

MODELACIÓN NUMÉRICA Y EXPERIMENTAL DE UN TANQUE DE ALMACENAMIENTO DE AGUA COMO AMORTIGUADOR PASIVO

Juan Carlos Botero Palacio ¹, Giovanni Martínez Martínez ²

¹Docente investigador Universidad EAFIT, Doctor en Estructuras Universidad Autónoma Nacional de México, Coordinador de la Especialización en Ingeniería sismorresistente Universidad EAFIT. Carrera 49 N° 7 Sur - 50 Medellín – Colombia jcbotero@eafit.edu.co

²Docente investigador del Politécnico Colombiano Jaime Isaza Cadavid, Ingeniero Civil y especialista en Estructuras de la Universidad Nacional de Colombia sede Medellín, Magister en Ingeniería Sismorresistente de la Universidad EAFIT. Carrera 48 N° 7-151 Medellín – Colombia gjmartinez@elpoli.edu.co

RESUMEN

Un amortiguador pasivo, es un mecanismo que reduce las oscilaciones horizontales de estructuras de gran variedad, sin requerir de fuentes de energía externa. Estos amortiguadores reciben el nombre genérico de TMD (Tuned Mass Damper), cuyo componente amortiguador lo conforma una masa sólida, que se mueve en dirección contraria al movimiento de la estructura; si la masa componente es líquida recibe el nombre de TLD (Tuned Liquid Damper).

En este artículo, se analiza los TMD genéricos y experimentalmente una variedad de los TLD, los TLCD, modelo que consiste en un sistema de amortiguación mediante el movimiento de masa líquida, a lo largo de un tanque en forma de U.

Palabras clave: Amortiguador pasivo, TMD, TLD, TLCD.

Recibido:17 de Abril de 2009. Aceptado:30 de Junio de 2009

Received: April 17, 2009. Accepted: June 30, 2009

NUMERICAL AND EXPERIMENTAL MODELING OF A WATER STORAGE TANK AS A PASSIVE SHOCK ABSORBER

ABSTRACT

A passive absorber is a mechanism that reduces the horizontal oscillations of structures of great variety, without needing of sources of external energy. These absorbers receive the generic name TMD (Tuned Mass Damper), which absorber component is composed by a solid mass, which moves in the opposite direction to the movement of the structure; if the mass component is liquid it is called TLD (Tuned Liquid Damper).

In this paper, the generic TMD are analyzed and experimentally a variety of the TLD, the TLCD, model who consists of a system of damper by means of the movement of liquid mass, along a U-shaped tank.

Keywords: *Passive absorber, TMD, TLD, TLCD.*

1. INTRODUCCIÓN

El concepto de amortiguador de vibración sintonizado (Tuned Vibration Absorbers) fue introducido por primera vez por Frahm [1]. Años después, J. P. Den Hartog [2] publica el libro Mechanical Vibrations, donde se muestran las aplicaciones en el campo de la industria de los amortiguadores de masa a través de modelos de uno y dos grados de libertad, siendo esta una de las referencias bibliográficas más citadas.

Los sistemas de atenuación pasivos, surgen como una alternativa para aportar en el control de los desplazamientos laterales; es un método popular y económico, y que complementa el trabajo que realizan los elementos estructurales, además, que no necesitan de una fuente externa de energía.

Entre los modelos pasivos, se cuentan con los aisladores de base, los disipadores de energía y los amortiguadores de masa. Los amortiguadores de masa TMD (Tuned Mass Dampers) y los amortiguadores de masa líquidos TLD (Tuned Liquid Dampers) son mecanismos donde se aprovecha la fuerza inercial que poseen y son creados con la idea de que su fuerza inercial ejecute una acción de empuje en sentido contrario a las del movimiento de la estructura. En el caso de los amortiguadores de masa líquidos, su masa la conforman fluidos de diferentes características, en especial de agua, ya que esta hace parte del abastecimiento que se le da a una edificación en tanques receptores ubicados en la parte superior.

Cuando el tanque receptor del líquido es de geometría rectangular o esférica, el amortiguador de masa líquido recibe el nombre de TLSD (Tuned Liquid Sloshing Damper) y si el tanque tiene una geometría en forma de U recibe el nombre de TLCD (Tuned Liquid Column Damper). El amortiguador de masa Tuned Mass Dampers (TMD) es el más general de todos los amortiguadores. Su planteamiento matemático se basa en un sistema de dos grados de libertad, con una masa principal y una masa superior o disipadora. El conocimiento del análisis matemático y analítico de este tipo de modelo, es importante al momento de analizar otras variedades de amortiguadores, como los TLSD o los TLCD.

El objeto de estudio de este trabajo, es el TLCD, que es un sistema que se ajusta automáticamente al movimiento de la estructura dentro de un rango

determinado de frecuencias, gracias a la presencia de disipadores de energía en la sección transversal del tanque. El mecanismo de disipación más sencillo y comúnmente empleado consiste en restringir el libre paso del flujo por la sección transversal mediante una o varias pestañas con orificios localizadas en la parte horizontal del tanque. Existe buena documentación en la literatura con respecto a la efectividad de diferentes geometrías del tanque y las relaciones óptimas de diferentes parámetros como la relación entre la relación de frecuencias de los sistemas y el coeficiente de pérdidas de energía causadas por la presencia de los disipadores en la sección transversal del tanque. Sin embargo, hay poca información experimental referente a la relación que existe entre el coeficiente de pérdidas y el tamaño del orificio en las pestañas disipadoras del TLCD [3].

2. MODELACIÓN NUMÉRICA DE UN TMD

En las figuras 1, 2 y 3, se muestran los tres modelos de sistemas de dos grados de libertad que se analizarán. Se aprecia, que se diferencian en la presencia o no del amortiguamiento en la masa de la estructura y de la masa disipadora.

En los modelos 1 y 2, se puede calcular de manera analítica, los valores propios, la amplitud máxima y valores óptimos de la relación de masas y de frecuencias, que minimizan el desplazamiento de la estructura.

En el modelo 3, debido a la doble presencia del amortiguamiento, no se puede calcular de manera analítica los valores óptimos de frecuencia y relación de masas, por lo que se debe recurrir a los métodos numéricos. Este esquema es el que representa un tanque de almacenamiento de agua ubicado en la parte superior de una edificación.

En la masa de la estructura se aplica una carga armónica $F = P_0 \text{Sen} (t)$.

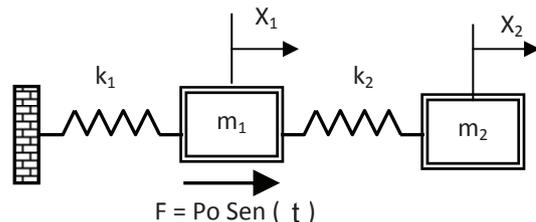


Fig.1. Modelo 1 – sin amortiguamiento

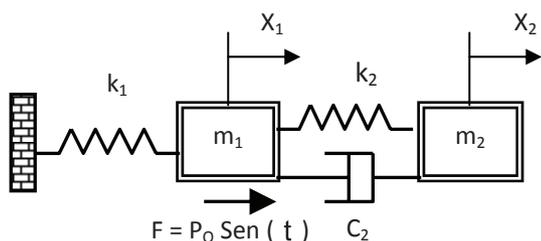


Fig.2. Modelo 2 – amortiguamiento masa disipadora

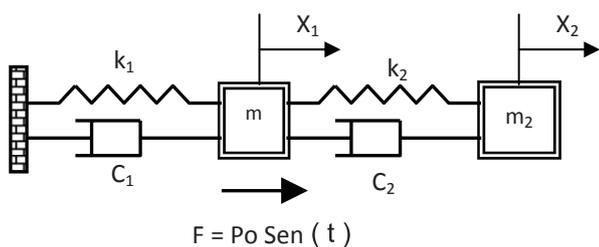


Fig.3. Modelo 3 – amortiguamiento en ambas masas

Donde:

m_1, m_2 : masa de la estructura y de la masa disipadora respectivamente.

k_1, k_2 : rigidez de la estructura y de la masa disipadora respectivamente.

C_1, C_2 : constante de amortiguamiento de la estructura y de la masa disipadora respectivamente.

F, ω : carga armónica en la estructura y frecuencia de la excitación.

2.1 Análisis Modelo 1

Este modelo es el más básico de los tres. Se calcula de forma analítica, las frecuencias naturales de vibración, del sistema principal como del amortiguador. Se hallan las ecuaciones de la amplitud máxima y de los desplazamientos del sistema principal como del sistema amortiguador.

La ecuación dinámica de este modelo es:

$$\begin{bmatrix} m_1 & 0 \\ 0 & m_2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{X}_1 \\ \ddot{X}_2 \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} k_1+k_2 & -k_2 \\ -k_2 & k_2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} X_1 \\ X_2 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} P_0 \\ 0 \end{Bmatrix} \text{Sen}(\omega t) \quad (1)$$

La solución es del tipo:

$X_1 = a \text{ Sen}(\omega t)$ = desplazamiento de la masa de la estructura.

$X_2 = b \text{ Sen}(\omega t)$ = desplazamiento de la masa superior o masa disipadora.

$$a = \frac{P_0}{k_1} \frac{\left[1 - \left(\frac{\omega}{\omega_2} \right)^2 \right]}{\left[1 + \mu \left(\frac{\omega_2}{\omega_1} \right)^2 - \left(\frac{\omega}{\omega_1} \right)^2 \right] \left[1 - \left(\frac{\omega}{\omega_2} \right)^2 \right] - \mu \left(\frac{\omega_2}{\omega_1} \right)^2} \quad (2)$$

$$b = \frac{P_0}{k_1} \frac{1}{\left[1 + \mu \left(\frac{\omega_2}{\omega_1} \right)^2 - \left(\frac{\omega}{\omega_1} \right)^2 \right] \left[1 - \left(\frac{\omega}{\omega_2} \right)^2 \right] - \mu \left(\frac{\omega_2}{\omega_1} \right)^2} \quad (3)$$

Donde:

a, b : amplitud máxima de la estructura y de la masa superior respectivamente.

ω_1, ω_2 : frecuencia de la estructura y de la masa superior respectivamente.

μ : relación de masas = m_2/m_1 .

Las dos frecuencias naturales de vibración del sistema se hallan bajo la condición de resonancia y son:

$$\omega = \sqrt{\frac{\omega_1^2 + (1+\mu)\omega_2^2}{2} \pm \sqrt{\frac{\omega_1^4 + (1+\mu)^2\omega_2^4 - 2(1-\mu)\omega_1^2\omega_2^2}{4}}} \quad (4)$$

Para que la masa superior efectúe su labor de amortiguador, el sistema original, masa inferior mas masa superior, debe estar en resonancia, es decir, $\omega_1 = \omega_2$. El trabajo del amortiguador es importante cuando el sistema original esté en resonancia o muy cercana a ella. En la ecuación (4) se hace el reemplazo $\omega_1 = \omega_2$ resultando:

$$\left(\frac{\omega}{\omega_2} \right)^2 = \left(1 + \frac{\mu}{2} \right) \pm \sqrt{\frac{\mu^2}{4} + \mu} \quad (5)$$

Gráficamente, la ecuación (5) se observa en la figura 4:

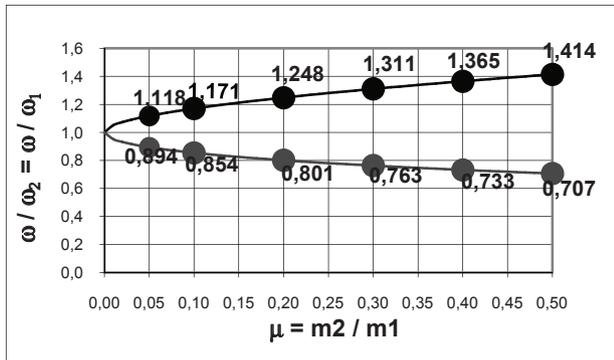


Fig. 4. Frecuencias naturales de vibración en la resonancia para diferentes relaciones de masas.

En la figura (5) se muestra el comportamiento de la amplitud normalizada de la estructura para una relación de masas del cinco por ciento.

Las asíntotas verticales corresponden a las frecuencias naturales de vibración, ubicadas en las abscisas 0.894 y 1.118 (ver figura 4).

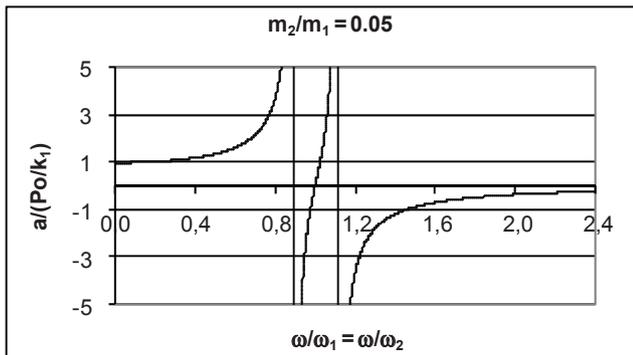


Fig. 5. Amplitud normalizada de la masa principal para $\mu = 0.05$

2.2 Análisis Modelo 2

La ecuación dinámica de este modelo es:

(6)

$$\begin{bmatrix} m_1 & 0 \\ 0 & m_2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{X}_1 \\ \ddot{X}_2 \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} C_2 & -C_2 \\ -C_2 & C_2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{X}_1 \\ \dot{X}_2 \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} k_1+k_2 & -k_2 \\ -k_2 & k_2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} X_1 \\ X_2 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} Po \text{Sen}(\omega t) \\ 0 \end{Bmatrix}$$

La solución que representa la amplitud máxima de la estructura es:

$$\left(\frac{a}{Po/k_1} \right)^2 = \frac{(2\xi_2 r f)^2 + (f^2 - r^2)^2}{(2\xi_2 r f)^2 (r^2 - 1 + \mu r^2)^2 + [(r^2 - 1)(r^2 - f^2) - \mu f^2 r^2]^2} \quad (7)$$

Donde:

ξ_2 : fracción de amortiguamiento crítico del amortiguador.

$f = \omega_2 / \omega_1$: relación de frecuencias.

$r = \omega / \omega_1$: relación de frecuencia de excitación sobre frecuencia de la estructura.

La ecuación (7) evalúa la amplitud máxima de la estructura en función de: r , f , μ y ξ_2 . En la figura (6) se muestra la ecuación (7), para una relación de masas de 0.05, una relación de frecuencias igual a 1, y variando el amortiguamiento de la masa superior. Comparándola con la gráfica de la figura (5), las asíntotas han desaparecido y como era de esperarse, las crestas de amplitud han disminuido.

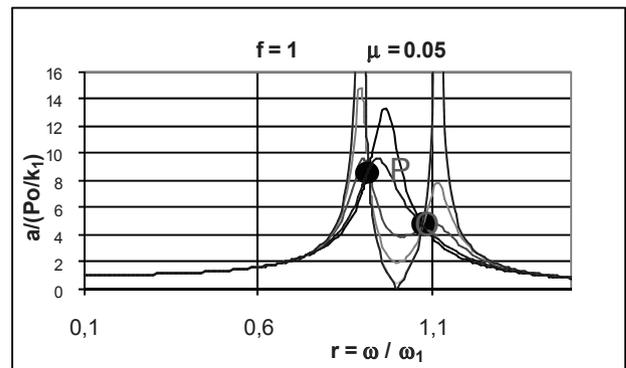


Fig. 6. Amplitud de la masa principal para diferentes amortiguamientos con $f = 1$ y $\mu = 0.05$.

Se observa que todas las curvas, independiente del valor del amortiguamiento, pasan por los puntos P y Q. De esta forma, los valores de las abscisas en esos puntos, son los mismos y se pueden calcular utilizando la ecuación (7). En la ecuación (8) se muestra su resultado:

$$r^4 - 2r^2 \left(\frac{1 + \mu f^2 + f^2}{2 + \mu} \right) + \frac{2f^2}{2 + \mu} = 0 \quad (8)$$

La ecuación (8), es una ecuación con dos raíces correspondientes a los valores de las abscisas de los puntos P y Q respectivamente. Se comprueba, que los valores de las abscisas de r no dependen del amortiguamiento y queda expresada en términos de la relación de masas μ y de la relación de frecuencias f . Al sustituir la ecuación (8) en (7) se obtiene:

$$f = \frac{1}{1+\mu} \quad (9)$$

El valor de f obtenido, es el valor óptimo que minimiza aún más la cresta de la amplitud máxima. Con el valor de f de la ecuación (9) la amplitud debe ser mínima que cuando $f=1$.

Reemplazando el valor de f y r hallado en la ecuación (7) se obtiene la siguiente gráfica:

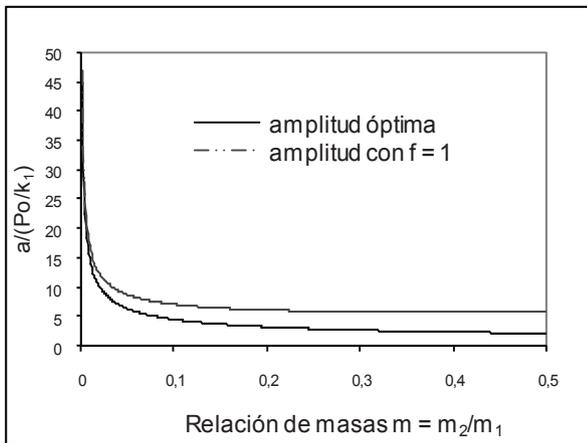


Fig. 7. Amplitudes óptimas de la estructura para diferentes relaciones de masa.

En la figura (7) se comparan las amplitudes máximas óptimas, donde se observa cómo cuando $f = 1/(1+\mu)$, las amplitudes son menores que cuando f es igual a uno.

Finalmente, se halla una expresión para un valor de amortiguamiento óptimo $\xi_{2 \text{ óptimo}}$. Se reemplaza el valor de f de la ecuación (9) en la ecuación (7) para hacerla aplicable al caso óptimo.

$$\begin{bmatrix} m_1 & 0 \\ 0 & m_2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{X}_1 \\ \ddot{X}_2 \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} C_1 + C_2 & -C_2 \\ -C_2 & C_2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{X}_1 \\ \dot{X}_2 \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} k_1 + k_2 & -k_2 \\ -k_2 & k_2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} X_1 \\ X_2 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} P_o \text{ Sen}(\omega t) \\ 0 \end{Bmatrix} \quad (12)$$

La ecuación que representa la amplitud de la estructura viene dada por:

$$\left(\frac{a}{P_o}\right)^2 = \frac{(k_2 - m_2 \omega^2)^2 + \omega^2 C_2^2}{[(k_1 - m_1 \omega^2)(k_2 - m_2 \omega^2) - k_2 m_2 \omega^2 - \omega^2 C_1 C_2]^2 + \omega^2 [C_2(-m_1 \omega^2 + k_1 - m_2 \omega^2) + C_1(-m_2 \omega^2 + k_2)]^2} \quad (13)$$

Puede observarse, si $C_1 = 0$ y $C_2 = 0$ se obtiene el modelo 1. Si $C_1 = 0$ se obtiene el modelo 2.

La expresión resultante se deriva con respecto a r obteniéndose así la pendiente, la que se iguala inicialmente en el punto P para después despejar $\xi_{2 \text{ óptimo}}$. Lo mismo para el punto Q, obteniéndose el siguiente resultado:

$$\xi_{2 \text{ óptimo}} = \sqrt{\frac{\mu \left(3 \pm \sqrt{\frac{\mu}{\mu + 2}} \right)}{8(1 + \mu)}} \quad (10)$$

Si se toma un promedio, resulta:

$$\xi_{2 \text{ prom}} = \sqrt{\frac{3\mu}{8(1 + \mu)}} \quad (11)$$

En la figura (8), se observa el comportamiento de la ecuación (11):

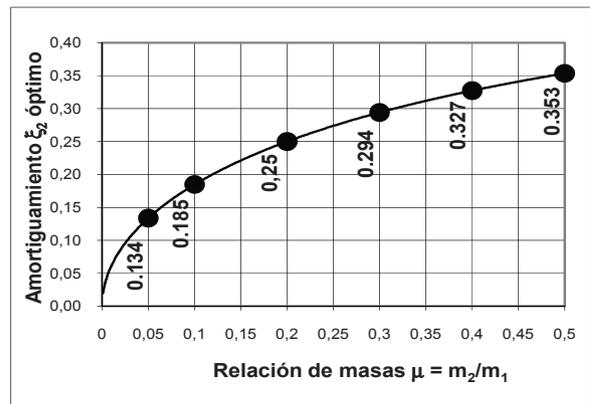


Fig. 8. Amortiguamiento óptimo para diferentes relaciones de masa

2.3 Análisis Modelo 3

En este modelo se tiene en cuenta los amortiguamientos de la masa disipadora y el amortiguamiento de la estructura. La ecuación dinámica de este modelo es:

Se realiza una transformación de variables resultando:

$$\left(\frac{a}{Po/k_1}\right)^2 = \frac{(2 \xi_2 r f)^2 + (f^2 - r^2)^2}{[2 \xi_2 r f (-r^2 + 1 - \mu r^2) + 2 \xi_1 r (-r^2 + f^2)]^2 + [(r^2 - 1)(r^2 - f^2) - \mu f^2 r^2 - 4 \xi_1 \xi_2 f r^2]^2} \quad (14)$$

Donde:

ξ_1 : fracción de amortiguamiento crítico de la estructura.

La ecuación (14) representa el valor de la amplitud de la masa de la estructura y queda representada en término de 5 parámetros: ξ_1 , ξ_2 , μ , r y f . A diferencia del modelo 2, la ecuación (14) no es independiente del amortiguamiento por lo cual el cálculo de los valores óptimos de la relación de frecuencias f y del amortiguamiento de la masa superior se debe realizar por métodos numéricos. Para graficar la ecuación (14) se dejan fijos los parámetros (relación de masas) y ξ_1 (fracción de amortiguamiento crítico del sistema principal) y se varían los parámetros f (relación de frecuencias) y ξ_2 (fracción de amortiguamiento crítico del amortiguador). En el eje de las abscisas queda la variable r y en el eje de las ordenadas la amplitud normalizada del sistema principal. Como ejemplo inicial, se fijan los siguientes valores $\mu=0.1$, $\xi_1=0.05$ y se realiza una prueba de optimización numérica, para hallar los valores óptimos de f y ξ_2 que minimicen el desplazamiento de la estructura. En la figura (9) se muestra el resultado este proceso.

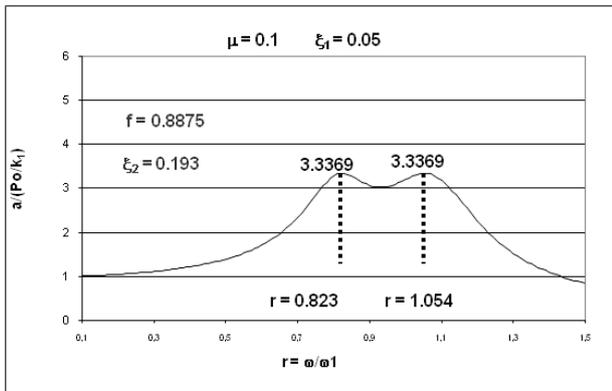


Fig. 9. Amplitud óptima de la masa principal para: $\mu = 0.1$ y $\xi_1 = 0.05$

En la figura 10, se confronta el comportamiento de un sistema de 1 grado de libertad sin masa amortiguadora y otro sistema de 2 grados de libertad con masa amortiguadora, para varias relaciones de frecuencia y de amortiguamiento de la masa superior. En esta gráfica general está incluida la curva óptima de la figura (9). La reducción de la amplitud de la masa de la estructura, es del orden del 67% con respecto al valor óptimo. Las figuras (10) y (11) otras gráficas de interés, con los valores óptimos para diferentes combinaciones.

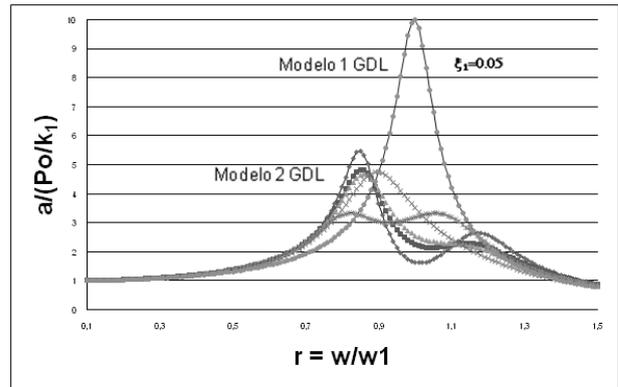


Fig. 10. Comparación amplitud modelo de 2 GDL (con atenuador) con el de 1 GDL (sin atenuador).

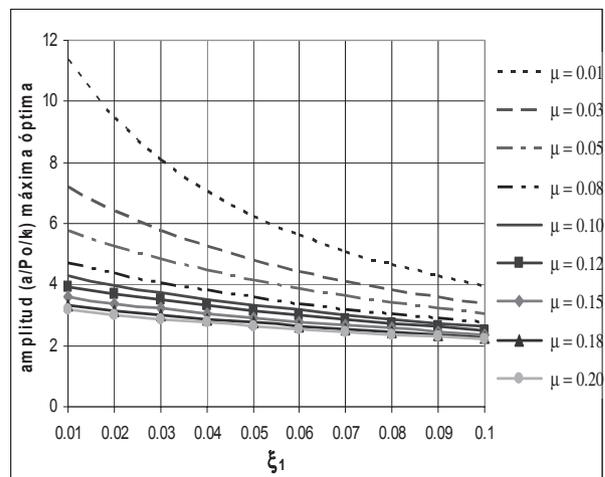


Fig. 11. Relación de valores óptimos ξ_1 vs amplitud

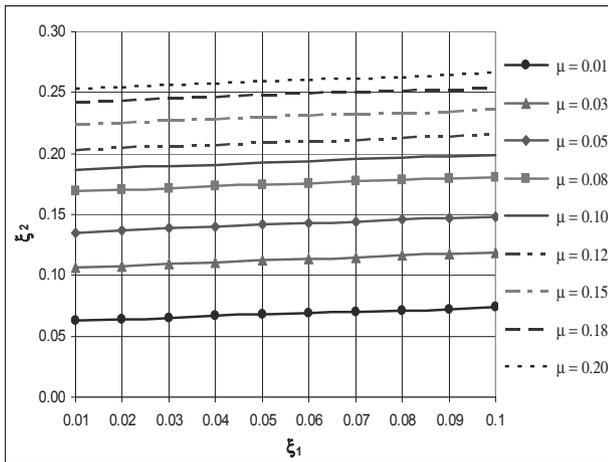


Fig. 12. Relación de valores óptimos ξ_1 vs ξ_2

3. ANÁLISIS EXPERIMENTAL DE UN TLCD

El uso de tanques de amortiguación líquidos TLCD como atenuadores sísmicos, ha sido evaluado por diferentes investigadores para constatar su efectividad [4],[3]. Este es el caso de Balendra [5] y Wu [3] que llevaron a cabo diversos experimentos que tienen su base en un modelo físico matemático el cual es calibrado de manera experimental. Tanto uno como el otro presentan experimentos tipo en los que se utilizan tanques en U con un solo orificio y de geometría constante en el caso de Balendra [5] y con un orificio y geometría variable en el caso de Wu [3]. Los experimentos realizados en esta investigación, cuyos resultados se presentan en este artículo, se asemejan a los realizados por Wu [3] pero buscan aportar información con relación, no a la variación de la geometría del tanque sino a la inclusión de no sólo uno, sino dos o tres orificios en el tanque lo que hace que el comportamiento del fluido varíe y por tanto la respuesta del dispositivo a la vibración a la que es sometido. Todo el diseño experimental está orientado a obtener datos que permitan calcular el coeficiente de pérdidas de los orificios en cada tanque, y así conocer su comportamiento como atenuador de energía.

3.1 Modelo de tanque experimental

Para la parte experimental, se construyeron dos tanques en acrílico en forma de U y se llenaron con agua fijando la altura de la columna de líquido al interior del tanque en 270 mm medidos desde el fondo del tanque, como se muestran en la Figura 16, donde:

L : Longitud del líquido, medido por la línea a lo largo de la sección del tubo

L_h : Longitud horizontal del líquido, medido por la misma línea de L .

L_v : Longitud vertical del líquido, medido por la misma línea de L .

A : Sección transversal del tanque. Para este caso siempre constante.

Este tanque con agua se colocó en una mesa vibratora previamente calibrada con un acelerómetro, que permitía variar la frecuencia de oscilación para un desplazamiento horizontal constante. A su vez, estos tanques tienen la opción de agregarles, 1, 2 o 3 disipadores ó pestañas en la parte inferior, como muestran las figuras 14, 15 y 16.

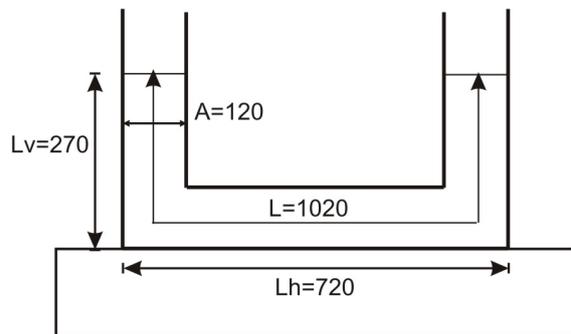


Fig. 13. Modelo del tanque de la experimentación. Medidas en mm.

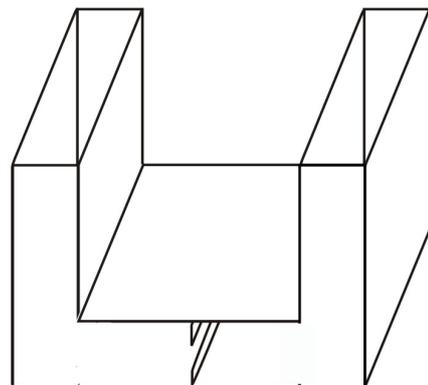


Fig. 14. Modelo del tanque con 1 disipador.

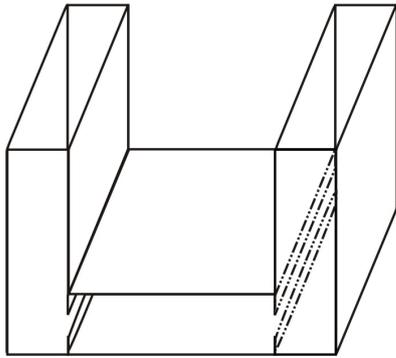


Fig. 15. Modelo de tanque con 2 dissipadores

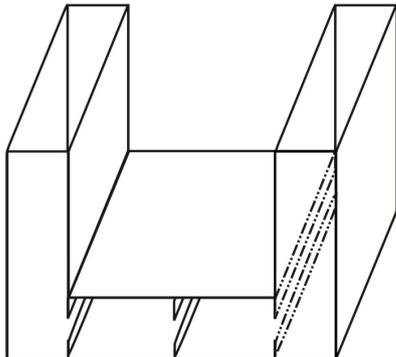


Fig. 16. Modelo de tanque con 3 dissipadores

3.2 Desarrollo experimental

En lo referente a la parte experimental, este fue el procedimiento a seguir:

- Determinar la frecuencia natural del movimiento del fluido para las condiciones mostradas en la figura 16 sin obstrucción (apertura del orificio del 100 %), considerando un rango de frecuencias entre 0.43 Hz y 1.19 Hz para la excitación inicial.
- Para esta misma configuración del tanque y apertura del orificio del 100 % (sin pestañas) se midió el desplazamiento del líquido (figura 17) para el rango de frecuencias entre 0.43 Hz y 1.19 Hz.
- Repetir el paso anterior para cada una de las relaciones de apertura del orificio (apertura del orificio/área sección transversal en porcentaje): 100, 75, 50, 25, 15, 10 y 5 %, considerando un dissipador en el centro (una pestaña).
- Repetir paso anterior, pero considerando dos dissipadores en los extremos (dos pestañas).

- Repetir paso anterior, pero considerando tres dissipadores uno en el centro y dos en los extremos (tres pestañas).
- Obtener las curvas de relación entre la amplitud en el desplazamiento del líquido y la frecuencia, y la curva de relación entre el tamaño de orificio [%] y el desplazamiento máximo del líquido, para uno, dos y tres dissipadores.

3.2.1 Frecuencia Natural del Tanque

Se estima inicialmente la frecuencia de oscilación natural del tanque en ausencia de cualquier dissipador, es decir un tamaño de orificio correspondiente al 100 %, cuyo comportamiento se representa de manera teórica mediante la ecuación (15):

$$\omega_d = \sqrt{\frac{2g}{L}} \quad (15)$$

Para obtener el valor experimental de la frecuencia natural de oscilación, se aplica un impulso sobre el tanque mediante el dispositivo de oscilación. Se aplica la siguiente relación para obtener la frecuencia de la mesa vibradora (sobre el cual se encuentra el tanque) conociendo la frecuencia del dispositivo:

$$Frec_{(mesa\ vibradora)} [Hz] = (0.1897 \times Frec_{(dispositivo)}) - 0.1413 \quad (16)$$

El valor de la frecuencia natural de oscilación se estima a partir de la frecuencia de la mesa vibradora y el tiempo que el líquido al interior del tanque tarda en recorrer una distancia igual a $2x$, bajo el impulso suministrado (Figura 17).

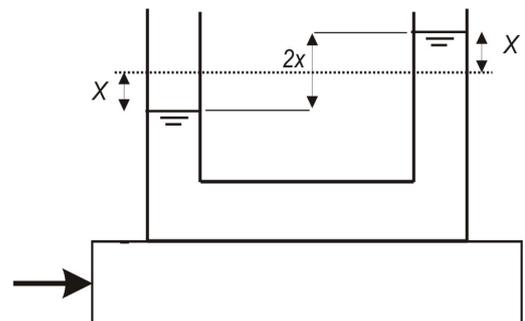


Fig. 17: Esquema general de movimiento

Esta medición se realiza de la siguiente manera: se aplica una oscilación con una frecuencia determinada durante un periodo de tiempo, se apaga el dispositivo y se determina el tiempo de recorrido.

Los experimentos se llevaron a cabo para un rango de frecuencias entre 0.43 Hz y 1.19 Hz, cada 0.1 Hz (que corresponden a un rango entre 3 y 7, cada 0.1 para el dispositivo electrónico), obteniendo como resultado un periodo aproximadamente similar en todos los casos.

La diferencia fundamental entre los ensayos se encuentra en la amplitud de los desplazamientos alcanzados por el líquido al interior del tanque, para todo el rango de frecuencias; pero no hay variación significativa en el período de la oscilación.

De los valores medidos, se determina un valor promedio para la frecuencia natural de oscilación del tanque de $\omega_d = 0.69$ Hz.

Este valor se aproxima a los valores registrados en la literatura (Balendra [5]), para dimensiones similares del tanque al utilizado en este estudio, y al valor teórico que se obtiene de la ecuación (15). En la Tabla 1, se muestran los valores obtenidos del periodo de oscilación del tanque para diferentes valores de frecuencia.

Tabla 1: Valores del periodo natural de oscilación del tanque para un rango de frecuencias suministradas entre 0.43Hz y 1.19Hz.

Medició	Periodo	Medició	Periodo
1	1'57"	7	1'44"
2	1'42"	8	1'42"
3	1'55"	9	1'44"
4	1'47"	10	1'46"
5	1'43"	11	1'44"
6	1'37"	12	1'37"
Periodo Promedio 1' 45"			

3.2.2 Medición del desplazamiento de la columna de agua

La cantidad de disipadores y el tamaño del orificio son los principales parámetros que afectan el coeficiente de pérdidas de energía en el sistema TLCD (otros factores como pérdidas por fricción en las paredes ó pérdidas locales en las esquinas se desprecian), por lo tanto se consideraron múltiples posibilidades para estudiar la respuesta del tanque sometido al rango de frecuencias dado.

Para un disipador, se estudió la influencia en el coeficiente de pérdidas de energía del tamaño del orificio haciendo que la relación entre el tamaño del orificio y el área transversal del tanque fuese de

100, 75, 50, 25, 15, 10 y 5%, de modo que para el 100% no se tiene pestaña y para el 5% el área transversal de ese orificio corresponde al 5% de la sección transversal.

Este procedimiento se repitió de idéntica forma para dos y tres disipadores. Cuando se instala más de un disipador en el tanque, el estudio del coeficiente de pérdidas se realiza tomando orificios del mismo tamaño en los disipadores.

Estudios del coeficiente de pérdidas variando la apertura del orificio entre los diferentes disipadores instalados simultáneamente podrá considerarse para estudios posteriores.

Para cada alternativa (1 pestaña, 2 pestañas y 3 pestañas y tamaño de orificio de 100, 75, 50, 25, 15, 10 y 5 %) se aplicaron frecuencias entre 0.43 Hz y 1.19 Hz, cada 0.1 Hz, y para cada frecuencia se tomaron 6 mediciones de la amplitud y el período de la oscilación, el valor considerado fue el promedio de estos seis valores.

Como punto de partida, se estudia el comportamiento del tanque en ausencia de disipador de energía. Se observa un desplazamiento máximo de 102 mm, alrededor de una frecuencia de 0.73 Hz. En la figura 18 se detalla el comportamiento de la columna de agua.

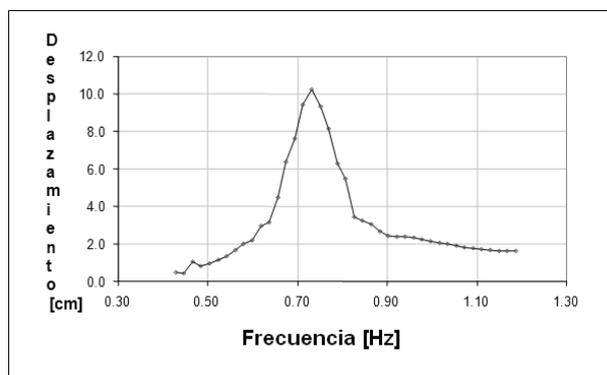


Fig. 18. Frecuencia vs Amplitud. Tanque sin disipador

Los resultados para un solo disipador de energía se muestran en la figura 19. La amplitud máxima de desplazamiento para este caso es de 67 mm (6.7 cm) alrededor de una frecuencia de 0.66 Hz, obtenida para un orificio del 75 %, notándose una disminución tanto en la amplitud del desplazamiento como en la frecuencia necesaria

para este, con respecto al caso anterior (sin disipador).

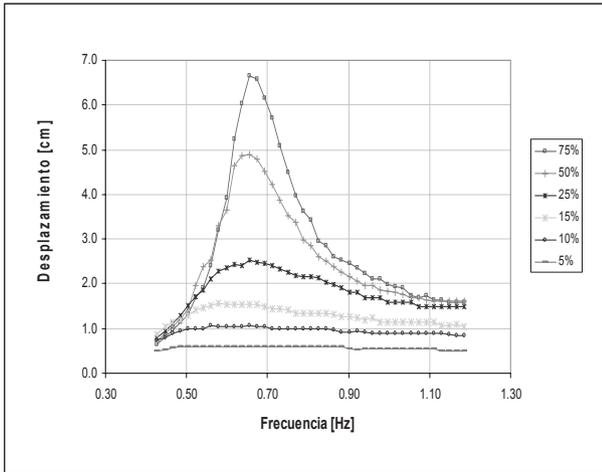


Fig. 19. Frecuencia vs Amplitud. Tanque con 1 disipador.

Las mediciones realizadas con dos disipadores y los tamaños de orificio especificados, dan como resultado las amplitudes de desplazamiento mostradas en la figura 20. En esta figura se muestra un desplazamiento máximo de 64 mm, alrededor de una frecuencia de 0.62 Hz. Este valor máximo para dos disipadores de energía se encuentra con una apertura del orificio del 75 %. Comparando con los datos medidos para el caso anterior (un solo disipador), se evidencia una disminución de 3 mm en la amplitud del desplazamiento y una disminución de 4 Hz en la frecuencia.

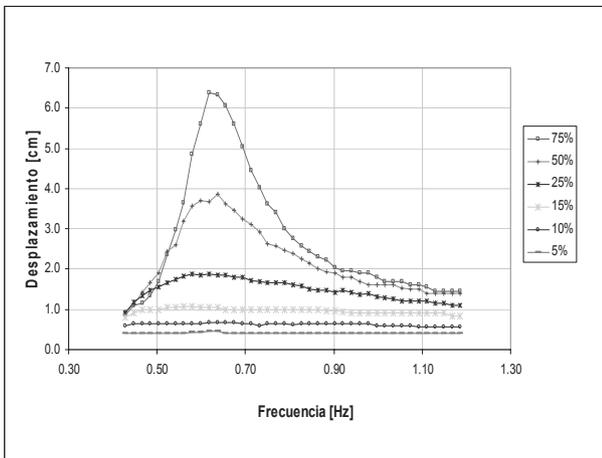


Fig. 20. Frecuencia vs Amplitud. Tanque con 2 disipadores.

De la misma manera que en los casos anteriores, las amplitudes de desplazamiento medidas para tres disipadores se muestran en la figura 21. En esta figura, se tiene un desplazamiento máximo de 57 mm, para una frecuencia alrededor de 0.63 Hz. Se tiene una frecuencia similar a la registrada en el caso anterior, pero se cuenta con una disminución en la amplitud del desplazamiento máximo, de aproximadamente 5 mm

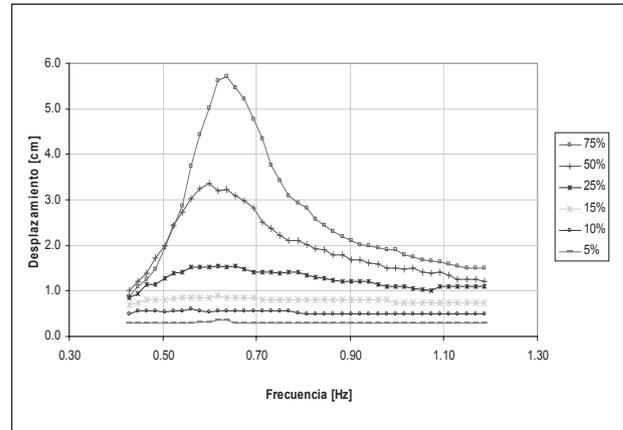


Fig. 21. Frecuencia vs Amplitud. Tanque con 3 disipadores.

Con el fin de representar mejor la variación en las amplitudes de los desplazamientos con el número de disipadores se muestran a continuación las tres curvas de amplitud vs % de apertura o tamaño de orificio (Figura 22). En esta figura se evidencia la disminución en los valores medidos mientras aumenta la cantidad de disipadores; lo anterior se debe a que a más disipadores más disminución en los desplazamientos sufridos por el líquido al interior del tanque.

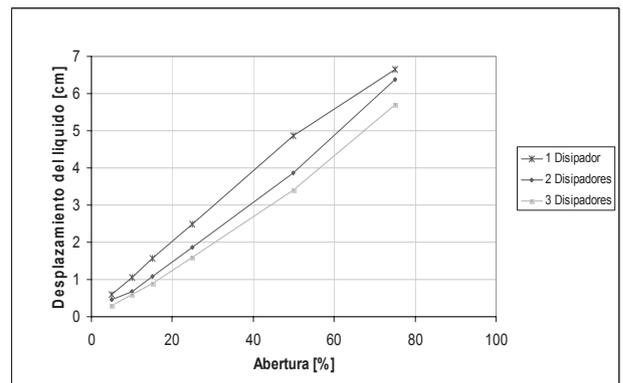


Fig. 22. Relación entre el tamaño de orificio [%] y el desplazamiento máximo del líquido al interior del tanque. Resultados para 1, 2 y 3 disipadores.

3.3 Cálculo del Coeficiente de pérdidas

Para la determinación del coeficiente de pérdidas, existen dos metodologías conocidas en la literatura: la propuesta por Balendra [5] y la propuesta por Jong-Cheng Wu [3]. Ambas metodologías muestran resultados para un solo dissipador. Sin embargo, el método de Balendra, las curvas resultantes para varios dissipadores, son bastante suaves y difíciles de medir, por lo que se considera que el método de Jong-Cheng Wu es el más indicado para esta investigación.

Esta metodología, al igual que la de Balendra [5], tiene sus principios en la ecuación de energía de la mecánica de fluidos. El método considera un tanque **U** como el mostrado en el esquema general que se presenta en la figura 23 y en este estudio fue extendido para ser aplicado a dos y tres dissipadores. La ecuación del movimiento se plantea bajo las siguientes suposiciones básicas: se desprecia el comportamiento de chapoteo en la superficie del líquido, el flujo se considera incompresible y se considera la dimensión de la sección transversal pequeña en comparación con la longitud horizontal del tanque.

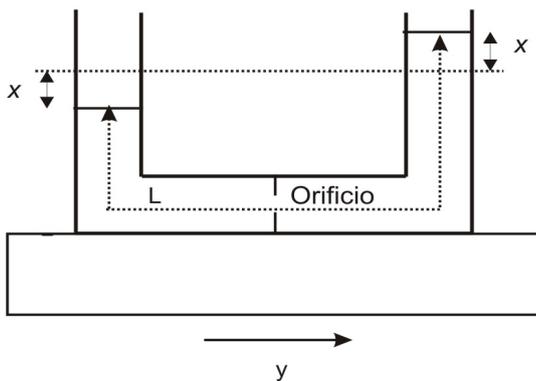


Fig. 23. Esquema de Tanque tipo TLCD, para metodología planteada por Balendra y Jong-Cheng Wu.

La ecuación de Lagrange para la coordenada **x**, se expresa de la siguiente manera:

$$\rho AL \ddot{x} + \left(\frac{1}{2}\right) \rho A \eta \dot{x} |\dot{x}| + 2 \rho Agx = -\rho AL_h \ddot{y} \quad (17)$$

Las pérdidas totales pueden considerarse como las pérdidas ocasionadas por el desplazamiento del líquido en la columna y por el líquido pasando a través del orificio en la sección transversal del tanque.

Jong-Cheng Wu [3] formula la respuesta exacta de la superficie del líquido a partir de las ecuaciones generales del movimiento del TLCD sometido a una excitación armónica, de la siguiente forma.

Transforma la ecuación (17) del movimiento a una forma adimensional, relaciona la energía total disipada en un período de oscilación con la fuerza no conservativa causada por la pérdida de cabeza y encuentra la siguiente expresión, que representa la amplitud del desplazamiento del líquido al interior del tanque, a partir de parámetros de forma y del coeficiente de pérdidas:

$$\varphi_x = \frac{\sqrt{-2\pi^2(1-k^2)^2 + \left(4\pi^4(1-k^2)^4 + k^8\left(\frac{8}{3}\eta p\right)^2 4\pi^2\gamma^2\right)^{1/2}}}{k^2\left(\frac{8}{3}\eta p\right)} \quad (18)$$

Donde:

$\varphi_x = \varphi_x / L_h$ Amplitud adimensional del desplazamiento en la columna vertical

$k = \omega / \omega_d$ Frecuencia de excitación adimensional.

$p = L_h / L$ Relación entre la longitud horizontal y la longitud total en el tanque.

$\gamma = pD / L_h$ Relación de forma y desplazamiento.

η Coeficiente adimensional de pérdida de energía.

$D = 16mm$ Amplitud de desplazamiento de excitación. Para este estudio este valor es constante.

A partir de este planteamiento, se busca determinar el valor óptimo de η que minimice los desplazamientos del líquido al interior del tanque y por tanto que amortigüe los efectos de la onda.

El valor del coeficiente de pérdidas se encuentra, ajustando los resultados obtenidos mediante esta ecuación y los resultados obtenidos a partir de las mediciones en el laboratorio. En la figura 24, se comparan los resultados medidos en laboratorio y los obtenidos a partir de la ecuación teórica (18), para un solo dissipador. En esta figura se muestran las curvas de desplazamiento para cada tamaño de orificio obtenidas de las mediciones experimentales (curvas punteadas), y las líneas sólidas corresponden a la gráfica de la ecuación (18) ajustando el coeficiente de pérdidas η "óptimo" con la información experimental.

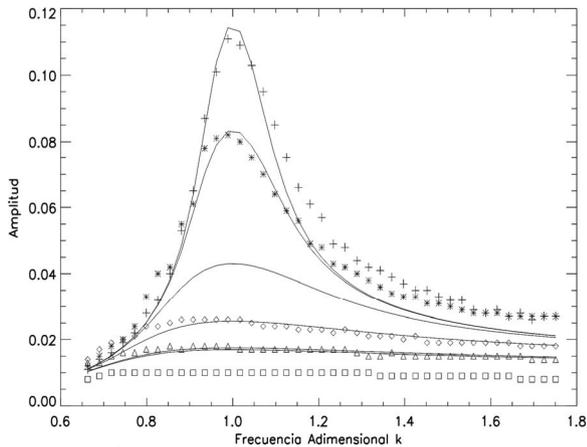


Fig. 24. Comparación entre resultados medidos en laboratorio y los obtenidos a partir de la ecuación teórica 18. Resultados para un solo dissipador.

Del análisis de la ecuación (18), se encuentra que la relación planteada en la ecuación (16) entre la frecuencia suministrada por el dispositivo electrónico y la frecuencia de la mesa vibradora, debe ser levemente corregida por el efecto de la oscilación del fluido en el tanque y el paso de este por el dissipador:

$$(19)$$

$$Frec_{(mesavibradora)}[H_z] = (0.1897 \times Frec_{(dispositivo)}) - 0.1413 + 0.05\omega_d$$

A partir de la corrección anterior, y para obtener el coeficiente de pérdidas η óptimo para cada tamaño de orificio, se recurre a la estimación del valor mínimo del error cuadrático medio punto a punto entre cada par de curvas. Tomando como requerimiento un error máximo del 2% se obtienen los resultados mostrados en la tabla 2.

Tabla 2: Obtención de η óptimos para cada tamaño de orificio. Resultados para un sólo dissipador.

Tamaño de Orificio [%]	Error cuadrático medio [%]	η Optimo
25	0.64	4.30
50	0.45	8.20
75	0.27	30.70
85	0.18	87.39
90	0.09	187.20
95	0.61	199.90

A partir de estos resultados se comparan los valores obtenidos a partir de las mediciones, con

los resultados entregados por la ecuación planteada por el método Jong-Cheng Wu [3]:

$$\eta = (-0.6\psi + 2.1\psi^{0.1})^{1.6} (1-\psi)^{-2} \quad (20)$$

Estos resultados se muestran en la figura 28, donde se evidencia que esta ecuación representa de manera acertada el comportamiento del coeficiente de pérdidas para un solo dissipador de energía y para el rango de tamaños de orificio establecido, con un error cuadrático medio del 1.67%. La línea punteada es la obtenida a partir de la ecuación (20); la línea continua es la obtenida a partir de la información de laboratorio.

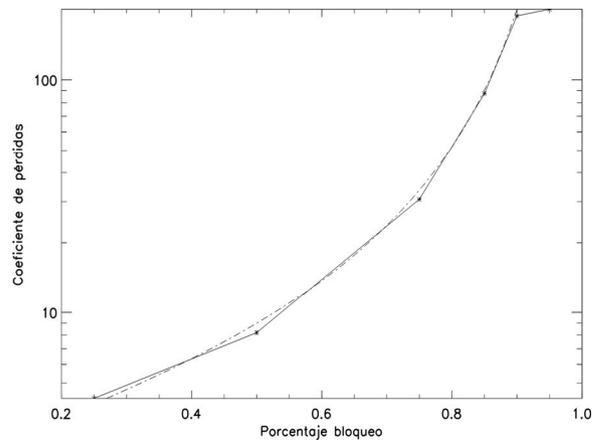


Fig. 25. Comparación de los coeficientes de pérdidas. Resultado para un dissipador.

Para los casos en los que se tienen dos y tres dissipadores de energía, las gráficas resultantes son (fig. 26 y fig. 27 respectivamente):

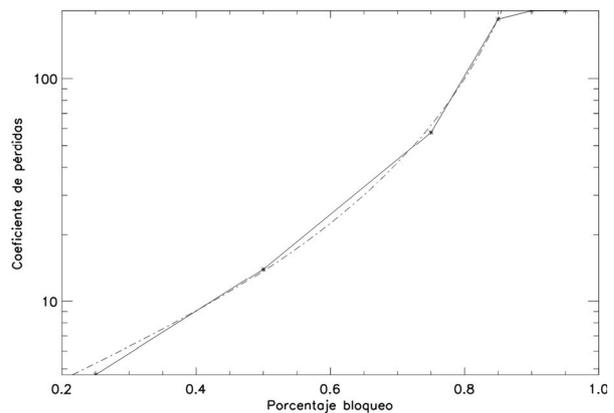


Fig. 26. Comparación de los coeficientes de pérdidas. Resultado para dos dissipadores.

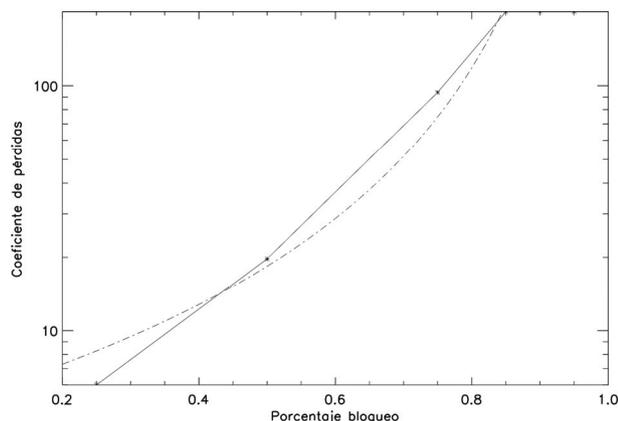


Fig. 27. Comparación de los coeficientes de pérdidas. Resultado para tres disipadores.

4. CONCLUSIÓN

El TMD (Tuned Mass Damper) es el caso más general de una variedad de amortiguadores de masa pasivos, cuyo tratamiento analítico y matemático es importante entender para poder analizar otros tipos de amortiguadores de masa líquidos como los TLSD (Tuned Liquid Sloshing Damper) y los TLCD (Tuned Liquid Column Damper). El tratamiento analítico del TMD se basa en un sistema de dos grados de libertad y se analizaron tres tipos de modelos, cuya diferencia radica en la presencia o no de los amortiguamientos de la estructura y de la masa superior o masa amortiguadora. En los modelos 1 y 2, se puede calcular analíticamente, diferentes ecuaciones y valores que optimizan el desplazamiento de la masa de la estructura. En el modelo 3 (con amortiguamiento en la estructura y en la masa superior) debido a la doble presencia de los amortiguamientos, no es posible calcular analíticamente los valores óptimos de la relación de frecuencias y del amortiguamiento de la masa superior para minimizar el desplazamiento de la estructura, por lo que se debe recurrir a los métodos numéricos para su cálculo.

En el caso del TLCD, el coeficiente de pérdidas aumenta a medida que disminuye el tamaño del orificio, es decir, la capacidad de amortiguación del tanque presenta una relación inversa con el tamaño del orificio. Así mismo, el coeficiente de pérdidas, y por tanto la capacidad amortiguadora del tanque para ondas por acción sísmica o de vientos, aumenta con el número de disipadores, lo que permite, bajo una combinación determinada de

número de disipadores y tamaño de orificio, buscar el coeficiente de pérdidas requerido para una edificación en particular. Los valores obtenidos para el coeficiente de pérdidas son adimensionales, por tanto bajo las hipótesis adecuadas, estos resultados pueden ser aplicados sobre tanques de diferentes dimensiones con fines prácticos en la ingeniería. Las ecuaciones encontradas para relacionar la apertura del orificio con el coeficiente de pérdidas para los tanque en U con dos y tres disipadores, reflejan de manera general el comportamiento del tanque bajo estas nuevas condiciones de estudio, lo que permitirá el uso de estas ecuaciones en el cálculo y diseño ingenieril de este tipo de amortiguadores líquidos.

Este artículo es el comienzo de una serie de informes sobre el estudio de atenuadores pasivos, que vienen realizando los autores. La siguiente etapa comprenderá la interacción tanque más estructura.

5. AGRADECIMIENTOS

Los autores agradecen el apoyo brindado por el Instituto Colombiano para el Desarrollo de la Ciencia y la Tecnología, Francisco José de Caldas – Colciencias, el Politécnico Colombiano Jaime Isaza Cadavid y la Universidad EAFIT.

6. REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- [1] Framh, H., Device for damping vibrations of bodies, US Patent 989 958, 1911.
- [2] Den Hartog, J. P., Mecánica de las Vibraciones, McGraw-Hill, traducción de la cuarta edición, 1966.
- [3] Wu Jong-Cheng, Experimental Calibration and Head Loss Prediction of Tuned Liquid Column Damper, Journal of Science and Engineering, vol 8, pag. 319-325, 2005.
- [4] Sakai, F., Takaeda, S. and Tamaki, T. , Tuned liquid column damper - new type device for suppression of building vibrations, Proc. Int. Conf. on Highrise BuiMings, Nanjing, China, 1989, pp. 926-931.
- [5] Balendra, T., Wang, C. M y Cheong, H. F., Effectiveness of Tuned Liquid Column Dampers for Vibration Control of Towers, Engineering Structures, vol 17, pag. 668-675, 1995.