

AMORTIGUACIÓN DINÁMICA COMO ATENUACIÓN DE VIBRACIONES GENERADAS POR MÁQUINAS EMPLEADAS EN LA INDUSTRIA ALIMENTICIA

VÍCTOR RASTELLI, NILA MONTBRÚN, BORIS BOSSIO

Universidad Simón Bolívar. Departamento de Mecánica. Valle de Sartenejas. Baruta
Apartado Postal 89000 Caracas 1080-A Venezuela.

Recibido: febrero de 2009

Recibido en forma final revisado: julio de 2009

RESUMEN

En este trabajo se presenta el análisis y la solución de un problema de vibraciones generado por falta de previsión en la colocación de las máquinas de selección empleadas en una industria venezolana, las cuales tenían la primordial función de vibrar con una determinada amplitud y a una frecuencia específica. Para realizar el análisis dinámico se midieron los espectros de vibración de la placa con las máquinas en operación, y así poder conocer la magnitud del problema; con las máquinas apagadas, para estimar la vibración de fondo; y luego de aplicar pruebas de impacto sobre la placa, a fin de estimar las características naturales del sistema placa-máquinas. Se comprobó que la frecuencia natural del sistema tenía un valor muy cercano al de la frecuencia de operación de las máquinas, condición que permitió diagnosticar el fenómeno de resonancia y explicar las elevadas amplitudes de vibración de la placa. Se evaluaron diferentes alternativas para atenuar los niveles de vibración detectados pero al no poder cambiar las características de las máquinas, sólo se podía aumentar la rigidez general de la estructura soporte o emplear amortiguadores dinámicos de vibración, adoptándose ésta última como solución. Una vez diseñados y fabricados, los amortiguadores fueron instalados y sintonizados adecuadamente, lográndose disminuir las amplitudes de vibración significativamente. Los espectros de vibración de la placa tomados antes y después de incorporar los amortiguadores dinámicos, revelaron la eficiencia de estos dispositivos y su conveniencia en cuanto a costo relativo, demostrando que pueden ser una alternativa a considerar en casos similares al presentado.

Palabras clave: Vibraciones, Amortiguador dinámico de vibración, Control, Resonancia, Espectro.

DYNAMIC MASS DAMPING AS VIBRATION ATTENUATION DUE TO FOOD INDUSTRY MACHINERY

ABSTRACT

This work shows the solution of a vibration problem generated by sieving machines used in a Venezuelan food manufacturing plant to select grain size. Grain selection is obtained by vibrating grids operating at a precise amplitude and frequency. These parameters (of amplitude and frequency) are set regardless of the natural frequency of the structure that supports the machines. Thus, a problem may arise as the natural frequency of the structure was close to the frequency of the sieving machines. Foundation vibration spectrums were measured, first with the machines turned on, to obtain the operating vibration levels, then with the machines turned off to know the background levels and finally (machines turned off) under impact excitation to obtain the structural frequency. It was verified that the natural frequency of the system and the machinery operative frequency were very similar; this condition led us to diagnose resonance and to explain the high vibration amplitudes in operating conditions. Two options were evaluated as a proper solution to attenuate vibration levels: to make the whole structure stiffer or employ dynamic vibration mass dampers as energy absorbers, taking the latter as the solution of choice. Once designed and built, dynamic vibration mass dampers were installed to the structure and accurately tuned. As expected, measured vibration levels in the foundation were smaller than the original ones. Vibration spectrums of the foundation before and after the inclusion of the dynamic vibration mass dampers to the foundation-machines system revealed their efficiency and low cost.

Keywords: Vibration, Vibration mass dampers, Control, Resonance, Spectrum.

INTRODUCCIÓN

En la industrialización de los procesos productivos es usual encontrar fenómenos vibratorios como consecuencia de los sistemas dinámicos empleados en dichos procesos, los cuales pueden ser no deseados o justamente, la razón del diseño del sistema. Cuando las vibraciones no son deseadas y se trata de máquinas rotativas, estos fenómenos vibratorios se transmiten a la base de la fundación donde los sistemas dinámicos son colocados y suelen presentarse cuando existen problemas de desbalance, engranajes dañados o descentrados, holgura mecánica, poleas descentradas, desalineación de ejes o ejes flexionados y resonancia, por mencionar los más frecuentes. Como ejemplo, cabe señalar, la vibración que transmiten máquinas rotativas como bombas y compresores a la base de la fundación y al sistema de tuberías al que están conectadas, vibración que puede ocasionar inconvenientes directos como fatiga del material, falla de pernos y transmisión de ruido, así como aumento de esfuerzos en codos y juntas de expansión.

Las vibraciones también pueden presentarse cuando ciertas máquinas, especialmente diseñadas para vibrar, son colocadas sobre una fundación sin evaluar previamente los efectos de la transmisibilidad y las características naturales del sistema, lo cual puede traer como consecuencia, la aparición de fenómenos como el de resonancia.

Actualmente resulta sumamente costoso reinstalar, reponer o reparar cualquier daño que pudiera estar ocasionado por un problema vibratorio, porque además del costo directo, se debe tomar en cuenta el costo que pudiera implicar la parada y el arranque del sistema o de una parte del proceso productivo. Es por esta razón que la evaluación de las vibraciones como prevención de posibles fallas en máquinas rotativas y de las vibraciones transmitidas a una estructura soporte por máquinas diseñadas para vibrar, se han convertido en alternativas que deberían ser consideradas para garantizar operaciones e instalaciones confiables y seguras al anticipar y evitar potenciales problemas de vibraciones, disminuyendo los riesgos operativos. La evaluación y medición de vibraciones se han convertido en las herramientas fundamentales de diagnóstico y predicción de problemas relacionados con la operación directa o indirecta de sistemas dinámicos, como ha sido reportado en diversas publicaciones. En el estudio de Navarro-López & Suárez (2005), se aplican técnicas de análisis dinámico y de control en un sistema de perforación donde las vibraciones son inevitables, pero pueden reducirse a través de recomendaciones para el diseño del mecanismo y su operación. García-Reynoso & Morales (2004), han prestado especial atención al análisis dinámico de las vibraciones transversales en tuberías cuando su masa es modificada con encamisados para prevenir

efectos de corrosión. Gómez *et al.* (2008), destacan que las vibraciones en estructuras pueden generar inconvenientes no sólo a la estructura misma sino también a sus usuarios y proponen como alternativas para disminuirlas, sistemas de control activo, pasivo, híbrido y semiactivo.

Cuando las vibraciones son diagnosticadas como un problema y deben ser corregidas, pueden utilizarse diferentes de las estrategias de control entre las cuales se encuentra la utilización de dispositivos llamados amortiguadores dinámicos de vibración (ADV) o amortiguadores de masa sintonizados (AMS). Estos dispositivos de control pasivo que se diseñan para absorber las vibraciones no deseadas y que son añadidos a ciertos sistemas cuyas características no pueden ser modificadas, representan una interesante medida por su eficiencia y bajo costo relativo. Para Bassotti & Ambrosini (2007), constituyen una solución al problema de inseguridad estructural y proponen su diseño y aplicación tanto a estructuras ya construidas como en proyecto, para disminuir la probabilidad de fallas frente a un sismo. Los estudios de Ambrosini *et al.* (2004) y Bassotti & Ambrosini (2004), le dedican especial atención a la influencia y la eficiencia de estos dispositivos en casos de estructuras sismorresistentes.

Otros estudios como el de Ozguven & Candir (1986); Igusa & Xu (1994); Abe & Fujino (1994) y Ren (2001), que hacen énfasis en el desarrollo teórico, el diseño y la caracterización de estos dispositivos para controlar las vibraciones y estudios más recientes como el de Fernández *et al.* (2006), que presentan un sistema computarizado para el diseño de amortiguadores dinámicos; y Alexander & Schilder, (2008), que evalúan la no linealidad de estos sistemas, demuestran la especial atención e importancia que se les está brindando a estos sistemas de control.

El presente trabajo tiene como objetivo fundamental, destacar la importancia que tiene el estudio preventivo de las vibraciones en una instalación, eligiendo para ello un problema generado en una placa de un silo de almacenaje por la falta de evaluación dinámica de la transmisibilidad de máquinas cernidoras empleadas en el proceso de selección y separación de granos. El trabajo incluye la evaluación, medición y diagnóstico de las vibraciones generadas en la placa al igual que la utilización de amortiguadores dinámicos como la solución de control más adecuada para lograr la reducción de los niveles de vibración encontrados.

BREVE REVISIÓN TEÓRICA

Todo problema real de vibraciones puede ser modelado mecánica y matemáticamente con el objetivo de estudiar sus causas y analizar posibles soluciones de control. El modelo

mecánico debe incluir las características naturales del sistema y de la excitación para que luego pueda obtenerse el modelo matemático correspondiente, cuya solución representará la ley de movimiento del sistema y su análisis permitirá evaluar las causas y efectos de la vibración. Autores destacados como Meirovitch (1975); Den Hartog (1985); Preumont (1994); Dimarogonas (1996); Thomson (1997), y otros de más reciente data como Connor (2002) y Rao (2003), han sido determinantes en la formación y aprendizaje de esta importante disciplina.

Para estudiar el problema de vibraciones que se presenta en este artículo, se considerará un sistema de un grado de libertad restringido a moverse en la vertical y excitado por una fuerza armónica como se muestra a continuación en la figura 1:

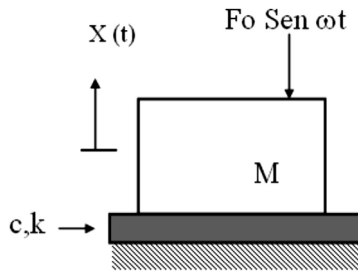


Figura 1. Sistema excitado por una fuerza armónica.

donde:

M es la masa total del sistema, c es la constante de amortiguación del sistema, k es la constante de elasticidad del sistema, Fo es la amplitud de la excitación, ω es la frecuencia angular de excitación y X(t) es la coordenada generalizada que mide el desplazamiento vertical absoluto del sistema desde su posición de equilibrio estático.

M, c y k representan las características naturales del sistema mientras que Fo y ω representan las características de la excitación. Cuando ésta es generada por un motor desbalanceado que gira con una velocidad angular ω , su amplitud Fo es igual al producto $m\omega^2 e$, donde m es la masa del desbalance con excentricidad e, como se indica a continuación en la figura 2:

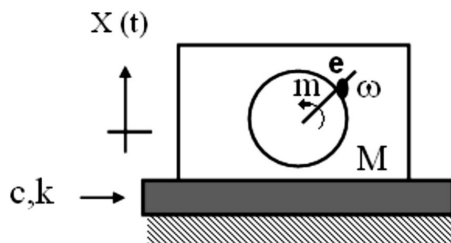


Figura 2. Sistema excitado por motor desbalanceado.

En ambos casos el modelo matemático y su solución son los mismos y están representados por las ecuaciones (1) y (2):

$$M\ddot{x} + c\dot{x} + kx = F_0 \text{Sen}(\omega t) \quad (1)$$

$$x(t) = Xh + X \cdot \text{Sen}(\omega t - \beta) \quad (2)$$

Como se observa en la ecuación (2), la respuesta a este tipo de excitación consta de dos partes. Una respuesta homogénea o transitoria Xh que desaparece con el tiempo y que se utiliza para estimar las características naturales del sistema, y una respuesta particular o permanente que se mantiene en el tiempo de manera alternativa y que se utiliza para estimar las características del movimiento (vibración). De la solución indicada en la ecuación (2) se puede concluir que la frecuencia angular de la respuesta es la misma de la excitación en condición de régimen permanente, es decir, cuando la respuesta transitoria haya desaparecido. En cuanto a la amplitud del movimiento X, representa el valor máximo de la vibración y se indica de forma adimensional en la ecuación (3):

$$\frac{MX}{me} = \frac{r^2}{\sqrt{(1-r^2)^2 + (2r\xi)^2}} \quad (3)$$

donde:

r es la relación de frecuencias entre la frecuencia angular de excitación ω y la frecuencia angular natural del sistema ω_n y ξ representa el factor de amortiguación. La relación de frecuencias r, la frecuencia angular natural ω_n y el factor de amortiguación ξ , están dados por las ecuaciones (4), (5) y (6):

$$r = \frac{\omega}{\omega_n} \quad (4)$$

$$\omega_n = \sqrt{\frac{k}{M}} \quad (5)$$

$$\xi = \frac{c}{2\sqrt{kM}} \quad (6)$$

En cuanto a las fuerzas transmitidas a la fundación, también son de carácter alternativo y están asociadas a las características de la base de cada máquina, es decir, a la elasticidad y a la amortiguación del sistema. La ecuación (7) representa la fuerza transmitida máxima:

$$F_{TMAX} = X \sqrt{k^2 + c^2 \omega^2} \quad (7)$$

Para el análisis adimensional se utiliza la definición de Transmisibilidad Tr que representa la relación entre la fuerza transmitida máxima y la amplitud de la fuerza de excitación, dada por la ecuación (8):

$$Tr = \frac{F_{TMAX}}{F_o} = \frac{\sqrt{1 + (2r\xi)^2}}{\sqrt{(1 - r^2)^2 + (2r\xi)^2}} \quad (8)$$

Cabe destacar que tanto en la ecuación (3) como en la ecuación (8), el valor de la amplitud de vibración y de la fuerza transmitida máxima tienden a infinito cuando la relación de frecuencias tiende a uno ($r = 1$) y la amortiguación es despreciable. Al fenómeno que se presenta justamente cuando la relación de frecuencias es igual a uno, se le conoce como resonancia, que es una condición que puede estar asociada a la generación de grandes amplitudes de vibración y fuerzas transmitidas cuando el factor de amortiguación es cercano a cero.

Amortiguador dinámico de vibraciones ADV

Un amortiguador dinámico de vibraciones es un dispositivo que se añade a un sistema principal afectado por vibraciones no deseadas. En general consiste de una masa, un resorte y un amortiguador, que colocados en el sistema vibrante principal atenúan las vibraciones cuando está sintonizado con la frecuencia de vibración. El sistema pasa de tener un grado de libertad a tener dos grados de libertad como se indica en el sistema equivalente de la figura 3:

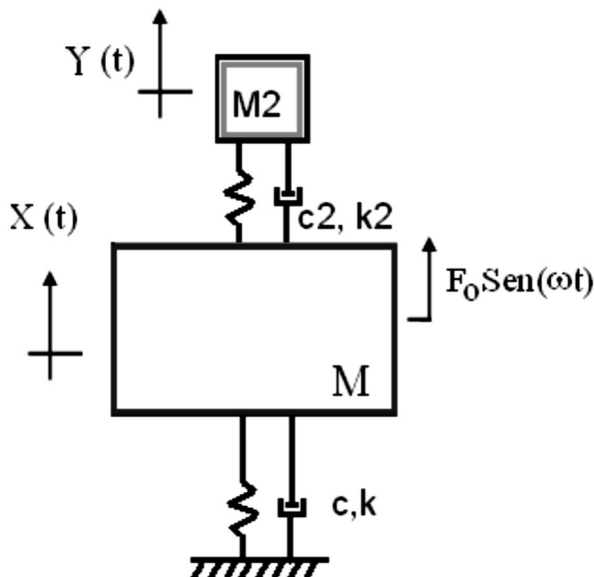


Figura 3. Amortiguador dinámico.

donde:

M es la masa total del sistema principal, c es la constante de amortiguación del sistema principal, k es la constante de elasticidad del sistema principal, F_o es la amplitud de la excitación del sistema principal, ω es la frecuencia de excitación del sistema principal, $M2$ es la masa del amortiguador dinámico, $c2$ es la constante de amortiguación del amortiguador dinámico, $k2$ es la constante de rigidez del amortiguador dinámico, $X(t)$ es la coordenada generalizada que mide el desplazamiento vertical absoluto del sistema principal desde su posición de equilibrio estático y $Y(t)$ es la coordenada generalizada que mide el desplazamiento vertical absoluto de $M2$ desde su posición de equilibrio estático.

Considerando despreciables los efectos de amortiguación, las leyes que describen el movimiento del sistema en condición de régimen están dadas por las ecuaciones (9) y (10):

$$X(t) = A1 \cdot Sen(\omega t) \quad (9)$$

$$Y(t) = A2 \cdot Sen(\omega t) \quad (10)$$

Donde el valor de las constantes viene dado por la ecuación (11):

$$\begin{bmatrix} (k + k2) - M \cdot \omega^2 & -k2 \\ -k2 & k2 - M2 \cdot \omega^2 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} A1 \\ A2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} F_o \\ 0 \end{bmatrix} \quad (11)$$

Puede observarse que al imponer la condición $X(t)=0$ en el sistema de 2 grados de libertad planteado, se obtiene que:

$$\frac{k2}{M2} = \omega^2 \quad (12)$$

Como evidencia la ecuación (12), teóricamente es posible encontrar una relación que debería cumplirse entre las características del amortiguador dinámico para que la energía vibratoria del sistema principal pueda ser absorbida por el dispositivo. La ecuación anterior representa entonces, la condición de diseño que permita alcanzar el objetivo de reducir la amplitud de vibración sin cambiar las características del sistema y de la excitación.

CASO DE ESTUDIO

En una industria alimenticia venezolana, el éxito en la fabricación de un producto alimenticio de buena calidad radica

en la estricta selección del grano que constituirá la materia prima del proceso productivo. Dicha selección representa la primera y más importante etapa y es llevada a cabo utilizando máquinas vibratorias especiales llamadas deschinadoras y/o cernidoras.

Cada máquina deschinadora utiliza un motor con dos rotores desbalanceados colocados en contragiro como elementos excitadores para generar la vibración que permitirá, junto con otras consideraciones, la selección adecuada del grano. La figura 4 muestra una de las máquinas deschinadoras en la que pueden observarse sus dos rotores de forma cilíndrica en la parte inferior derecha.



Figura 4. Deschinadora y sus rotores de excitación.

Los rotores de excitación de las deschinadoras son los encargados de hacer que la mesa vibratoria de la máquina se desplace a una velocidad y amplitud apropiadas para separar los granos de las sustancias no deseadas. Los contrapesos de desbalance colocados en los rotores excitadores se utilizan para aumentar o disminuir la amplitud de la fuerza de excitación de manera que puedan ajustarse y generar el desplazamiento requerido para que ocurra la selección del grano que constituirá la materia prima del proceso productivo. Si cambia el tamaño del grano y la densidad, será necesario entonces reajustar las fuerzas de excitación variando la posición angular de los contrapesos y probablemente, cambiando el ángulo de inclinación de los rotores respecto a la mesa oscilante. Este ajuste que permite generar el desplazamiento requerido es pues, una de las características propias del diseño de cada una de estas máquinas y por lo tanto, no puede ni debe ser modificado porque está asociado al proceso productivo correspondiente.

Las máquinas deschinadoras consideradas en esta experiencia fueron colocadas sobre una de las placas del silo de almacenamiento del grano cuidando los detalles de espacio y resistencia estática estructural pero sin contemplar la posibilidad

de que las fuerzas transmitidas (cargas dinámicas) pudieran excitar la placa. Luego de ser instaladas las máquinas y puestas en funcionamiento, se sintieron fuertes vibraciones en la placa que podían no afectar al proceso de fabricación del producto, pero podían acarrear problemas estructurales y afectar las juntas del sistema de tuberías conectadas a las máquinas. Este problema de vibraciones afectaba además al personal técnico que debía laborar en el sitio ya que, al estar en un piso alto del silo, generaba nerviosismo por su semejanza con los efectos de un sismo. La crítica situación generada justificaba tanto la evaluación como el diagnóstico del problema para que pudieran plantearse las acciones de control, las cuales no hubieran sido necesarias, de haberse hecho una evaluación predictiva antes de ubicar las máquinas en sus puestos de operación.

METODOLOGÍA APLICADA

Con la finalidad de evaluar la situación y establecer la magnitud del problema, si es que realmente existía uno, se seleccionaron cuatro puntos de medición sobre la placa con el objetivo de caracterizar la amplitud de vibración con las máquinas deschinadoras en operación. Aunque para el caso que concierne a este trabajo, los desplazamientos medidos confirmaron la presencia de un problema de vibraciones, también hubieran podido ser insignificantes, en cuyo caso el estudio hubiera terminado.

Una vez medida la amplitud de vibración con las máquinas en operación, se procedió a evaluar el nivel de vibración con las máquinas apagadas para registrar la vibración de fondo y determinar si se mantenían los mismos niveles, en cuyo caso, el problema en la placa no hubiera sido consecuencia de la operación de las máquinas deschinadoras.

Al comprobar que las vibraciones de la placa eran transmitidas por las máquinas, se realizaron pruebas de impacto con la finalidad de registrar la respuesta libre del sistema placa-máquinas y estimar sus características naturales. Durante esta fase del estudio, las máquinas se mantuvieron apagadas.

Diagnosticada la causa del problema de vibraciones, como etapa final se evaluaron las distintas alternativas de control y se seleccionó la más indicada para proceder a su construcción, instalación y posterior medición de los niveles de vibración resultantes en la placa, con la firme intención de comprobar la efectividad de la solución de control adoptada.

El registro de las señales de vibración se llevó a cabo empleando un acelerómetro triaxial, un amplificador/condicionador de señal, una tarjeta de adquisición de datos y una

computadora portátil. El software empleado para captar las señales de amplitud de vibración vs. tiempo y las señales de FFT (Fast Fourier Transform) vs. frecuencia, ambas en tiempo real de medición, se programó con el paquete LabView de National Instruments Corporation y el software utilizado para procesar los datos fue programado con el paquete MathCad®, de Parametric Technology – PTC ya que permite generar gráficos sobre la data registrada y así evaluar, documentar y analizar en detalle los resultados de las mediciones.

RESULTADOS DE LAS MEDICIONES. EVALUACIÓN, MEDICIÓN Y DIAGNÓSTICO DEL PROBLEMA

Al aplicar la metodología indicada, los resultados obtenidos en todos los puntos seleccionados del estudio de vibraciones en la placa, fueron similares. A continuación se presenta un resumen de los resultados obtenidos en uno de estos puntos para centrar el análisis e interpretación de los valores registrados. Las figuras 5 y 6 presentan, respectivamente, el gráfico de amplitud de vibración vs. tiempo y el gráfico en dominio de frecuencia (espectro de desplazamiento vertical), para el punto representativo de la placa con las máquinas deschinadoras en operación.

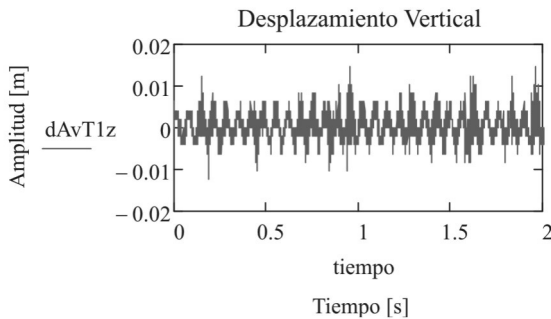


Figura 5. Gráfico de amplitud de vibración vs. tiempo con las máquinas deschinadoras en operación.

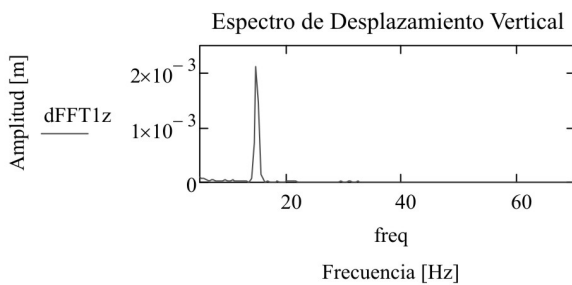


Figura 6. Gráfico de FFT amplitud vs. frecuencia con las máquinas deschinadoras en operación.

En la figura 6 se aprecia que la principal componente de la respuesta se obtiene a 14,746 Hz con una amplitud de vibración igual a 2,121 mm.

Las figuras 7 y 8 presentan, respectivamente, el gráfico de amplitud de vibración vs. tiempo y el gráfico en dominio de frecuencia (espectro de desplazamiento vertical), para el punto representativo de la placa con las máquinas deschinadoras apagadas.

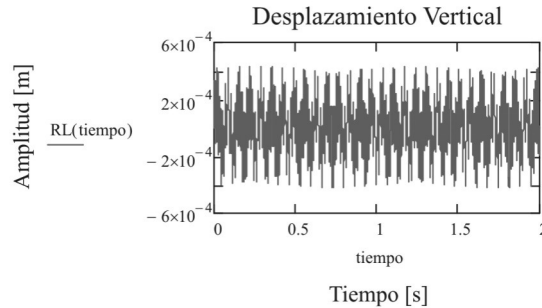


Figura 7. Gráfico de amplitud de vibración vs. tiempo con las máquinas deschinadoras apagadas.

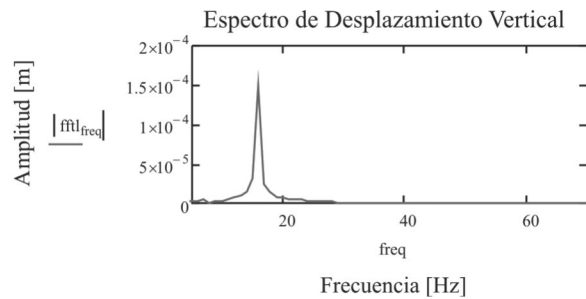


Figura 8. Gráfico de FFT amplitud vs. frecuencia con las máquinas deschinadoras apagadas.

Las gráficas de las figuras 7 y 8 reportan la información sobre la vibración de fondo, es decir, la vibración no asociada a la operación de las máquinas deschinadoras. Como se observa en el gráfico FFT de la figura 8, la amplitud de vibración es igual a 0,149 mm, valor significativamente menor, al ser un orden de magnitud más pequeño que el medido para la condición de operación de las máquinas.

Las figuras 9 y 10 mostradas a continuación presentan, respectivamente, el gráfico de amplitud de vibración vs. tiempo y el gráfico en dominio de frecuencia (espectro de desplazamiento vertical), para el punto representativo de la placa con las máquinas deschinadoras apagadas y como respuesta luego de aplicar pruebas de impacto.

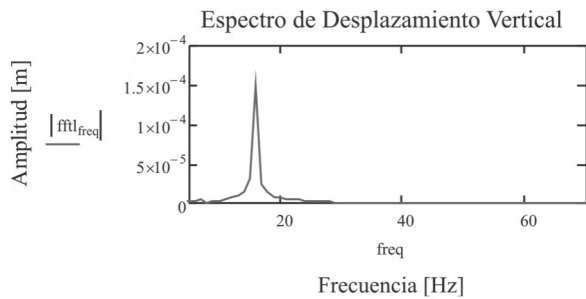


Figura 9. Gráfico amplitud vs. tiempo de la respuesta de la placa luego de aplicar pruebas de impacto.

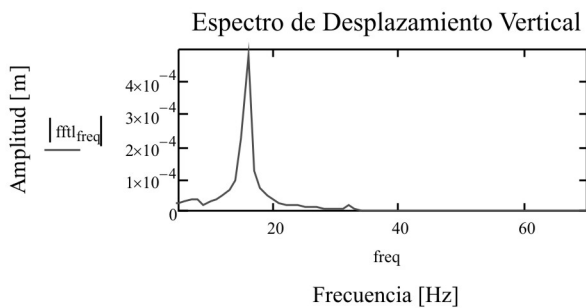


Figura 10. Gráfico FFT amplitud vs. frecuencia de la respuesta de la placa luego de aplicar pruebas de impacto.

Las gráficas de las figuras 9 y 10 representan la respuesta libre del sistema placa-máquinas cuando se le sometió a una percusión mientras las máquinas se encontraban fuera de funcionamiento. Se notó que la placa oscilaba con una fuerte componente en 15,80 Hz. Pudo determinarse que dicha componente se correspondía con la respuesta transitoria y por lo tanto, la que contenía las características del sistema placa-máquinas. Con la respuesta transitoria se obtuvo que el factor de amortiguación de la placa era $\zeta=0,09 \pm 0,01$ con una frecuencia natural calculada de $(15,80 \pm 0,02)$ Hz y un valor para la relación de frecuencias r igual a 1,072.

Diagnóstico del estudio

Los resultados de las mediciones indicaron que efectivamente las vibraciones que presentaba la placa se debían a la operatividad de las máquinas deschinadoras. Pudo comprobarse que el valor de la frecuencia angular natural del sistema placa-máquinas resultó muy cercano al valor de la frecuencia de excitación provocada por la rotación de las máquinas deschinadoras, condición que permitió diagnosticar que se estaba en presencia de un fenómeno de resonancia.

El diseño civil de la estructura se realizó sin contemplar que las cargas dinámicas producidas por los equipos rotativos podían generar vibraciones, razón por la cual, no se pudo evitar la posibilidad de que este fenómeno se presentara en la placa. Esto no significaba que el diseño de la estructura

estuviera errado.

AMORTIGUACIÓN DINÁMICA COMO SOLUCIÓN DE CONTROL

Para resolver este problema de vibraciones, diversas medidas de control fueron consideradas. El factor común en todas estas medidas buscaba alterar el sistema mecánico para alejarlo de la condición de resonancia que se alcanzaba con las máquinas en operación pero debían ser tomadas en cuenta ciertas limitaciones a la hora de seleccionar la más adecuada.

La velocidad de giro de las máquinas deschinadoras, el ángulo de inclinación de los rotores, el desbalanceo y las características de los soportes no debían ser alterados porque, de hacerlo, cambiarían las condiciones del proceso productivo; todo estaba diseñado para generar un desplazamiento de la mesa oscilante de cada máquina entre 4,5 y 5,5 mm. Por esta razón, las medidas de control que se basaban en cambiar cualquier detalle en las máquinas quedaron descartadas.

Si las medidas de control no podían alterar las condiciones y características de las máquinas, entonces debían alterar las características naturales del sistema placa-máquinas. En este sentido, sólo podía proponerse el aumento de su rigidez pero significaba sacrificar parte del espacio existente en el nivel inferior con costos considerables, por lo cual, también fue descartada.

Como solución al problema de vibraciones en cuestión, la medida de control seleccionada fue diseñar amortiguadores dinámicos de vibración (ADV), construirlos e incorporarlos al sistema placa-máquinas. Es importante señalar que esta medida de control era la única que no requería la implementación de cambios en las máquinas y/o en las características de las placas.

La figura 11 presenta el esquema de un amortiguador dinámico acondicionado al caso de estudio:

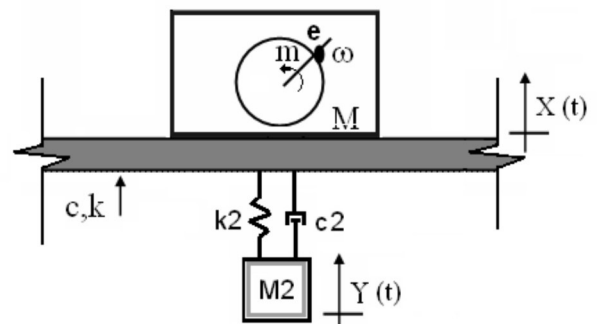


Figura 11. Esquema de un sistema de amortiguación dinámica adaptado al caso de estudio.

Bajo esta configuración, el modelo matemático del sistema mecánico planteado en la figura 11 es equivalente al de la figura 3, estando asociadas entonces M , c y k a las características del sistema placa-máquina (sistema principal), y M_2 , c_2 y k_2 a las características del amortiguador dinámico. La velocidad de giro de los motores desbalanceados es ω y representa la frecuencia angular de la excitación y de la respuesta de vibración de las máquinas, así como también, de la fuerza transmitida a la placa.

Teniendo presente que sobre la placa se instalaron 4 máquinas deschinadoras, se tuvieron que adaptar cuatro amortiguadores dinámicos, uno por cada fuente de vibración, y se ubicaron en el techo del nivel inferior al nivel donde se encontraban las máquinas, justamente por debajo de la placa vibrante. Se utilizaron masas oscilantes y en lugar de emplear resortes, se emplearon vigas metálicas como brazos soporte de las mismas, aprovechando sus características y el comportamiento elástico propio.

Los amortiguadores dinámicos fueron calculados y sintonizados adecuadamente luego de ser instalados, para garantizar el cumplimiento de la condición fundamental de su diseño que está dada por la ecuación (12). La sintonización se realizó variando progresivamente la posición de la masa oscilante sobre los brazos y midiendo la frecuencia de oscilación de los mismos como función de dicha posición. Al variar la posición de la masa oscilante sobre los brazos, se altera la longitud efectiva de estos y por lo tanto, la rigidez k_2 . Cuando pudo sintonizarse el valor de la frecuencia de oscilación con el de la frecuencia de operación de las máquinas, se fijó la posición de la masa oscilante sobre el brazo. La figura 12, a continuación, muestra una fotografía de los 4 amortiguadores dinámicos de vibración una vez instalados y sintonizados (nótese las ocho masas suspendidas en color naranja):



Figura 12. Fotografía de los amortiguadores dinámicos de vibración instalados.

Las figuras 13 y 14 presentan, respectivamente, el gráfico de amplitud de vibración vs. tiempo y el gráfico en dominio de frecuencia (espectro de desplazamiento vertical), para el punto representativo de la placa con las máquinas deschinadoras en operación y luego de haber sido instalados y sintonizados los amortiguadores dinámicos.

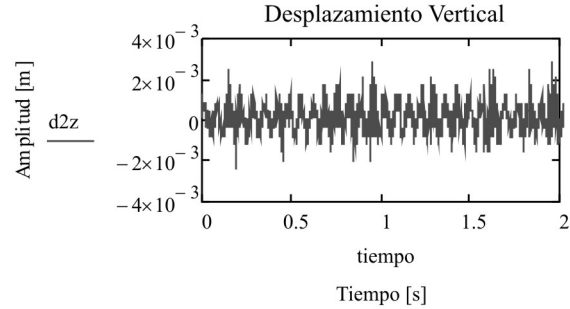


Figura 13. Gráfico de amplitud de vibración vs. tiempo para la placa con las máquinas deschinadoras en operación, luego de instalada la amortiguación dinámica.

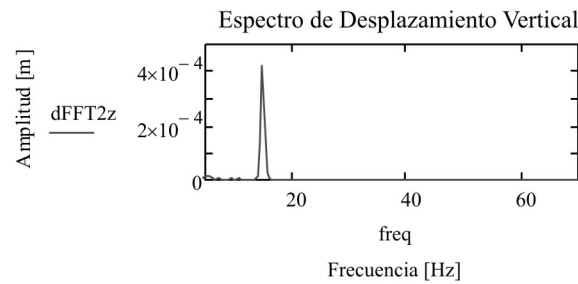


Figura 14. Gráfico FFT amplitud vs. frecuencia para la placa con las máquinas deschinadoras en operación, luego de instalada la amortiguación dinámica.

Nuevamente y como era de esperarse, la principal componente de la respuesta se obtiene en 14,746 Hz, pero ahora la amplitud de vibración máxima en el espectro es igual a 0,445 mm., valor que indica que la amplitud de vibración de la placa, luego de instalar y sintonizar los amortiguadores dinámicos, disminuyó en un 79% de su valor original.

Diseño y dimensionamiento de los amortiguadores dinámicos de vibración

Para efectos prácticos la placa fue modelada como un sistema de un grado de libertad con una cierta rigidez, excitado por fuerzas dinámicas que oscilan a una frecuencia específica. Es importante tener presente que al agregarle a la placa un ADV (como se muestra en la figura 11), se le añade otro grado de libertad al sistema. Este amortiguador hace que el sistema tenga ahora dos frecuencias naturales, una mayor y la otra menor que la original. Dichas frecuencias se calculan con la siguiente ecuación:

$$r = \left[\frac{\omega}{\omega_A} \right] = \left[1 + \frac{\mu}{2} \right] \pm \sqrt{\mu + \frac{\mu^2}{4}} \quad (13)$$

donde:

ω_A es la velocidad de giro de las máquinas (rad/s), M2 es la masa suspendida (amortiguador dinámico), M es la masa oscilante (placa), y μ denota la relación M2/M.

El esquema de la figura 11 considera sólo un ADV, pero en la práctica es frecuente diseñar sistemas utilizando varios ADV's, como corresponde al caso de estudio presentado. Los amortiguadores se colocaron debajo de los puntos de apoyo principales de cada una de las máquinas para anular o atenuar la vibración vertical en las regiones cercanas a ellas. En la figura 12 se pueden apreciar las ocho masas de color naranja, suspendidas y unidas a las vigas de soporte que conforman los brazos oscilantes, dando como resultado, por cada viga, dos brazos oscilantes. La unión entre las vigas y la estructura de soporte, también en color naranja, es tal que podría modelarse como un empotramiento del brazo oscilante a la estructura.

Los valores de las masas oscilantes y su posición relativa al punto de anclaje a la estructura, se estimaron considerando la frecuencia de funcionamiento de las máquinas de 14,746 Hz, el espesor de la placa soporte de 15 centímetros con un área de interés de aproximadamente 4,3 x 6,25 metros cuadrados, la masa de una sola máquina de 1.460 kg y la masa de la materia prima manejada en condiciones de operación de aproximadamente 200 kg. Se consideró un par de brazos oscilantes por cada ADV y se seleccionó la viga para construir los brazos oscilantes de acuerdo a las cargas que ésta debía soportar y a la disponibilidad de la misma en el mercado. La estructura de la placa estaba conformada por 21,5 metros de vigas tipo IPN-200 y la decisión fue utilizar 5,45 metros de vigas tipo IPN-160 para conformar brazos oscilantes.

Para cumplir con el objetivo específico, se estimó la masa oscilante (masa del conjunto placa-máquinas), considerando las masas de cada uno de sus componentes, resultando un valor calculado de 11.563 kg. Luego se seleccionó un valor para M2 repartido entre los 4 brazos, considerándose 100 kg por cada brazo oscilante. Una vez conocidos M y M2, se calcularon los valores para r_1 y r_2 utilizando la ecuación (13). Con la frecuencia de operación de las máquinas y la masa M2, se pudo estimar la rigidez k_2 para el ADV utilizando la ecuación (12). En cuanto a la longitud efectiva L del brazo oscilante del ADV, se consideró que la rigidez k_2 era equivalente al caso de una viga empotrada que puede escribirse en función del módulo de elasticidad

del material E, de la Inercia respecto al eje de trabajo I y de la longitud efectiva L, tal y como lo indica la ecuación (14):

$$k_2 = \frac{3 \cdot E \cdot I}{L^3} \quad (14)$$

CONCLUSIONES

Las máquinas deschinadoras cumplían con la función para la cual fueron diseñadas, pero su placa soporte presentaba efectivamente un problema de vibraciones.

Con las mediciones realizadas pudo comprobarse que las vibraciones de la placa se debían a la operación de las máquinas deschinadoras y a la condición de resonancia que se presentó por la coincidencia entre los valores de la frecuencia de giro de las máquinas y la frecuencia angular natural del sistema.

Se diseñó un sistema de amortiguadores dinámicos para ser colocado en la placa soporte como medida de control de las vibraciones. Luego de construido e instalado en la placa, pudo comprobarse que la amplitud de las vibraciones disminuyó en un 79%, confirmando que efectivamente las vibraciones pueden ser controladas con este tipo de dispositivos que absorben la energía.

La evaluación y medición de vibraciones conducen al esclarecimiento de sus causas y permiten establecer el diagnóstico necesario para plantear la solución de control en caso de necesitarla, pero si el estudio de vibraciones es debidamente contemplado en las etapas de diseño y mantenimiento industrial, muchas situaciones indeseables pudieran evitarse.

REFERENCIAS

- ABE, M. & FUJINO, Y. (1994). Dynamic characterization of multiple tuned mass dampers and some design formulas. *Earthquake engineering & structural dynamics*. 23(8); pp. 813-835.
- ALEXANDER, N. & SCHILDER, A.F. (2008). Exploring the performance of a nonlinear tuned mass. *Journal of Sound and Vibration*. 319(1-2); pp. 445-462.
- AMBROSINI, D., CUITIÑO, G., REBECO, J. (2004). Eficiencia de amortiguadores de masa sintonizados en estructuras sismorresistentes. *Mecánica Computacional*. XXIII.
- BASSOTTI, R. & AMBROSINI, D. (2004). Influencia de amortiguadores de masa sintonizados en la disminución de

- efectos torsionales de estructuras sismorresistentes. *Mecánica Computacional*. XXIII; pp. 481-497.
- BASSOTTI, R. & AMBROSINI, D. (2007). Sobre la utilización de amortiguadores de masa sintonizados en la Provincia de Mendoza. *Mecánica Computacional*. XXVI; pp. 2321-2340.
- CONNOR, J.J. (2002). *Introduction to Structural Motion Control*. First Edition. Prentice Hall, p. 704.
- DEN-HARTOG, J.P. (1985). *Mechanical Vibrations*. Dover publications, p. 436.
- DIMAROGONAS, A. (1996). *Vibrations for Engineers*. Prentice Hall. Second edition, p. 825.
- FERNÁNDEZ, R., RINCÓN, N., BUKOWITZ, D. (2006). Sistema computarizado para el diseño de amortiguadores dinámicos de vibración. *Revista Técnica (LUZ, Maracaibo)*. 29(1); pp. 40-48.
- GARCÍA REYNOSO, A. & MORALES, A. (2004). Análisis de las vibraciones transversales de un tramo de tubería de elevación y el efecto de un sistema agregado de protección de la corrosión. *Red de Revistas Científicas de América Latina y el Caribe, España y Portugal*. 1(005); pp. 167-174.
- GÓMEZ, D., MARULANDA, J., THOMSON, P. (2008). Sistemas de control para la protección de estructuras civiles sometidas a cargas dinámicas. *Revista Dyna*. 75(155); pp. 77-89.
- HARRIS, C. (1991). *Acoustical Measurements and Noise Control*. McGraw-Hill, third edition, p. 1136.
- IGUSA, T. & XU, K. (1994). Vibration control using multiple tuned mass dampers. *Journal of sound and vibration*. 175(4); pp. 491-503.
- MEIROVITCH, L. (1975). *Elements of vibration analysis*. McGraw-Hill, second edition, p. 480.
- NAVARRO-LÓPEZ, E.M. & SUÁREZ, R. (2005). Vibraciones mecánicas en una sarta de perforación: problemas de control. *Revista Iberoamericana de Automática e Informática Industrial*. 2(1); pp. 43-54.
- OZGUVEN, H.N. & CANDIR, B. (1986). Suppressing the first and second resonances of beams by dynamic vibration absorbers. *Journal of sound and vibration*. 111(3); pp. 377-390.
- PREUMONT, A. (1994). *Random Vibration and Spectral Analysis*. Springer-Verlag New York, LLC, p. 288.
- RAO, S.S. (2003). *Mechanical Vibrations*. Pearson, fourth edition, p. 1104.
- REN, M.Z. (2001). A variant design of the dynamic vibration absorber. *Journal of sound and vibration*. 245(4); pp. 762-770.
- THOMSON, W. (1997). *Theory of Vibration*. Prentice Hall, fifth edition, p. 524.