Experimentos para la identificación de los parámetros de un *riser* de acero en catenaria

Lizeth Torres^{*} Flavia C.L. Borges^{**} Cristina Verde^{*} Carlos Magluta^{**} Ney Roitman^{**}

* Departamento de eléctrica y computación, Instituto de Ingeniería, Universidad Nacional Autónoma de México, Coyoacán D.F., México (e-mail: ftorreso@iingen.unam.mx, verde@unam.mx) ** Departamento de Ingeniería Civil, COPPE, Universidad Federal de Río de Janeiro, Ilha do Fundão, Brasil (e-mail: fclborges@hotmail.com, magluta@coc.ufrj.br, roitman@coc.ufrj.br)

Resumen: Este artículo presenta los resultados de una serie de experimentos realizados en una maqueta a escala de un *riser* de acero en catenaria que está en operación en Campos Basin, Brasil. La motivación principal para ejecutar estas pruebas —además de analizar y entender mejor el comportamiento dinámico de un *riser*— fue obtener un banco de registros de aceleración ante variaciones paramétricas de la estructura, con el fin de que los registros puedan ser empleados en la validación de algoritmos de identificación. Para exhibir la potencialidad de los resultados experimentales, se propuso emplear un método de identificación de parámetros para sistemas MDOF (Multiple Degree of Freedom) utilizando la transformada onduleta y la transformada de Hilbert.

Palabras clave: Sistemas marinos, tuberías, parámetros estructurales, identificación de parámetros, *risers* de acéro en catenaria.

1. INTRODUCCIÓN

Actualmente, la industria petrolera está involucrada en la producción de hidrocarburos en entornos cada vez más complejos, como el campo brasileño costa afuera Presal con yacimientos en aguas ultra-profundas (mayores a 7000 [m]). Por esta razón, y con el fin de reducir costos y asegurar que los sistemas de producción operen de manera confiable en ambientes hostiles, es fundamental comprender su comportamiento dinámico.

Los sistemas de producción costa afuera se componen de diferentes elementos de perforación, transporte y extracción, entre éstos destacan los *risers* marinos, que son tuberías verticales utilizadas para transportar fluidos (petróleo, gas, agua, etc.) entre los pozos y el sistema flotante de producción (FPS, acrónimo de *Floating Production System*).

Existen diferentes tipos de *riser*, cuyo uso depende de factores como la profundidad del mar, las condiciones ambientales, el tipo de plataforma, etc. Entre los *risers* más utilizados en aguas profundas están los de acero en catenaria (SCR, por su acrónimo en inglés de *Steel Catenary Riser*), cuya principal ventaja es su forma geométrica que les permite quedar colgados por su propio peso, evitando la necesidad de un sistema que les proporcione tensión. Otras ventajas son su flexibilidad ante los movimientos de la FPS y su bajo costo en relación con los precios de un *riser* vertical flexible.

Uno de los primeros SCR se conectó a la plataforma semisumergible P18 en el campo Marlim en Campos Basin, Brasil (Serta et al. (1996)) para el transporte de gas (ver Fig. 1).



Figura 1. Plataforma P18. Fuente de la fotografía: http://www.odebrechtonline.com.br

Al igual que todos los elementos de un sistema de producción sumergido, los SCR están sujetos a cargas dinámicas debidas a los movimientos del FPS, que a su vez son generados por el oleaje, el viento y las corrientes marinas. Estas fuerzas pueden provocar vibración en la estructuras durante el proceso de exploración y explotación. La vibración a su vez causa tensión mecánica en la estructura del *riser*, desencadenando problemas de fatiga y propagación de grietas, que ligadas al desgaste por corrosión interna (debido al hidrocarburo) requieren inspecciones y reparaciones costosas. Aunado al problema de vibración, está el hecho de que muchos de los campos petrolíferos marinos se encuentran en posiciones geográficas propensas a huracanes y tormentas. Esto hace a muchas instalaciones petroleras costa afuera más susceptibles a daños estructurales [4]. Así pues, para evitar consecuencias catastróficas y enormes daños económicos y al medio ambiente, es necesario tener un sistema de monitoreo automático que no interrumpa el proceso, adecuado para estimar continuamente cambios estructurales en los risers y que puedan indicar posibles daños irreversibles. Varias metodologías han sido desarrolladas para supervisar las condiciones estructurales; una de las más empleadas es el uso de datos de prueba dinámicos con la finalidad de actualizar continuamente los parámetros estructurales de un modelo matemático de la estructura, tales datos se obtienen utilizando registros de aceleración y técnicas de medición de vibraciones. A esta metodología se le conoce como Sistema de Monitoreo de Salud Estructural (Structural Health Monitoring, SHM, en inglés).

Para el diseño de un SHM aplicado a un SCR es necesario contar con un modelo matemático de su estructura y tener conocimiento de la contribución de todas las cargas a las que está sujeto y de los efectos correspondientes, es decir, tener un entendimiento correcto del comportamiento estático y dinámico del SCR. Por esta razón, es necesario tener modelos numéricos para realizar simulaciones con varias condiciones ambientales, pero también maquetas a escala que permitan la realización de pruebas en las que el SCR se someta a cargas y/o experimentos en los que se modifiquen los parámetros de la estructura (Morooka and Tsukada (2013)).

Así pues, lo anteriormente expuesto, es la motivación del trabajo que se presenta en este artículo, en el que se exhiben los resultados de un conjunto de pruebas llevadas a cabo en una maqueta de un SCR a escala, con el fin de que éstos puedan ser empleados para la identificación de los parámetros de su estructura.

Para mostrar la potencialidad de los experimentos, se presenta una metodología de identificación de parámetros utilizando onduletas, la transformada de Hilbert y los registros de aceleración medidos durante las pruebas en las que se modificó el amortiguamiento del SCR envolviéndolo con material viscoelástico.

En la Sección 2 se describe la configuración del banco de pruebas, en la Sección 3 se describen cada uno de las pruebas realizadas y los diferentes casos de experimentación, mientras que en la Sección 4 se presenta un método de identificación de parámetros utilizando onduletas y la transformada de Hilbert, así como su aplicación a la estimación del amortiguamiento de un SCR. Finalmente, en la Sección 5, se presentan las conclusiones de este trabajo.

2. DESCRIPCIÓN DEL BAN CO DE PRUEBAS

Los experimentos que se presentan en este artículo fueron llevados a cabo utilizando una maqueta a escala de un SCR que se encuentra en el laboratorio de estructuras de la Universidad Federal de Río de Janeiro. La maqueta es una reproducción de un SCR que opera en la plataforma P18 que se encuentra en Campos Basin, Brasil (Torres et al. (2008)). Su longitud es aproximadamente de 17 [m] y su estructura fue construida uniendo tubos de 6 [m] con conectores especiales.

En la parte inferior del riser —aproximadamente a 5 [m] del extremo— se instalaron dos acelerómetros manufacturados por Kyowa modelo ASW 1A. Uno de ellos fue ajustado para registrar mediciones en el plano de la catenaria (sobre el eje z) y el otro para medir fuera del plano (eje y). Además, en los extremos del SCR se instalaron también dos celdas de carga. En la Figura 2, se muestra un esquema de la configuración de emplazamiento de los dispositivos y sus desplazamientos sobre los ejes mencionados. En la



Figura 2. Imagen del prototipo y emplazamiento de los sensores



Figura 3. Emplazamiento de los acelerometros y sus ejes de desplazamiento

Figura 4, se muestra la configuración geométrica del SCR y una ecuación cuadrática que interpola las coordenadas x y y.

3. DESCRIPCIÓN DE LOS EXPERIMENTOS

El objetivo de los experimentos fue registrar los cambios producidos en la vibración del SCR cuando se modifica el



Figura 4. Configuración geométrica del SCR

amortiguamiento. Para esta modificación, capas de material visco
elástico fueron utilizadas para envolver el SCR. En este artículo, se presentan tres casos en los que se midió la aceleración en los eje
syyz. Los registros de aceleración y tensión fueron filtrados para la eliminación del ruido de medición. Después, fueron procesados utilizando la transformada rápida de Fourier, la transformada onduleta y la transformada de Hilbert.

Caso 1: El SCR sin material viscoelástico. **Caso 2:** El SCR tiene tiene seis capas de material viscoelástico con una separación entre cada una de ellas (ver Borges et al. (2014) para mayor detalles de las propiedades y características del material). **Caso 3:** El SCR tiene seis capas de material viscoelástico empatadas una con otra con el mismo material.

Para los tres casos, se aplicaron golpes de martillo para emular señales impulso cerca del acelerómetro sobre el ejez.

En la Fig. 5 se observa una comparación —en retrato de fase— de la respuestas de los acelerómetros para cada uno de los tres casos cuando los impactos fueron aplicados sobre el eje z. Podemos observar que para el Caso 1, las mediciones de aceleración exponen un mayor desplazamiento del SCR sobre el eje golpeado, ya que éste no cuenta con el material viscoelástico que le proporciona mayor amortiguamiento; en contraste en los Casos 2 y 3, se observa que la amplitud de los desplazamientos se reduce.

En la Figura 6, se muestra la respuesta en frecuencia —obtenida via la transformada rápida de Fourier— de los registros proporcionados por el acelerómetro instalado sobre el eje z. Se puede observar que las amplitudes de los modos de vibración se reducen para los Casos 2 y 3 a causa del material viscoelástico que proporciona amortiguamiento. Este hecho puede notarse también en la Figura 7 que muestra la respuesta en frecuencia del acelerómetro instalado sobre el eje y; sin embargo, ya que los golpes de martillo fueron sobre el eje z, la reducción de la amplitud de los modos de vibración es menor.

En el Cuadro 1, se listan los modos de vibración sobre el eje z para los tres casos, pudiéndose observar un ligero desplazamiento hacia la derecha de los modos de vibración cuando el amortiguamiento se incrementa.



Figura 5. Retrato de fase de la aceleración en z



Figura 6. Respuesta frecuencial de la aceleración sobre el ejez



Figura 7. Respuesta frecuencial de la aceleración sobre el eje \boldsymbol{y}

4. IDENTIFICACIÓN DE PARÁMETROS

La metodología utilizada en este artículo para la identificación del amortiguamiento de sistemas MDOF (Multiple Degree Of Freedom), se resume en los siguientes pasos:

Cuadro 1. Modos de vibración

Modo	Caso 1	Caso 2	Caso 3
1	0.3128	0.3418	0.3502
2	0.753	0.8072	0.824
3	1.405	1.451	1.472
4	2.254	-	-
5	3.246	0.313	3.432
6	4.328	4.231	4.332
7	5.673	5.832	5.86
8	7.327	-	-

- 1. Se identifican las frecuencias y el ancho de banda de los modos de vibración de la estructura utilizando la transformada rápida de Fourier.
- 2. Con la información del ancho de banda se ajustan los parámetros de la transformada onduleta y se aíslan los modos de vibración.
- 3. Se obtiene la respuesta temporal de cada modo de vibración.
- 4. Se calcula la transformada de Hilbert para cada respuesta temporal con el fin de extraer su respectiva envolvente exponencial.
- 5. Se calcula el logaritmo natural de las envolventes para obtener su pendientes.
- 6. Se calculan los factores de amortiguamiento de cada modo de vibración.

4.1 Transformada de Hilbert para el cálculo del factor de amortiguamiento

La respuesta al impulso de un sistema de un sólo grado de libertad (SDOF, acrónimo de Single Degree Of Freedom) viscosamente amortiguado es:

$$x(t) = Ae^{-\zeta\omega_n t} \sin\left(\omega_d t\right) \tag{1}$$

donde A es la magnitud, ω_n es la frecuencia angular no amortiguada, ω_d es la frecuencia angular amortiguada $(\omega_d = \omega_n \sqrt{1 - \zeta^2})$ y ζ es el factor de amortiguamiento.

Uno de los procedimientos más simples para estimar ζ es calcular la envolvente exponencial de la ecuación (1) —que contiene a la respuesta temporal oscilatoria del acelerómetro— utilizando la transformada de Hilbert que para una señal x(t) se define como (King (2009)):

$$X_H(t) = \frac{1}{\pi} \int_{-\infty}^{\infty} \frac{x(\tau)}{t - \tau} d\tau$$
(2)

Esta transformación puede emplearse para calcular una nueva señal a partir de la señal original con la misma amplitud y contenido frecuencial, incluyendo la fase de la señal original. Entonces, combinando dos señales de la siguiente forma:

$$\bar{x}(t) = x(t) - iX_H(t) \tag{3}$$

donde la parte real es la señal original y la parte imaginaria es un versión de la original desfasada 90°. La magnitud de la señal compuesta (3) es la envolvente de la original. Cuando la envolvente es graficada a una escala logarítmica natural, la gráfica resultante es una línea recta. Entonces, se puede emplear la pendiente de esta línea para estimar el factor de amortiguamiento.

Así pues, calculando la transformada Hilbert de la respuesta al impulso del sistema SDOF (1) se tiene:

$$X_H = A e^{-\zeta \omega_n t} \cos \omega_d t \tag{4}$$

La señal compuesta, según la ecuación (3), para el sistema (1) es entonces:

$$\bar{x}(t) = Ae^{-\zeta\omega_n t} (\sin\omega_d t - i\cos\omega_d t)$$
(5)

La magnitud de la señal compuesta (5) elimina la componente oscilatoria, y proporciona la envolvente exponencial de la siguiente manera

$$|\bar{x}(t)| = \sqrt{Ae^{-\zeta\omega_n t}(\sin\omega_d t - i\cos\omega_d t)} = Ae^{-\zeta\omega_n t} \quad (6)$$

Calculando el logaritmo natural de cada término de la expresión (6) se obtiene la ecuación

$$\ln |\bar{x}(t)| = \ln (A) - \zeta \omega_n t = \ln (A) - mt$$

que es la ecuación de la recta cuya pendiente m ayuda a calcular el factor de amortiguamiento de la siguiente manera

$$\zeta = \frac{m}{\omega_n}$$

Este procedimiento puede extenderse para sistemas MDOF con multiples modos de vibración como los que se exhiben en la respuesta del SCR (ver Fig. 6 y Fig. 7); sin embargo, los modos de vibración deben aislarse para obtener la respuesta temporal de cada modo. Esta tarea puede llevarse a cabo utilizando multiple filtros o una herramienta más sofisticada como la transformada onduleta.

4.2 Transformada onduleta

La transformada onduleta se define como la convolución de la señal y(t) con una familia de funciones $\Psi_{a,b}$. Considerando que se busca escalar tanto el tiempo como la frecuencia, la familia de funciones u onduletas con que se se convoluciona la señal y(t) se expresa como

$$\Psi_{a,b} = |a|^{-1/2} \Psi\left(\frac{t-b}{a}\right) \quad a \in \mathbb{R}^+, b \in \mathbb{R}$$
(7)

en donde a la onduleta madre se le asignan los parámetros a = 1 y b = 0.

Al tener en cuenta que la convolución entre señales permite analizar el grado de similitud entre ellas, la convolución entre y(t) y los elementos de la familia $\Psi_{a,b}(t)$ permite escalar el tiempo y la frecuencia en el plano tiempofrecuencia. Se observa de la ecuación (7) que para |a| > 1 se generan funciones dilatadas en el tiempo y en consecuencia la resolución frecuencial aumenta en el plano tiempofrecuencia, para |a| < 1 ocurre lo contrario y las onduletas se comprimen. Así, el parámetro *a* desempeña el papel de la inversa de la frecuencia en la función. La traslación del tiempo de la familia de onduletas se ajusta con el parámetro *b*.

La transformada onduleta para una señal continua denotada CWT (*Continous Time Wavelet Transform*) se expresa como:

$$CWT(a,b) = \int_{-\infty}^{+\infty} y(t)\Psi_{a,b}(t)dt = \langle y, \Psi_{a,b} \rangle$$
 (8)

La teoría permite mostrar que la convolución con los varios niveles de onduletas es equivalente a filtrar la señal y(k)con familia de funciones de transferencia correspondientes a varias escalas de frecuencia. La descomposición se hace de manera recursiva con una serie de filtros pasa-bajas h(k) y pasa-altas g(k), como se aprecia en la Figura 8.

Así, al filtrar la señal de manera recursiva en cada nivel j o etapa de filtrado, se genera el coeficiente de aproximación a^j de baja frecuencia y de detalle d^j de alta frecuencia, como se aprecia en la descomposición diádica de la Fig. 9. En general, los detalles d^j representan los coeficientes de onduletas a una cierta escala y al analizarlos se tiene una idea de la energía de la señal en una banda definida de frecuencias.



Figura 8. Descomposición de y(t) en aproximaciones con un banco de filtros; \downarrow denota tomar una muestra cada dos periodos de muestreo Verde et al. (2013)



Figura 9. Descomposición diádica Verde et al. (2013)

Al final de la descomposición J se podría representar la señal original como:

$$y(k) = a^{j}(k) + \sum_{j=1}^{J} d^{j}(k)$$
(9)

Es este trabajo se considera la onduleta Morlet (Grossmann and Morlet (1984)) como se hizo en el trabajo Ruzzene et al. (1997) que se expresa

$$g(t) = e^{j\omega_0 t} e^{-t^2/2}$$
(10)
donde ω_0 es la frecuencia de la onduleta.

Si se considera una señal armónica simple

$$x(t) = k(t)\cos\left(\varphi(t)\right)t$$
(11)

donde k(t) y $\varphi(t)$ son las funciones variantes en el tiempo de la envolvente y la fase, la transformada onduleta de x(t) se expresa

$$W(a,b) = \sqrt{ak(t)}e^{-(a\varphi(t)-\omega_0)^2}e^{j\phi(t)b}$$
(12)

donde

$$|W(a,b)| = \sqrt{ak(t)}e^{-(a\varphi(t)-\omega_0)^2}$$
$$\angle [W(a,b)] = \varphi(t)b \tag{13}$$

A partir del conjunto de ecuaciones (13) se puede calcular entonces la fase y la envolvente de la señal armónica. Esto para el caso de un sistema SDOF (1) es:

$$k(t) = \frac{|W(a,b)|}{\sqrt{a}e^{-(a\varphi(t)-\omega_0)^2}} = Ae^{-\zeta\omega_n t}$$

$$\phi(t) = \angle[W(a,b)] = \omega_d t \tag{14}$$

Este resultado es muy útil para un sistema SDOF, pero como ya se ha mencionado, la transformada onduleta es muy útil cuando la señal analizada es la respuesta libre de un sistema MDOF. Ésto debido a que el mapa tiempofrecuencia permite aislar cada modo de vibración de los demás, seleccionando adecuadamente el ancho de banda con las frecuencias correspondientes del modo de interés. El desacoplamiento automático realizado por la transformada onduleta puede entenderse mejor expresando la respuesta en un punto del sistema MDOF como la superposición de los n modos mas relevantes de la estructura, esto es:

$$x(t) = \sum_{j=1}^{n} A_j e^{-\zeta_j \omega_{nj} t} \sin\left(\omega_{dj} t\right)$$
(15)

donde j es el índice del modo.

La transformada onduleta es un transformación lineal, así que la trasformada onduleta de x(t) definida en la ecuación (15) es, a partir de la ecuación (12):

$$W_{j}(a,b) = \sqrt{a} \sum_{j=1}^{n} A_{j} e^{-\zeta_{j}\omega_{nj}t} e^{-(a\omega_{dj}-\omega_{0})^{2}} e^{j\omega_{dj}b}$$
(16)

El término $e^{-(a\omega_{dj}-\omega_0)^2}$ es una ventana Gaussiana en el dominio de la frecuencia que opera como un filtro pasa banda. Para un valor fijo del parámetro de dilatación $(a = a_j = \frac{\omega_0}{2\pi f})$, sólo el modo cuya frecuencia es frecuencia es:

$$\omega_{dj} = \frac{\omega_0}{a_j} \to e^{-(a\omega_{dj} - \omega_0)^2} \cong 1 \tag{17}$$

da una contribución relevante en la ecuación (16)

Por esta razón, para $a = a_j$:

$$W_j(a,b) = \sqrt{a_j} \sum_{j=1}^n A_j e^{-\zeta_j \omega_{nj} t} e^{j\omega_{dj} b}$$
(18)

Así pues, utilizando (14), se puede estimar el factor de amortiguamiento y la frecuencia asociada al modo aislado j.

Para la aplicación de esta metodología en la maqueta del SCR, se utilizó la respuesta en frecuencia al impulso unitario mostrado en la Fig. 6, con el fin de identificar el ancho de banda de los modos de vibración. Con esta información, se ajustaron los parámetros $a \ y \ b$ de la transformada onduleta dada por la ecuación (8) para aislar los modos de vibración. Una vez aislados, se graficó la respuesta temporal de cada modo (ver Fig. 10).

El proceso para calcular el amortiguamiento de cada modo se muestra en la Fig. 11. En la imagen (a) se muestra la respuesta temporal del primer modo de vibración y su envolvente exponencial, en la imagen (b) se expone la misma respuesta temporal en una ventana de tiempo con el fin de apreciar a detalle el decaimiento en el tiempo. En la imagen (c) se muestra sólo la envolvente de la respuesta temporal y en la imagen (d) el decaimiento de la envolvente en escala logarítmica para el computo de la pendiente, así como la ecuación de una aproximación lineal.

El proceso mostrado en la Figura 11 se repitió para cada modo de vibración. Al final, se obtuvo el conjunto de valores de amortiguamiento listado en la Tabla 2 para cada modo de vibración y para cada caso. En esta tabla, se puede notar el incremento de amortiguamiento gracias al material viscoelástico.



Figura 10. Respuesta temporal de cada modo aislado



Figura 11. Extracción e interpolación de la envolvente del modo 1

5. CONCLUSIONES

Este trabajo presentó los resultados de una serie de pruebas en un SCR reducido a escala al que se le modificó —con material viscoelástico— el factor de amortiguamiento a lo largo de su estructura. La finalidad de esta modificación fue obtener una serie de registros de aceleración a partir de los cuales se pudieran identificar y cuantificar los cambios. Para mostrar la utilidad de la experimentación, se llevó a

Mada	Casa 1	Case 9	Case 2
Modo	Caso 1	Caso 2	Caso 3
1	0.5759	0.7698	1.0053
2	0.37587	1.8441	2.2944
3	0.27856	1.4976	3.4588
4	0.25692	-	-
5	0.35822	1.6424	2.1206
6	0.369	1.2853	1.5682
7	0.84183	1.0955	1.9388
8	0.3249	-	-

Cuadro 2. Factores de amortiguamiento esti-

mados

cabo una metodología de identificación de parámetros utilizando la transformada onduleta para separar los modos de vibración del SCR y obtener la respuesta temporal de los modos aislados; y la transformada Hilbert para extraer la envolvente de la respuesta temporal al impulso de cada modo de vibración. Los cambios de amortiguamiento fueron identificados y cuantificados satisfactoriamente por la metodología propuesta.

6. AGRADECIMIENTOS

Este trabajo ha sido financiado por DGAPA-UNAM y por el fondo de colaboración internacional del Instituto de Ingeniería de la UNAM. Realizado en colaboración y en las instalaciones de la Universidad Federal de Río de Janeiro.

REFERENCIAS

- Borges, F.C.L., Roitman, N., Magluta, C., Castello, D.A., and Franciss, R. (2014). A concept to reduce vibrations in steel catenary risers by the use of viscoelastic materials. *Ocean Engineering*, 77, 1–11.
- Grossmann, A. and Morlet, J. (1984). Decomposition of hardy functions into square integrable wavelets of constant shape. *SIAM journal on mathematical analysis*, 15(4), 723–736.
- King, F.W. (2009). *Hilbert transforms*, volume 2. Cambridge University Press Cambridge, UK.
- Morooka, C.K. and Tsukada, R.I. (2013). Experiments with a steel catenary riser model in a towing tank. *Applied Ocean Research*, 43, 244–255.
- Ruzzene, M., Fasana, F., Garibaldi, L., and Piombo, B. (1997). Natural frequencies and dampings identification using wavelet transform: Application to real data. *Mechanical systems and signal processing*, 11(2), 201–218.
- Serta, O., Mourelle, M., Grealish, F., Harbert, S., Souza, L., et al. (1996). Steel catenary riser for the marlim field fps p-xviii. In *Offshore Technology Conference*. Offshore Technology Conference.
- Torres, A.L.F.L., Mourelle, M.M., Senra, S.F., Gonzalez, E.C., and Lima, J. (2008). Influence of fatigue issues on the design of SCRs for deepwater offshore Brazil. In Offshore Technology Conference. Offshore Technology Conference.
- Verde, C., Gentil, S., and Morales-Menéndez, R. (2013). Monitoreo y diagnóstico de fallas en sistemas dinámicos. Trillas-Instituto de Ingeniería UNAM.