anteriormente.

Lo deseable es minimizar la amplitud de oscilación de la masa principal para casos en los que se produzcan inestabilidades dinámicas durante los procesos de corte en operaciones de torneado interior profundo.

Lista de símbolos

A_p : área del pistón

m_1 : masa equivalente del portaherramientas

m_2 : masa del absorbedor

k_1 : constante elástica de la barra

k_2 : constante elástica de la suspensión

b_1 : coeficiente de amortiguamiento de la barra

b_2 : coeficiente de amortiguamiento de la suspensión

E : módulo elástico del material de la barra

p : presión

t : tiempo

s : operador de Laplace

P : fuerza perturbadora

v_0 : volumen inicial

v_f : volumen final

ω : pulsación de excitación

ω_a : pulsación natural de la suspensión

$\omega_n = \omega_{11}$: pulsación natural de la barra

$\omega_{min.}$: pulsación a la cual la masa principal tiene el mínimo desplazamiento

ω_{res1} : pulsación de resonancia del primer modo

ω_{res2} : pulsación de resonancia del segundo modo

$\omega_{0\ masa}$: pulsación

μ : relación de masas

β : módulo de Bulk del fluido

x_1 : desplazamiento instantáneo del extremo de la barra

A_1 : desplazamiento máximo del extremo de la barra

x_2 : desplazamiento instantáneo del centro de gravedad de la masa suspendida

A_2 : desplazamiento máximo del centro de gravedad de la masa suspendida

A_{est} : deformación estática del portaherramientas

Bibliografía

- 1) J. P. Den Hartog, *Mechanical vibrations*, Mc. Graw Hill, 1934.
- 2) Miner Seaston pag. 1-58
- 3) S.A. Tobías, *Vibraciones en máquinas herramientas*, Ediciones Urmo, 1972.
- 4) Matlab 5.2, The MathWoks Inc., 1998.