

Simulación y medición de vibraciones torsionales en motores de combustión interna

Daniel Barilá; Fernando Vignolo; Rodolfo Gómez; Pedro Kolodka

Facultad de Ingeniería, Universidad Nacional de la Patagonia San Juan Bosco
Ruta Pcial. N°1 Km. 4 (9000) Comodoro Rivadavia - Chubut – Argentina
dbarila@unpata.edu.ar

RESUMEN

El cigüeñal de un motor de combustión interna no es una pieza absolutamente rígida por lo que debe ser considerado un elemento elástico continuo desde el punto de vista de vibraciones.

Posee infinitas frecuencias naturales. Las flexionales suelen ser altas ya que en los motores modernos se utilizan bancadas entre todos los cilindros proporcionando gran rigidez al cigüeñal, sin embargo, las vibraciones torsionales presentan frecuencias naturales más bajas, que ocasionalmente pueden estar dentro del rango de operación del motor.

Las bielas y pistones modifican las características dinámicas del mismo, por eso, cuando se habla de frecuencias de vibración torsional, se asume que el cigüeñal no es el propiamente dicho, sino que es uno ficticio que además de sus características propias posee discos acoplados que simulan el efecto inercial de bielas y pistones.

En determinadas condiciones de funcionamiento pueden presentarse resonancias y deformaciones angulares excesivas. La medida de las vibraciones torsionales suele realizarse colocando medidores de velocidad o captadores de posición en los extremos del cigüeñal, estos deberían mostrar lecturas ligeramente diferentes; esta diferencia es producida por la deformación torsional del cigüeñal. De esa manera se obtiene sólo el movimiento de los extremos del cigüeñal, pero permite identificar claramente las frecuencias críticas del mismo, para estudios detallados de las formas de los diferentes modos de vibración se recurre a cálculos teóricos o a simulaciones basadas en modelos físicos que representan las características del motor.

Se ha avanzado en tareas de simulación basadas en discretizar el motor y obtener la respuesta del conjunto utilizando el método de diferencias finitas. En el área experimental se desarrolló un equipo de medición y un banco de calibración.

Hasta el momento sólo se ha medido en motores automotrices en bancos de pruebas siendo el mayor campo como herramienta de diagnóstico el de los grandes motores industriales.

Palabras Claves: vibraciones, torsionales, diagnóstico, irregularidad.

1. INTRODUCCIÓN

Para el estudio de las vibraciones torsionales, puede asumirse que el cigüeñal se comportará de manera similar al sistema mostrado en la figura 1. Supongamos por ejemplo que el cigüeñal de un motor tuviera su primera frecuencia natural torsional a 5000 ciclos/minuto (en el primer modo de vibración los extremos del eje vibran en contrafase tal como lo muestra la figura 1), si el motor es de 4 tiempos, la frecuencia de encendido para cada cilindro será de 5000 ciclos/minuto cuando el motor gire a 10000 RPM, en ese caso resulta obvio que puede haber graves problemas de resonancia.

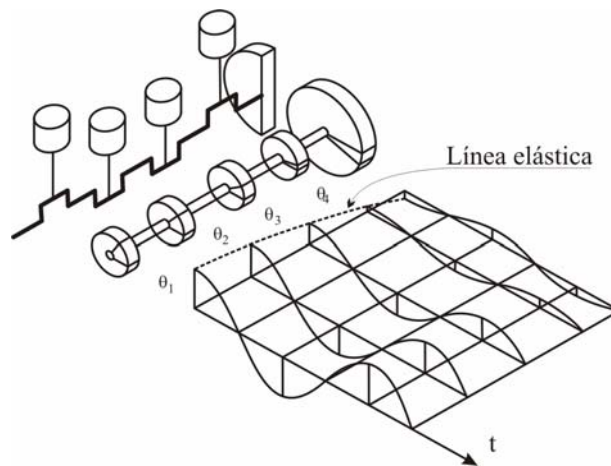


Figura 1 Primer modo de vibración torsional del cigüeñal

Podría pensarse que con sólo operar fuera de ese régimen no habría problemas, sin embargo, hay que recordar que el par instantáneo de un motor de combustión interna alternativo (MCIA) no es armónico puro, sino que por el contrario, contiene gran cantidad de armónicos superiores significativos, por lo que habrá otras frecuencias en las que habría de esperarse la resonancia. Por ejemplo, girando a 2500 RPM, se tendría una frecuencia de encendido de 1250 c/m, por lo que el par generado por un cilindro tendría precisamente esa frecuencia como fundamental, pero el 4º armónico sería el responsable de producir resonancia ya que tendría una frecuencia de 5000 c/m.

Además hay que recordar que el cigüeñal tiene infinitas frecuencias naturales, aunque sólo las más bajas suelen dar problemas, usualmente, los cigüeñales se diseñan para que la frecuencia de encendido de cada cilindro esté por debajo de la primera frecuencia natural en todo el rango de operación, para evitar al menos la coincidencia de esas dos frecuencias, sin embargo, tal como se ha visto, esto no garantiza en modo alguno que no exista alguna velocidad crítica en el rango de operación del motor.

En motores policilíndricos, puede pasar que para un modo de vibración correspondiente a alguna frecuencia crítica, el efecto combinado de todos los cilindros sea menos destructivo que

si sólo existiera uno solo, ya que el aporte de energía de algunos de ellos se opone al de otros debido a la configuración geométrica de ese modo en particular. Dicho de otra manera, si cada cilindro operara aisladamente en esa frecuencia crítica, generaría un modo de vibración similar al de los demás cilindros trabajando aisladamente pero con diferencias de fase debidas al diferente punto de aplicación y al hecho de que los encendidos estarán temporalmente espaciados según un orden preestablecido (el orden de encendido del motor); al superponer las vibraciones de cada cilindro aislado puede ser que estas tiendan a anularse o en otros casos a magnificarse. En el primer caso se habla de una velocidad crítica "menor" y en el segundo de una velocidad crítica "mayor".

Esta es una de las razones por las que parte de las velocidades críticas no presentan problemas ya que las vibraciones producidas son pequeñas, además, ciertos efectos de amortiguación internos del motor como la fricción viscosa del lubricante pueden mantener acotadas las vibraciones a otras velocidades críticas; en ocasiones, la propia carga aporta el efecto disipativo para contrarrestar las vibraciones producidas en alguna velocidad crítica, tal es el caso de los grandes motores marinos en los que la hélice suele ejercer este papel [1,2].

En motores pequeños y con poca cantidad de cilindros no suele ser común que las vibraciones torsionales presenten problemas, sin embargo, con más de 6 cilindros, en motores medianos, o en grandes motores, sí es común que las vibraciones de este tipo aparezcan de manera significativa y que, por tanto, deban ser disminuidas de alguna manera.

La medida de las vibraciones torsionales suele realizarse colocando medidores de velocidad o captadores de posición en los extremos del cigüeñal, estos deberían mostrar lecturas ligeramente diferentes; esta diferencia es producida por la deformación torsional del cigüeñal. De esa manera se obtiene sólo el movimiento de los extremos del cigüeñal, pero permite identificar claramente las frecuencias críticas del mismo, para estudios detallados de las formas de los diferentes modos de vibración se recurre a cálculos teóricos o a simulaciones basadas en modelos físicos que representan las características del motor.

En estos modelos se discretiza el cigüeñal transformándolo en una sucesión de volantes unidos mediante ejes elásticos de tal manera que el conjunto resulte de similares características inerciales y elásticas a las del real tal como se muestra en la figura 1. Sobre cada uno de esos volantes actúa el par de cada cilindro, además permite simular los efectos de diferentes elementos tales como los amortiguadores torsionales o los diferentes tipos de carga. Existen casos en los que debido a las características del motor o del conjunto motor-carga, este puede funcionar a velocidades en las que podría ser excitado alguno de los modos de vibración torsional; una de las soluciones consiste en acoplar un amortiguador torsional en algún punto del cigüeñal. Existen diversos tipos de amortiguadores [1], pero los más habituales son los del tipo disipativo de fricción viscosa consistentes en una carcasa cilíndrica fija al cigüeñal que contiene en su interior un disco de tamaño apenas inferior que el interior de la

misma y está vinculado a esta sólo por la acción de las fuerzas viscosas del aceite que contiene la carcasa.

Estos dispositivos funcionan disipando la energía que el cigüeñal acumularía en forma de oscilaciones al entrar en resonancia; para que esto sea posible el amortiguador debe colocarse en un antinodo del cigüeñal, es decir, un punto que oscilará mucho en caso de entrar en resonancia ya que de no ser así, el amortiguador no sería efectivo. El punto más eficaz es el extremo libre del cigüeñal ya que este es un antinodo para cualquier frecuencia natural.

2. SIMULACIÓN NUMÉRICA

Uno de los objetivos de este trabajo es desarrollar una herramienta que permita simular el comportamiento dinámico del cigüeñal y la carga acoplada al motor en distintas condiciones de funcionamiento. Para esto, se ha trabajado en un modelo de simulación basado en discretizar el motor y obtener la respuesta del conjunto utilizando el método de diferencias finitas sobre la base del paquete informático MATLAB – SIMULINK

Por el momento el modelo trabaja con ciclos teóricos de presión limitada “semi Diesel”, es posible simular diferencias de funcionamiento entre cilindros con la posibilidad de acoplar un amortiguador torsional viscoso en un extremo del cigüeñal (damper). Uno de las configuraciones probadas conduce una carga similar a una hélice de propulsión o un freno dinamométrico hidráulico parametrizado por un momento de inercia y un par resistente que depende cuadráticamente de la velocidad de giro.

Cuenta con “discos” que representan los momentos de inercia correspondientes a la carga (hélice), volante, damper y las porciones de cigüeñal “movidas” por cada uno de los cilindros. Cada uno de los “discos” posee amortiguamiento viscoso que representa aproximadamente las pérdidas mecánicas distribuidas del motor. La hipótesis de discos que representen las propiedades inerciales del motor (figura 1) sería correcta si no tuviera masa el pistón ni la biela. Dado que a velocidad de giro constante, las masas con movimiento alternativo no poseen energía cinética constante, si se intenta representar las propiedades inerciales del cigüeñal con discos es necesario hacer que estos varíen su momento de inercia cíclicamente a medida que giran para tener en cuenta las propiedades inerciales de las masas que no tienen rotación pura. Los modelos más usuales, utilizan un valor constante de momento de inercia cuyo valor es un promedio entre los extremos máximo y mínimo del mismo. En nuestro caso sí hemos tenido en cuenta esta variación para la realización del modelo. Se muestra a continuación la metodología empleada para el caso de momentos de inercia constantes.

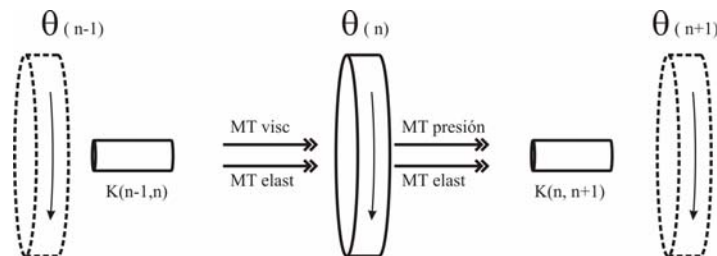


Figura 2 Diagrama de cuerpo aislado de un elemento discretizado de cigüeñal

$$K_{(n-1, n)} \cdot (\theta_{(n-1)} - \theta_{(n)}) + K_{(n, n+1)} \cdot (\theta_{(n+1)} - \theta_{(n)}) + Mt_{Presión} - \dot{\theta}_{(n)} \cdot B = I_n \cdot \ddot{\theta}_{(n)} \quad (1)$$

La aplicación de las leyes de la dinámica sobre un elemento genérico conduce a la Ec. (1)

Donde:

K = Constante elástica de la porción de cigüeñal correspondiente al subíndice

θ = Ángulo girado por el elemento de cigüeñal

$Mt_{Presión}$ = Momento torsor generado por la presión en el cilindro

B = Coeficiente de resistencia viscosa

I_n = Momento de inercia

Con planteamientos similares se obtienen las ecuaciones gobernantes del volante, carga conducida, "damper", etc. Estas ecuaciones permiten plantear un esquema de cálculo por diferencias finitas en el que θ_n y sus derivadas temporales pueden calcularse como función del tiempo que se incrementa con valores de Δt definidos por el operador y que deben ser suficientemente pequeños para lograr resultados suficientemente precisos.

Para el esquema que tiene en cuenta las masas con movimiento alternativo se parte de suponer que cada "disco" se compone en realidad de un sistema como el de la figura 3 (pistón+biela+porción de cigüeñal). Este sistema no se comporta de manera equivalente a un disco de inercia constante, para tratarlo, se "abren" las vinculaciones poniendo de manifiesto las fuerzas de enlace, para este caso se supuso a la biela como una varilla con masas concentradas en sus extremos, en este cálculo, estas masas puntuales se consideran como parte del pistón y del cigüeñal por lo que la biela puede ser considerada sin masa.

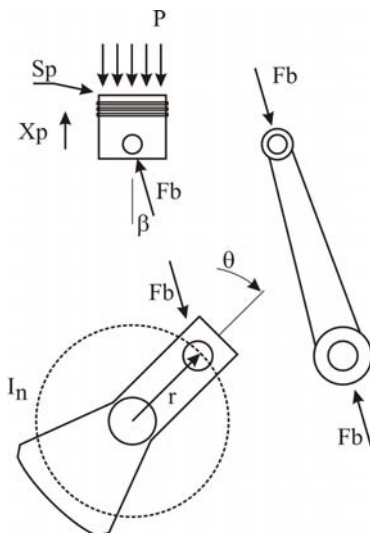


Figura 3

$$\ddot{x}_p = f(\theta, \dot{\theta}, \ddot{\theta}) \quad (2)$$

$$F_b \cdot \cos \beta - P \cdot S_p = m_p \cdot \ddot{x}_p \quad (3)$$

$$\vec{r} \wedge \vec{F}_b + \sum M_{Elast} - \dot{\theta}_{(n)} \cdot B = I_n \cdot \ddot{\theta}_{(n)} \quad (4)$$

$$\ddot{\theta}_{(n)} = f(P(\theta), \beta(\theta), B, I_{(n)}, \theta_{(n-1)}, \theta_{(n)}, \theta_{(n+1)}) \quad (5)$$

Donde:

M_p = Masa del pistón (más parte de la biela)

I_n = Momento de inercia de la porción de cigüeñal.

$\sum M_{Elast}$ = Vinculación con partes adyacentes

S_p = Superficie del pistón

Para explicar como se ha tratado este aspecto del modelo se presentan las fórmulas simplificadamente pretendiendo sólo exponer conceptualmente el criterio utilizado.

La aceleración del pistón es función de θ y sus derivadas temporales Ecuación (2). El diagrama de cuerpo aislado del pistón conduce a la Ecuación (3)

La Ecuación (4) es el equivalente a la Ecuación (1), trabajando algebraicamente las Ecuaciones (2), (3) y (4) se obtiene la Ecuación (5) que al igual que la Ecuación (1), permite obtener θ en función del tiempo.

3. ESTIMACIÓN Y MEDICIÓN DE PARAMETROS

Para que la simulación sea medianamente representativa del comportamiento dinámico real del cigüeñal es necesario que los parámetros físicos a introducir en el modelo sean próximos a los reales. A continuación se detalla el método utilizado en cada caso

3.1. Parámetros inerciales

La determinación del momento de inercia del cigüeñal puede hacerse mediante cálculo teórico relevando detalladamente su geometría o mediante un ensayo dinámico. El ensayo dinámico más simple suele ser el de convertir al cigüeñal en un péndulo físico sujetado desde un eje paralelo al de bancadas. Puede también implementarse un péndulo de torsión acoplado un "resorte" en un extremo, este ensayo permite incluso medir la inercia equivalente sin desarmar el motor aunque es necesario instrumentar adecuadamente el experimento ya que es necesario generar una oscilación que se amortigua muy rápidamente.

3.2. Presión en el cilindro

En nuestra experiencia se utiliza un ciclo teórico de presión limitada que con simplicidad permite aproximarse razonablemente a la realidad, más aún cuando las mayores diferencias respecto a un ciclo ideal se dan en proximidades de los puntos muertos por lo que la estimación del par instantáneo se ve poco afectada.

3.3. Parámetros viscosos y grupos auxiliares

El parámetro B_n se puede estimar de tal manera que genere un par medio similar al par de pérdidas por fricción mecánica del motor, el valor correspondiente al extremo libre debería tener en cuenta el par de accionamiento del árbol de levas y auxiliares como así también sus respectivas características inerciales. Un modelo más exacto debería tener en cuenta que la fricción hidrodinámica en los cojinetes es dependiente de la carga, además, la fricción se manifiesta fuertemente entre cilindro y pistón dependiendo de la posición angular y de la presión. La interacción entre aros de pistón y pared de cilindro depende de la presión por lo

que el modelo actualmente utilizado es muy simplificado en este sentido y por ello susceptible de perfeccionamientos en trabajos futuros.

3.4. Rigidez del cigüeñal

La rigidez del cigüeñal podría estimarse mediante cálculos teóricos que si pretenden ser precisos deben realizarse mediante avanzados métodos numéricos. Existen fórmulas empíricas que permiten estimar la rigidez del cigüeñal basadas en amplia información experimental para diversas geometrías [1].

En nuestro caso se realizó una estimación mediante fórmulas empíricas y se diseñó un dispositivo experimental para ensayar un cigüeñal de un motor de 4 cilindros y 850 cm³ con el que se realizaron ensayos funcionales en banco de pruebas.

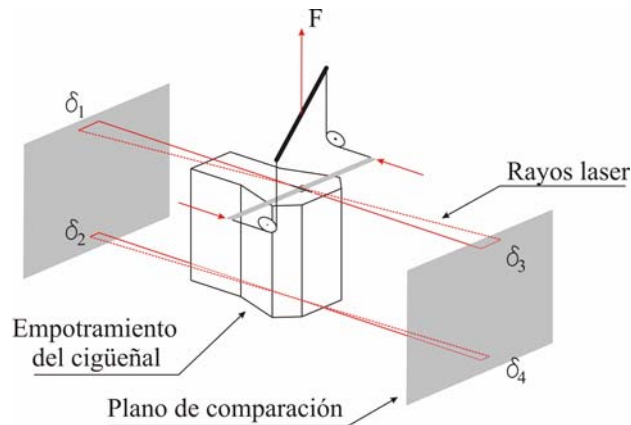


Figura 4 Equipo de medición de constante elástica del cigüeñal

El dispositivo mostrado en la figura 4 permite aplicar un momento torsor puro a un extremo del cigüeñal que se encuentra montado sobre el propio motor. Una palanca atornillada en su punto medio al extremo de salida de potencia del motor genera un par sobre el mismo producido por la acción de cables de acero que a su vez son accionados por los extremos de otra barra que recibe en su punto medio la fuerza generada por un actuador hidráulico. El otro extremo del motor se encuentra bloqueado a la estructura del motor. Se colocan punteros Láser en ambos extremos del cigüeñal para que la variación de sus proyecciones sobre planos de comparación permitan conocer el ángulo de torsión. Conociendo la fuerza de accionamiento, se calcula el par actuante por lo que el desplazamiento sobre el plano de un punto δ_1 generado por un Láser superior sería suficiente para obtener el ángulo girado. Sin embargo, dado que el empotramiento inferior no es perfecto, es necesario colocar otro Láser en el otro extremo del cigüeñal para obtener su giro a través de la medición de δ_2 , así, el ángulo de torsión resultará de la diferencia entre los ángulos girados por ambos extremos. Para evitar errores ante posibles desplazamientos del conjunto, también se colocaron otros dos Láser de manera de medir los desplazamientos de puntos proyectados sobre un segundo plano de comparación δ_3

y δ_4 , analizando la geometría de los triángulos representados se puede corregir cualquier pequeño desplazamiento que pudiera surgir durante el experimento.

4. INSTRUMENTOS DE MEDICIÓN

Para medir las irregularidades de rotación se diseñó y construyó un circuito electrónico capaz de entregar una señal de voltaje proporcional a las variaciones de la velocidad angular, para sensor esta última se está empleando un codificador angular optoelectrónico que proporciona una señal de salida digital de N pulsos por vuelta. Este último valor coincide con la resolución medida en cantidad de muestras o puntos de la curva de irregularidad. Si tenemos en cuenta que esta curva es periódica cada 2 vueltas de motor de 4 tiempos, en realidad se obtienen 2.N puntos.

Como la curva de irregularidad de rotación es muestreada por un sistema digital de adquisición de señales, se decidió emplear funciones de integración y derivación implementadas digitalmente como algoritmos de procesamiento de señales, en lugar de construir circuitos especiales dedicados a integrar o derivar las señales medidas, que por otro lado ofrecen poca versatilidad para ser adaptados a diferentes condiciones de medición.

En la (figura 5) se muestra el diagrama en bloques del sistema de medición implementado.

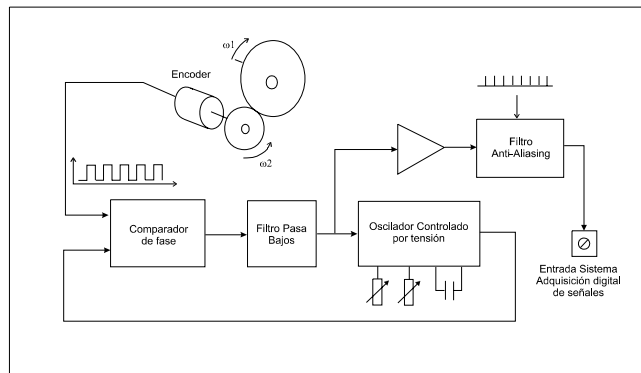


Figura 5

Un codificador angular puede acoplarse directamente al extremo libre, pero en el otro extremo se ha utilizado la técnica de utilizar una transmisión por rodadura sobre una zona mecanizada del volante. Cada codificador actúa como un tacómetro instantáneo pudiéndose obtener el ángulo de torsión dinámico mediante integración numérica de la diferencia de velocidad angular de los extremos. Para conocer la componente media de ángulo de torsión es necesario además captar una señal de posición angular una vez por cada vuelta de eje, en el caso de que el codificador se coloque solidario al cigüeñal, se puede obtener de este dispositivo ya que suelen contar con una salida electrónica que brinda esta información. En caso de usar la técnica de rodadura, se hace necesario colocar un dispositivo extra para tomar la señal de posición en cada vuelta de eje.

5. RESULTADOS OBTENIDOS

5.1 Simulación de vibraciones torsionales

Se han realizado gran cantidad de simulaciones con diversas configuraciones de motor (2, 4 y 6 cilindros 4T) con “damper” en algunos casos. Las cargas utilizadas representan a una hélice de propulsión o un freno dinamométrico hidráulico parametrizado por un momento de inercia y un par resistente que depende cuadráticamente de la velocidad de giro.

Conviene realizar una primera simulación consistente en provocar un desfase angular inicial al conjunto motor – carga y analizar como oscila el conjunto hasta amortiguarse habiendo “desactivado” los cilindros. De esta simulación se obtiene un registro de ángulos girados por cada elemento del sistema discretizado en función del tiempo. Al ser una oscilación libre, el resultado sólo puede ser una combinación de modos normales de vibración con sus frecuencias naturales asociadas por lo que calculando la FFT del registro ángulo vs. tiempo de cualquier elemento discretizado, es posible obtener un espectro con componentes que son precisamente las frecuencias naturales del sistema. De esta manera se convierte en un ensayo de análisis modal “virtual”. Conocer las frecuencias naturales del sistema permite calcular las velocidades críticas pero no las amplitudes y esfuerzos dinámicos que se podrían alcanzar, para obtener resultados de este tipo pueden realizarse simulaciones con los cilindros “funcionando” ya sea normalmente o con fallas parciales o totales, cambiar órdenes de encendido, etc.

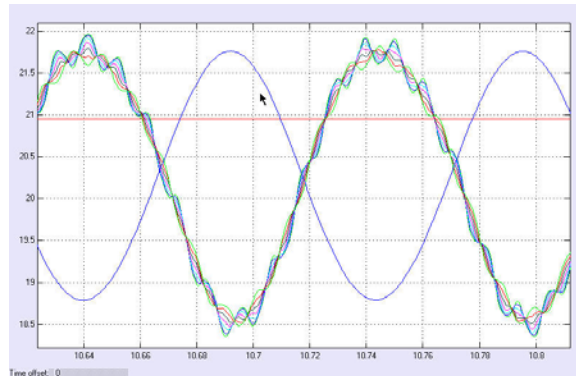


Figura 6 Velocidad angular instantánea de los elementos discretizados del cigüeñal se observa que la carga (azul) oscila en contrafase con el cigüeñal. Esto sucede en el caso de trabajar en la primer condición de resonancia. El resto de las líneas representan las velocidades angulares de cada uno de los elementos discretizados del cigüeñal mostrando como se torsiona el mismo.

5.2 Medición de vibraciones torsionales

Para calibrar el equipamiento de medición desarrollado, se construyó un equipo que básicamente está constituido por dos ejes vinculados mediante una junta cardánica que giran accionados por un motor eléctrico. El ángulo entre ejes puede variarse por lo que las velocidades angulares instantáneas de los ejes serán diferentes ya que la junta no es

homocinética. Como la ley matemática que vincula las velocidades de ambos ejes es conocida y depende del ángulo entre ejes, el dispositivo puede ser usado como “patrón” de calibración. La figura 7 muestra los resultados de un ensayo de un motor de 4 cil 850 cm³ en banco de pruebas trabajando en un régimen cercano al de resonancia del sistema motor carga (freno), excitada por la componente 2X de la frecuencia de encendido de un cilindro. La vinculación entre ambos tiene un acoplamiento elástico (resortes de disco de embrague) por lo que esta velocidad crítica es muy baja. En color rojo el motor, en azul el freno y en verde el ángulo en grados entre ambos calculado por integración numérica mostrando la amplitud máxima pico a pico (desplazado verticalmente y ampliado para mejor interpretación). La figura 8 muestra registros de velocidad angular instantánea [3] en ambos extremos del cigüeñal del mismo motor operando lejos de cualquier condición crítica de motor y conjunto Motor-freno. En rojo el extremo delantero del motor en azul el volante y en verde el ángulo entre ambos.

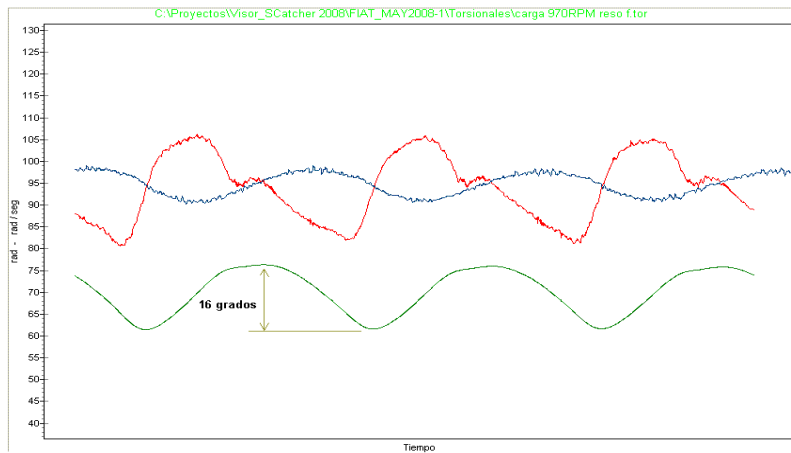


Figura 7

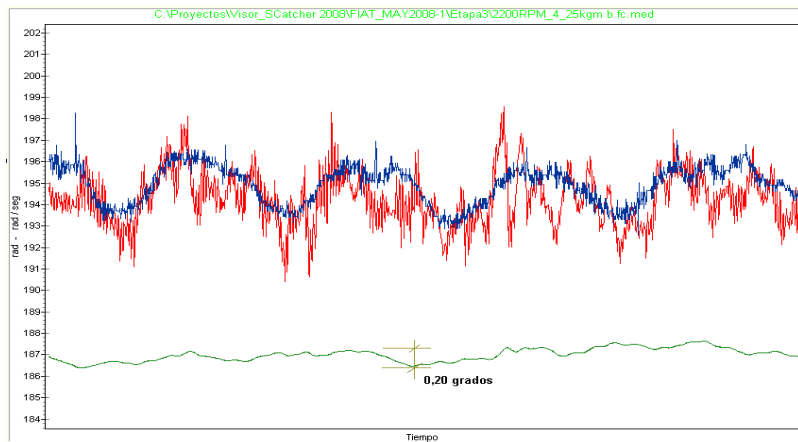


Figura 8

6. CONCLUSIONES Y TRABAJOS FUTUROS

Los trabajos de simulación permiten obtener información importante en lo referido a predicción de condiciones críticas de funcionamiento, es necesario para ello poder medir y/o estimar los parámetros físicos a introducir en el modelo con la mayor precisión posible.

Los desarrollos de instrumentación electrónica nos han permitido medir en condiciones de laboratorio, nuestro objetivo a futuro es lograr buenos ajustes entre resultados medidos y modelados para así lograr más fiabilidad en trabajos de predicción, tanto en motores automotrices como en instalaciones industriales.

7. REFERENCIAS

[1] DEN HARTOG, J. P. *Mecánica de las vibraciones*, Editorial CECSA, 1976.

[2] BRITISH INTERNAL COMBUSTION ENGINE RESEARCH ASSOCIATION *Handbook on torsional vibration*, Editorial Cambridge University Press, 1958.

[3] TINAUT, F.; MELGAR, A.; HERRILLO, A.; FERNANDEZ, L.; MONTERO, V.
Faults Detection in a Reciprocating Internal Combustion Engine From Instantaneous Engine Speed;
22nd CIMAC Congress, 1998