

CALIBRACIÓN DE MODELO DINÁMICO EN SISTEMA ALTAMENTE NO LINEAL MEDIANTE MEDICIONES EXPERIMENTALES

DYNAMIC MODEL CALIBRATION OF A HIGHLY NONLINEAR SYSTEM USING EXPERIMENTAL MEASUREMENTS

José E. Stuardi^a, Guillermo D. Chiappero^a y Alejandro J. Giudici^a

^a*Facultad de Ciencias Exactas, Físicas y Naturales, Universidad Nacional de Córdoba, Vélez
Sársfield 1611, X5016GCA Córdoba, Argentina, jose.stuardi@unc.edu.ar,
<http://www.fcefyn.unc.edu.ar>*

Palabras clave: Calibración, modelo espacial, no linealidad, mediciones experimentales.

Resumen. El objeto de estudio es un modelo de elementos finitos de una motocicleta de 110 cm³, realizado para estudios de su comportamiento dinámico y del estado tensional del marco metálico. El modelo resulta una combinación de elementos de variadas propiedades mecánicas. Debido a las características de los mecanismos de disipación de energía existentes, el conjunto resulta un sistema fuertemente no lineal. La respuesta dinámica se encuentra, en casos, multivaluada y los incipientes métodos de análisis no lineales no son aplicables. En el presente trabajo se utiliza un modelo dinámico simple a modo de espejo del modelo original y condensado a partir del Método de Síntesis de Componentes Modales. Esta estrategia posibilita, la utilización de un algoritmo genético integrado al cálculo de la respuesta, para determinar las propiedades mecánicas reales del sistema original en un sistema alternativo linealizado, que es a la par ensayado experimentalmente. Finalmente, se presentan y analizan los resultados de la respuesta obtenidos luego de la calibración del modelo.

Keywords: Calibration, spatial models, nonlinear, experimental measurements.

Abstract. The subject of study is a finite element model of a 110 cm³ motorcycle, made to study its dynamic behavior and the stress state of the metal frame. The model is a combination of elements with different mechanical properties. Due to the characteristics of the existing energy dissipation mechanisms, the model is a strongly nonlinear system. The dynamic response is, in some cases, multivalued and the incipient nonlinear analysis methods are not applicable. In the present work, a simple dynamic model is used as a mirror of the original model and condensed from the Modal Component Synthesis Method. This strategy allows the use of a genetic algorithm integrated to the response calculation, to determine the real mechanical properties of the original system in an alternative linearized system, which is at the same time experimentally tested. Finally, the response results obtained after model calibration are presented and analyzed.

1 INTRODUCCIÓN

Una gran cantidad de trabajo científico y experimental se ha destinado en las últimas décadas para el desarrollo, mejora y optimización de modelos de motocicletas. En nuestro país, la industria es mayoritariamente ensambladora de motopartes provenientes de la República Popular China y la producción se encuentra concentrada en un producto de bajo costo como la CUB de 110 cm³ de cilindrada. La necesidad de realizar análisis locales en aspectos teóricos y experimentales surge frente al compromiso permanente de desarrollo progresivo, de nacionalización y de sustitución de importaciones junto con la impostergable necesidad de mejorar la seguridad funcional de los motovehículos que circulan por la vía pública. Resulta en este ámbito destacable la ausencia de normas internacionales y especificaciones técnicas de los productos comercializados sumada a la escasez de ingeniería local en el tema.

El chasis de la motocicleta constituye una pieza clave en la seguridad, constatada además por la ocurrencia de algunas fallas por fatiga en puntos críticos de piezas de fabricación nacional. La determinación de las cargas que actúan en los distintos componentes durante la vida útil del vehículo es el punto inevitable y por ello de fundamental importancia (Tuluie y Ericksen, 2000; Petrone y Saraceni, 2014). Basándose en esta información, y mediante la simulación computacional (Capitani et al., 2003; Zhang et al., 2013), es posible el diseño y verificación de distintos componentes como el chasis.

El presente trabajo se basa en la implementación del diseño y modelación computacional mediante el Método de los Elementos Finitos (EF) (Cossalter et al., 2015) del motovehículo, para la simulación del comportamiento y de la respuesta dinámica. Para que el proceso sea confiable, resulta menester la calibración del modelo mediante la contrastación de la respuesta obtenida en forma experimental. El texto pretende sintetizar la secuencia completa de muchas etapas, poniendo énfasis en la descripción de los distintos modelos y ensayos utilizados para la consecución de los objetivos, y mostrando los resultados obtenidos. Por razones de espacio se han obviado muchos detalles de la implementación, los que pueden ser consultados en las referencias y otros trabajos de los autores.

2 DESCRIPCIÓN DEL MODELO DE ELEMENTOS FINITOS

Desde el punto de vista estructural, el motovehículo en condiciones de marcha puede ser descompuesto en distintos subsistemas con propiedades dinámicas bien diferenciadas: i) Chasis metálico compuesto básicamente por dos tramos curvos de caño de sección circular soldados y chapas de unión (ver Figura 1). Es una subestructura de relativamente poca masa y gran rigidez. El marco metálico propiamente dicho tiene una masa de apenas 9.9 kg y una primera frecuencia propia libre-libre en 95,1 Hz con un modo flexional en el plano longitudinal. ii) El sistema de suspensión, está compuesto por resortes y amortiguadores junto con los sistemas de acople y sujeción, tales como parrilla de suspensión trasera y horquilla delantera. iii) Componentes adicionales, constituidos por masas vinculadas al chasis metálico, que no aportan rigidez significativa al marco. Se incluyen en este grupo: motor, tanque de combustible, batería, asiento, manubrio, componentes de transmisión, faros, caño de escape, etc. La magnitud de las masas traslacionales y rotacionales y el posicionamiento exacto de cada uno de estos componentes es de difícil y laboriosa determinación, ya que resultan muchos elementos de relativa poca importancia en forma individual. Como referencia, debido a los aportes de masa de estos componentes, la primera frecuencia propia flexional libre-libre en el plano longitudinal del chasis con los componentes citados resulta cercana a 50 Hz.

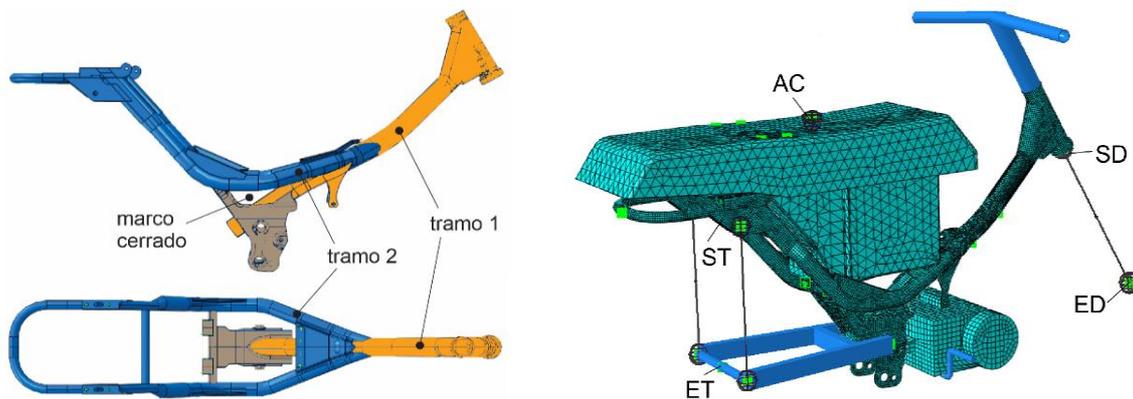


Figura 1: Concepción del chasis de la motocicleta (izq.) y modelo de E.F. de la moto (der.)

3 PROCEDIMIENTO DE CALIBRACIÓN

La extracción de los parámetros modales del sistema por métodos inversos encuentra dificultad en el caso estudiado donde la fricción en los sistemas de suspensión genera importantes no linealidades, las que resultan especialmente agravadas en una moto de baja cilindrada por su baja calidad constructiva y ausencia de cojinetes de fricción. Este hecho se pone de manifiesto en el ensayo experimental de la moto completa realizado, que se describe a continuación.

3.1 Ensayo de barrido de frecuencia de moto completa

Este ensayo de barrido en frecuencia de moto completa se realizó en un banco de ensayo imponiendo un desplazamiento armónico sobre la rueda trasera de amplitud 0-pico constante igual a 2.5 mm y de frecuencia variable. Se mantuvo la rueda delantera apoyada sobre el suelo nivelado y se restringió su movimiento horizontal. Se registraron los desplazamientos de los puntos SD, ST, AC, ver Figura 1 y NT (Neumático Trasero) este último punto es el que corresponde con el punto de excitación. El ensayo se realizó tomando registros de 20 segundos para cada frecuencia fija discreta y en condición de respuesta dinámica estabilizada. Se variaron frecuencias entre 1 y 8 Hz con intervalos de 0.05 Hz logrando un total de 140 registros. A partir de los registros temporales se calcularon las *funciones de respuesta en frecuencia de primer orden* (FRF) (Maia y Silva, 1997) de los puntos SD, ST y AC respecto del punto NT. En la Figura 2 se muestra la amplitud y fase de las funciones de respuesta de los puntos SD y ST. La coherencia resultó en términos prácticos igual a uno en todo en rango de análisis, debido a la forma de medición implementada.

Las curvas se presentan suaves, indicativas de un amortiguamiento elevado. El punto ST posee una amplificación máxima algo mayor a 2 en cercanías la 3.5 Hz, frecuencia en la que se observa también amplificaciones máximas en los puntos SD con elevados anchos de banda. El punto SD presenta además una amplificación en 5.6 Hz. apenas insinuada. Otro rasgo característico de las curvas es la notable incertidumbre en la definición de las magnitudes: a pesar de la excelente coherencia entre entrada y salida obtenida, las curvas de barrido con frecuencia *ascendente* no coinciden en ciertos rangos de frecuencias con las de frecuencia *descendente*. Otro aspecto característico es que las curvas presentan localmente marcadas irregularidades y algunos “quiebres” que evidencian el efecto “stick-slip” en los sistemas de suspensión. Las curvas FRF de excitación trasera deben entenderse como la respuesta a distintos sistemas, generados por los bloqueos en las suspensiones. En efecto, existen dos

fases: i) bloqueo suspensiones delantera y trasera en las frecuencias más bajas, ii) bloqueo delantero sólo, por verificarse el desbloqueo de la suspensión delantera en aprox. 2.2 Hz, frecuencia que depende del estado inicial, véanse al respecto curvas de frecuencia ascendente y descendente con saltos característicos en frecuencias diferentes.

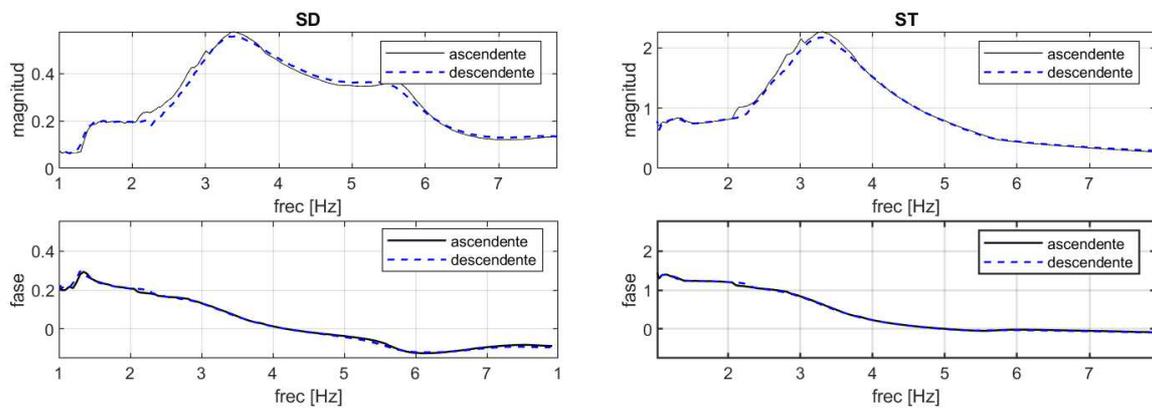


Figura 2: Funciones de Respuesta para el ensayo de barrido de moto completa, excitación trasera

3.2 Estrategia completa de calibración adoptada

Los resultados de las funciones FRF experimentales del apartado anterior no dejan traslucir los parámetros dinámicos esperados, al menos desde la clásica versión de un sistema de bajo amortiguamiento en donde se observan modos verticales y modos pendulares. En función de lo expresado, se propone una estrategia de calibración, que utiliza distintos modelos en distintas etapas. Para una mejor comprensión referirse al diagrama sintético de la Figura 3, donde se han nombrado a las mediciones experimentales como ME, las calibraciones como CA y los modelos computacionales como MC con una numeración adicional secuencial.

a) La calibración de la rigidez y masa del modelo de EF (CA1), que se efectúa considerando una versión modificada (linealizada) de la motocicleta. Se quitaron y reemplazaron los componentes con mayor no linealidad, concentrados en la horquilla delantera y los amortiguadores traseros, de manera de poder identificar la parte más lineal del sistema. La calibración fue realizada sobre un modelo analítico de viga rígida (MC2) y que representa al chasis apoyado sobre un sistema de resortes y comparando su respuesta respecto de la respuesta experimental (ME1). Los parámetros calibrados fueron la posición del centro de gravedad, la inercia rotacional, y el amortiguamiento residual del marco sin suspensión y el método utilizado fue un algoritmo genético.

Estos parámetros de rigidez, masa y amortiguamiento fueron luego reproducidos en un modelo de EF equivalente (MC3), por medio de la variación de la posición y magnitud de componentes. Finalmente, mediante la incorporación de los valores reales de suspensión y masas de las ruedas se consigue el modelo de EF completo calibrado en rigidez y masa del marco (MC4).

b) La calibración del amortiguamiento y la rigidez de las suspensiones (CA2), las que resultan funciones de la velocidad. Se realizan aquí ensayos experimentales de los amortiguadores en banco en forma separada (ME2) y la contrastación de la respuesta del ensayo de barrido de la moto completa (ME3) respecto de un modelo condensado (MC5) que representa al modelo de EF completo (MC4) conseguido en el paso anterior. Se utilizó para esto nuevamente un algoritmo genético, siendo la función objetivo las funciones de respuesta experimentales. Finalmente, el modelo de EF completo y calibrado (MC6) se obtiene incorporando los parámetros de la suspensión conseguidos.

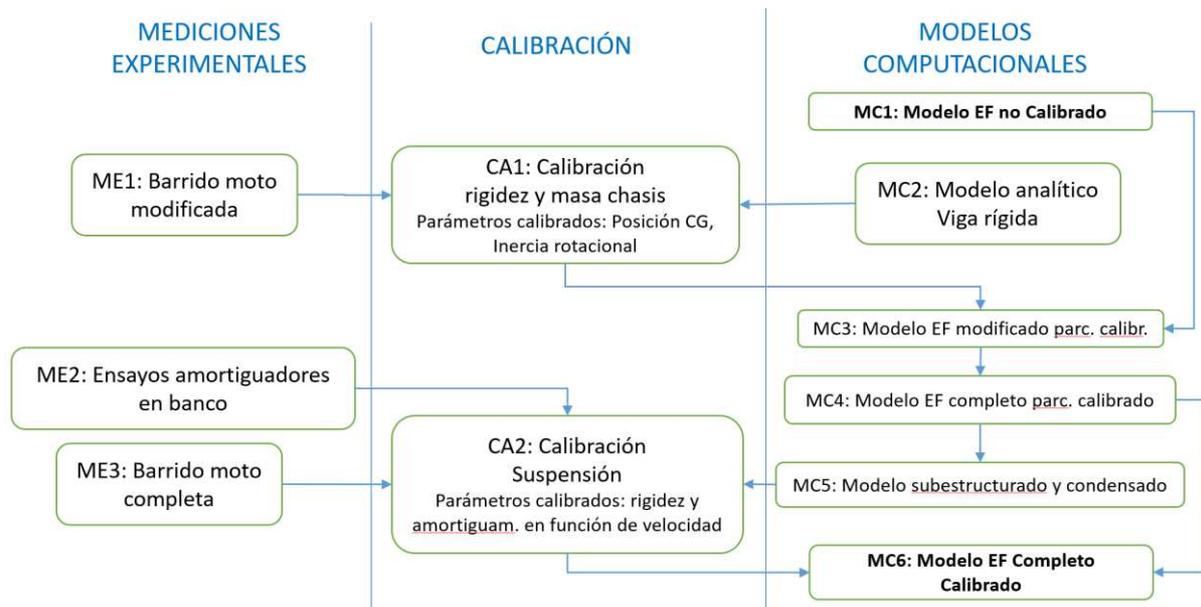


Figura 3: Diagrama sintético del procedimiento de calibración adoptado

3.3 Ensayo de barrido moto modificada (ME1)

Por los motivos anteriormente expuestos, se reemplazó el sistema de horquilla de la moto por un resorte helicoidal de rigidez conocida $k_d = 17.8 \text{ N/mm}$ colocado en dirección vertical y se proporcionó un apoyo en dirección horizontal mediante una barra horizontal biarticulada, larga, liviana y axialmente rígida, que no restringe los movimientos verticales. Se quitaron además los amortiguadores traseros dejando sólo los resortes. Con el objeto de linealizar la respuesta, debido a la pretensión de los resortes, fue necesario colocar una masa muerta de 50 kg en la posición del asiento del conductor. La motocicleta fue calibrada para un peso medido experimentalmente en los puntos SD y NT arrojando los valores que se muestran en la Tabla 1 (incluye masa muerta de 50 kg).

RD	NT	Total
585 N	685 N	1270 N

Tabla 1: Pesos de la motocicleta en condiciones de ensayo sin amortiguamiento

El peso final de la motocicleta de calibración fue de 118.5 kg, valor que proviene del valor pesado $1270 \text{ N} = 129.46 \text{ kg}$ restado 11 kg de la rueda trasera. La masa rotacional de la moto completa medida en ensayo experimental reportó el valor de $J_{yy} = 17.7 \text{ kg m}^2$, mientras que en el modelo simplificado se tiene $J_{yy} = 13.92 \text{ kg m}^2$ siendo las diferencias atribuibles a la masa de 50 kg, rueda delantera y rueda trasera, horquilla delantera y amortiguadores. El error obtenido compensando la contribución de estas masas en el centro de gravedad no alcanza el 2%.

En la Figura 4 se observan las funciones de respuesta de los puntos SD, ST y AC para el ensayo de barrido en frecuencias de la moto modificada. La excitación proviene del neumático trasero, esto es, el punto NT con una semiamplitud de 3.27 mm. A diferencia del ensayo de la moto completa, se distinguen dos picos en todas las curvas correspondientes a los modos vertical y pendular, respectivamente. A pesar de las modificaciones realizadas a la moto, el amortiguamiento residual no es bajo y la forma de las curvas delata aun amortiguamiento no lineal proveniente mayoritariamente del buje de goma en la articulación

delantera de la parrilla de suspensión trasera.

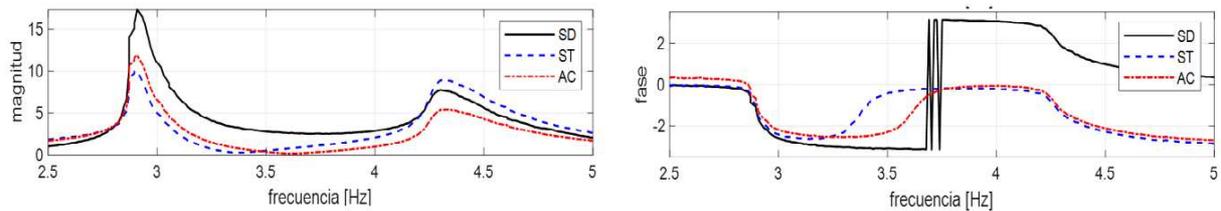


Figura 4: Funciones de Respuesta para el ensayo de barrido de moto modificada

Las formas operacionales en las frecuencias propias 2.91 y 4.30 Hz resultan respectivamente

$$\phi_1 = \{0.577 \ 0.674 \ 1\}^T \quad \phi_2 = \{-1 \ -0.584 \ 0.850\}^T \quad (1)$$

y presentan como forma distintiva la relación de los desplazamientos SD/ST, lo que en el primer modo resulta 1.73 y para el segundo -0.85. El amortiguamiento residual de la moto aún desprovista de horquilla y amortiguadores traseros es significativo. Para evitar trasladar errores se realiza una estimación del amortiguamiento residual mediante el ajuste de amortiguadores viscosos virtuales posicionados de la misma forma que los quitados. El ajuste realizado mediante algoritmo genético (Koh y Perry, 2010) comparando ambas curvas FRF (experimental no lineal y calculada lineal) los amortiguamientos modales calculados, que ascienden a $c_d = 0.013$ y $c_t = 0.105$ Ns/mm, pueden proveer una amplificación y un ancho de banda similar para ambas curvas calculada y experimental.

3.4 Calibración del modelo de viga rígida (MC2)

Considerando la alta rigidez del chasis en relación al sistema de suspensión, se calculan las propiedades modales de una viga rígida descrita por el desplazamiento de sus extremos, los que se encuentran apoyados por resortes verticales. Su centro de gravedad está provisto de masa traslacional y rotacional. La viga se asemeja al modelo de la moto sin amortiguamiento. Las frecuencias propias y las relaciones de forma de los modos asociados dependen de los parámetros del problema, los que fueron elegidos como: longitud total (L), distancia ST-CG (L_t), coordenada Y_{CG} (medida a partir de la línea que une ST-SD), m , J_{CG} , k_d y k_t . La solución puede ser calculada en forma analítica ó numérica mediante un procesador simbólico. Se muestra en la Figura 5 a) la magnitud de las frecuencias propias 1ra. y 2da. (ordenada izquierda) y las respectivas relaciones de forma de los modos (ordenada derecha) en función de la posición del CG en la dirección X con origen en el punto ST (parámetro L_t). El gráfico representa la situación final del sistema calibrado, por cuanto el resto de los parámetros fueron considerados como los finales de calibración, (esto es, $Y_{CG} = 195.04$ mm, $J_{CG} = 13.92$ kgm² y $k_d = 17.79$ N/m). La línea negra punteada vertical indica la posición final de calibración de $X_{CG} = 425$ mm a partir de ST. Este valor genera una coordenada $-658.6 + 425 = -233.6$ mm desde el origen de coordenadas. De la misma manera la Figura 5 b) es un gráfico similar, pero en función de la posición Y_{CG} del centro de gravedad. En este caso se consideró $X_{CG} = 425$ mm y el resto de los parámetros ya calibrados. La calibración se logró para $Y_{CG} = -20.78$ mm, lo que genera un coordenada $215.81 - 20.78 = 195.03$ mm desde el origen de coordenadas. Se puede observar en ambos gráficos la coincidencia de las frecuencias propias y de las relaciones de forma modales objetivos (valores desde mediciones experimentales) con las logradas en la calibración, esto es

$$f_{n1} = 3.09 \text{ Hz} ; f_{n2} = 4.31 \text{ Hz} ; R_{f1} = 1.87 ; R_{f2} = -0.86 \quad (2)$$

La sensibilidad de la frecuencia y de la forma de modal, dada por la pendiente de las curvas muestra la conveniencia de la calibración respecto a X , mientras que la sensibilidad en Y resulta relativamente pobre en todos los parámetros de calibración.

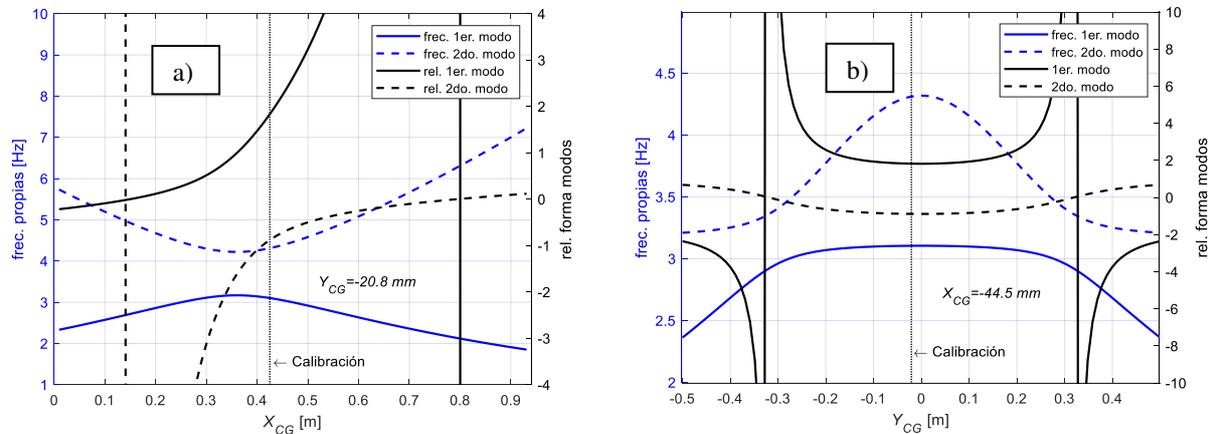


Figura 5: Variación de las frec. propias y de la forma de los modos. a) en función de X_{CG} , b) en función de Y_{CG} .

3.5 Modelos de EF parcialmente calibrados (MC3 y MC4)

Una tabla de componentes calcula la posición final del CG, de manera que los resultados finales propuestos desde el modelo de calibración son logrados mediante el corrimiento de algunos componentes, o una leve variación de su masa rotacional. Mediante la calibración en primer lugar de la posición X y luego de la posición Y y finalmente del momento de inercia final se logró un corrimiento del CG a una cota de -233.6 en la dirección X y similarmente un corrimiento en el eje Y para conseguir una cota de 195.03 mm. Téngase en cuenta que se trabajó sobre un modelo de EF modificado equivalente al modelo de barra rígida, para luego recuperar los parámetros del modelo original.

3.6 Modelo subestructurado y condensado (MC5)

Con el fin de facilitar la implementación del algoritmo de ajuste del modelo, se construyó un modelo condensado, que basado en el modelo de EF contiene un número de GLD reducido utilizando el método de síntesis de componentes modales (CMS method ó Craig Bampton method), ver [Craig y Kurdila, 2006](#). Este método permite la partición de un sistema en componentes o subestructuras que se conectan por medio de *nodos retenidos*. Las subestructuras quedan descritas por los modos de los estados de desplazamiento unitarios (constraint modes) y los modos normales con nodos retenidos restringidos (fixed-boundary normal modes), los que deben ser agregados en cantidad suficiente para una adecuada representación dinámica de la estructura ([Wijker, 2004](#)).

El modelo original computacional de EF es particionado en una subestructura que comprende el *chasis* y los *componentes adicionales* del modelo de masas suspendidas y la subestructura del *sistema de suspensión*. Las matrices de rigidez y masa de la subestructura chasis y componentes adicionales son obtenidas como salida del programa de EF en formato xlsx en los GLDs retenidos. Contando con las matrices de la subestructura del chasis y componentes adicionales, el sistema completo de la motocicleta es regenerado en un código del método de los desplazamientos programado a tal fin, esto adicionando las subestructuras del sistema de suspensión con los vínculos cinemáticos mecánicos correctos.

Las matrices de rigidez y masa del chasis quedan definidas en los grados de libertad *retenidos* en el proceso de subestructuración, esto es 3 GLD de pórtico plano para cada uno de

los 3 nodos que definen el chasis: la suspensión delantera (SD), suspensión trasera (ST) y asiento del conductor (AC). Adicionalmente se retiene un GL adicional para conservar un modo flexional, que representa la flexibilidad del chasis y completa la cantidad de 10 GLD de las matrices del subsistema chasis y componentes adicionales.

3.7 Calibración del sistema de suspensión (ME2)

Las funciones de la [Figura 6 a\)](#) muestran los coeficientes de amortiguamiento viscoso equivalentes ([Balachandran y Magrab, 2006](#)) en función de la velocidad provenientes del procesamiento de mediciones experimentales y son -sumadas al amortiguamiento del sistema condensado- utilizadas en el modelo de la moto completa (ME3). En la [Figura 6 b\)](#) se muestran el valor absoluto de las FRF de los puntos SD y ST en valor absoluto calculados en base a este amortiguamiento medido experimentalmente comparado con un promedio de las respuestas experimentales obtenidas (ver [Figura 2](#)).

Fue necesario resolver un problema de vibraciones armónicas en el dominio de la frecuencia de carácter no lineal, debido a la presencia de amortiguadores concentrados (sistema no proporcional) cuyos valores dependen de la velocidad. Para ello es necesario implementar computacionalmente el uso de matrices de observación de las velocidades en las suspensiones. El sistema no puede ser resuelto en forma matricial directa, sino que es necesaria la implementación de un algoritmo de resolución no lineal, tal como el método iterativo de Newton-Raphson. La solución es obtenida para frecuencias discretas y crecientes, en donde la solución inicial propuesta requerida por el método es la respuesta estática para la frecuencia más baja. Para el resto de las frecuencias se utiliza como propuesta la solución obtenida en la frecuencia anterior. Esto asegura la convergencia del método para el nivel de no linealidad de los amortiguadores considerados y acorta los tiempos computacionales. Idénticos resultados fueron obtenidos en el modelo de Elementos Finitos calibrado, ya que representan al mismo conjunto de parámetros.

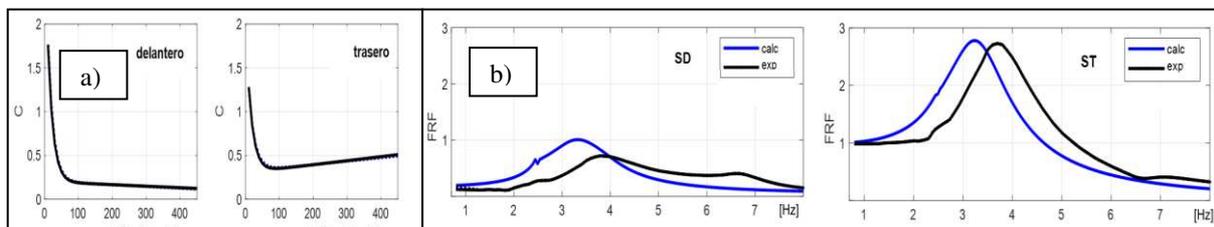


Figura 6: a) Funciones de coeficiente de amortiguamiento equivalente experimentales, b) FRF de los puntos SD y ST calculadas con funciones de amortiguamiento viscosas equivalentes vs. mediciones experimentales

Comparando ambas curvas de la [Figura 6 b\)](#), se observa aun una relativamente burda aproximación de las magnitudes de la respuesta máxima, con los picos de la respuesta diferenciados en varias décimas de Hz. Estas diferencias son lógicas considerando que el modelo de amortiguamiento utilizado es lineal viscoso, mientras que el sistema real presenta fricción y bloqueos en la suspensión delantera y trasera en rangos de frecuencia amplios de acuerdo con lo ya expresado. Para superar los inconvenientes de la contrastación anterior de curvas, se define una rigidez dependiente de la velocidad por medio de una función de Heaviside suavizada $H_s(v)$, que responde a la siguiente ecuación

$$k_t(v) = k_t + \Delta k_b H_s(v, v_b) \quad ; \quad H_s(v) = 0.5 - 0.5 \tanh\left[\frac{(v - v_b)}{v_s}\right] \quad (3)$$

y v_b es la velocidad de bloqueo/desbloqueo de la suspensión, mientras que v_s puede para este caso adoptar un valor cercano a 10 mm/s. Además, $\Delta k_b = 60$ mm/s asegura un valor de rigidez en bloqueo suficientemente alta, mientras que v_b es dejado como parámetro de calibración, con un valor inicial de 50 mm/s. Las funciones de amortiguamiento viscoso

equivalente experimentales correspondientes a las suspensiones delantera y trasera fueron representadas por medio de funciones definidas por parámetros de ajuste, esto es

$$c_e = x(1)\exp(-x(2)v) + x(3)\exp(-x(4)v) + x(5)v + x(6) \quad (4)$$

donde los vectores conteniendo a los parámetros experimentales para la suspensión delantera y trasera (supraíndice d y t respectivamente) resultaron

$$x^d = [1.497 \ 0.062 \ 1.529 \ 0.062 \ -0. \ 0.206] ; x^t = [3.406 \ 0.058 \ -1.732 \ 0.059 \ 0. \ 0.314] \quad (5)$$

Las funciones de la Ec. (4) fueron elegidas de forma de lograr una representación simple de las curvas mediante mínimos cuadrados y la necesidad de representar variaciones de las curvas en el ajuste. Los parámetros de ajuste son calibrados mediante un algoritmo genético basado en la minimización de la una función error definida como la suma de las diferencias cuadráticas de los elementos del vector de la respuesta experimental y el de la respuesta calculada en base a los parámetros propuestos.

4 RESPUESTA DINÁMICA FINAL CALIBRADA

La implementación computacional de la solución requirió la definición de una función matricial de rigidez dinámica en el dominio de la frecuencia igualada a un vector de cargas. Los amortiguadores y el resorte fueron definidos por medio de 14 parámetros, según las Ec. (3) y (4), esto es, seis parámetros por cada amortiguador y k_t , v_b del resorte trasero.

En la Figura 7 se muestran el valor absoluto de las FRF de los puntos SD y ST en valor absoluto y fase calculados mediante la calibración con algoritmo genético vs. los valores experimentales. Los resultados logrados mediante esta implementación no lineal son excelentes, teniendo en cuenta las hipótesis realizadas y los errores inherentes a las mediciones experimentales. Los parámetros calibrados finales fueron $k_t = 38.14$ N/mm y $v_b = 52.81$ mm/s. Adicionalmente se verifica que las estimaciones de las mediciones experimentales de c_d concuerdan con un error de 3% y las de c_t con un error del 8% para velocidades mayores a 100 mm/s, siendo la forma de las curvas idénticas a las experimentales.

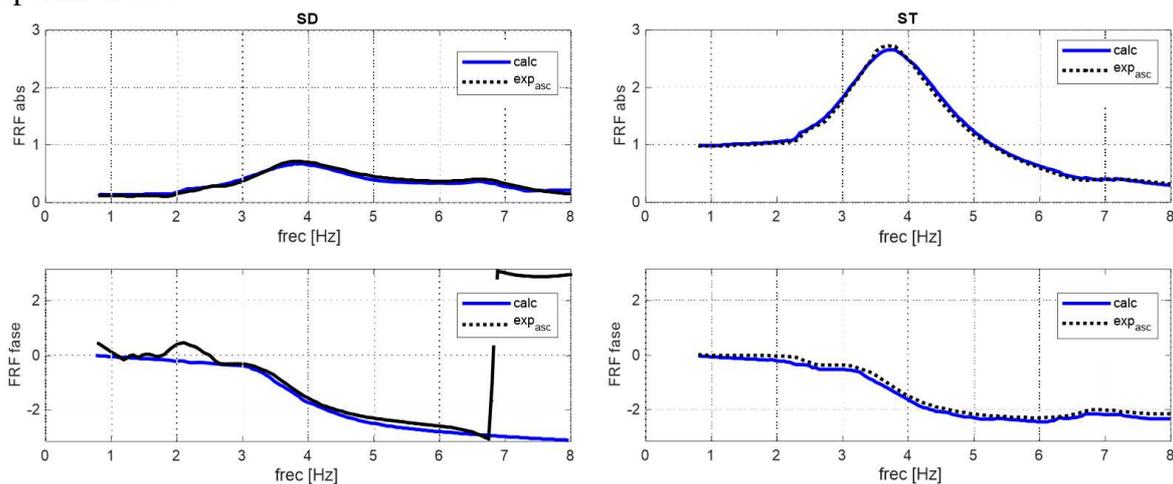


Figura 7: FRF de los puntos SD y ST calculadas en base a calibración final vs. mediciones experimentales

5 CONCLUSIONES

Respecto de la modelación

A pesar de las cuidadosas mediciones y ensayos previos se necesitaron estudios más detallados para la determinación de las masas suspendidas y la posición del Centro de

Gravedad. La imposibilidad de obtener resultados satisfactorios en un modelo de alta no linealidad, llevó a ensayos de distintas versiones de la motocicleta y a modelos simplificados en el mismo entorno computacional que el algoritmo de calibración.

Respecto al tipo de ensayo de calibración

De la experiencia realizada es evidente que los ensayos experimentales transitorios, como el de hump test, presentan severas limitaciones debido a la necesidad de sintonizar el ancho de banda de la excitación con las propiedades del sistema para obtener una respuesta con buena sensibilidad a los parámetros de ajuste. Por otro lado, la respuesta debe ser acotada evitando despegues de la rueda del suelo y no linealidades no deseadas. La limitación más grande sin embargo resulta el análisis de sistemas de alta no linealidad debido al efecto de *stiction*. Los ensayos de barrido resultaron necesarios para la comprensión de la dinámica de la motocicleta y la calibración del sistema en un entorno de parámetros elegido.

Respecto a la calidad del modelo calibrado logrado

El modelo calibrado logrado, basándose en el caso específico del ensayo, ha demostrado su aptitud para representar las propiedades dinámicas del sistema. Considerando las simplificaciones realizadas, el modelo linealizado logrado posee limitaciones en la precisión para aproximar la dinámica no lineal del vehículo para otros niveles de respuesta. Estas hipótesis simplificativas son necesarias, para posibilitar los cálculos de cada respuesta determinística específica, para la cual será necesario un ajuste de parámetros.

REFERENCIAS

- Balachandran, B., Magrab, E., *Vibrations*, Thompson, 2006.
- Capitani R., Meneghin A., Rosti D., Virtual Prototyping of a Two Wheeled Vehicle, *SAE Technical Paper* 2003-01-0672, 2003.
- Cossalter V., Dorian A., Massaro M., and Taraborrelli L., Experimental and numerical investigation on the motorcycle front frame flexibility and its effect on stability, *Mechanical Systems and Signal Processing*, 60-61: 452–471, 2015.
- Craig, R., Kurdila, J., *Fundamentals of Structural Dynamics*, Second Edition, Wiley & Sons. Inc., 2006.
- Koh, C., Perry, M., *Structural identification and damage detection using genetic algorithms*, CRC Press, 2010.
- Maia, N., Silva, J., *Theoretical and Experimental Analysis*, Research Studies Press Ltd., 1997.
- Petrone N., Saraceni M., Field Load Acquisition and variable amplitude fatigue testing on maxi-scooter motorcycles, *Frattura ed Integrità Strutturale*, 30:226-236; 2014.
- Tuluie, R., Ericksen, G., Racing Motorcycle Design Process Using Physical and Virtual Testing Methods, *SAE Technical Paper* 2000-01-3576, 2000.
- Wijker, J., *Mechanical Vibrations in Spacecraft Design*, Springer Verlag, 2004.
- Zhang L., Lu C., Kiet Tieu A., Fatigue Analysis of a Motorcycle Frame System Based on a Road Test and the Finite Element Method, *Materials Science Forum*, 773-774: 842-850, 2013.