

## Estudio de rotura de la caja de transferencia de un vehículo 4x4

José L. Pombo<sup>1</sup> Patricia M. Bellés<sup>2</sup> y Darian Visotsky<sup>\*3</sup>

<sup>1</sup> Depto. de Ingeniería, Laboratorio de Vibraciones Mecánicas, Universidad Nacional del Sur.  
Avda. Alem 1253, B8000CPB Bahía Blanca, Argentina. e-mail: [jlpombo@criba.edu.ar](mailto:jlpombo@criba.edu.ar)

<sup>2</sup> Depto. de Ingeniería, Instituto de Mecánica Aplicada (IMA), Universidad Nacional del Sur.  
Comisión de Investigaciones Científicas (CIC) de la Provincia de Buenos  
Aires. Avda. Alem 1253, B8000CPB Bahía Blanca, Argentina. e-mail: [pbelles@criba.edu.ar](mailto:pbelles@criba.edu.ar)

<sup>\*3</sup> Universidad Nacional del Sur. e-mail: [davisotsky@hotmail.com](mailto:davisotsky@hotmail.com)

En el presente trabajo se describen los estudios realizados con referencia a la rotura por fatiga producida en la caja de transferencia de un vehículo 4x4.

Con el objeto de determinar las causas de dicha rotura, se analizaron las características vibratorias del sistema dinámico en su conjunto y de los elementos individuales que lo componen. Del análisis realizado dentro del rango de funcionamiento del vehículo, se comprobó que para altas velocidades se alcanzaba una velocidad crítica en el árbol cardán que transmite potencia de la caja de cambios al diferencial trasero.

Un árbol cardán tiene la primera velocidad crítica en flexión, la cual debe procurarse no alcanzar nunca durante el funcionamiento, ya que ésta podría producir deformaciones excesivas que ocasionarían fallas prematuras en las articulaciones o en las piezas componentes del sistema de transmisión [1, 2, 3].

La velocidad crítica depende en primer lugar de la distancia entre las dos articulaciones y de la rigidez a la flexión del tubo utilizado. En este trabajo, a los efectos de hallar una solución al problema, se evaluó el posible reemplazo del árbol cardán. Se contempló la posibilidad de introducir diversas modificaciones en su diseño y se evaluó la eficiencia de cada una de las alternativas propuestas, con el objetivo de lograr un diseño que permitiera elevar las frecuencias naturales de vibración del árbol cardán hacia valores que se encontraran fuera del rango de funcionamiento del mismo.

Las distintas soluciones se analizaron utilizando modelos de elementos finitos tridimensionales con el fin de predecir sus respectivos comportamientos. El análisis modal se realizó con el módulo de cálculo lineal del programa Algor® [4]. Los modelos numéricos que proporcionaron resultados de frecuencias naturales y formas modales más apropiados para dar solución al problema, fueron verificados analíticamente.

**Palabras claves:** árbol cardán, rotura, velocidad crítica, frecuencia

## 1. INTRODUCCIÓN

La realización de este estudio surgió de la necesidad de hallar las causas y encontrar solución al problema de la rotura repetida y sistemática de la caja de transferencia de un determinado modelo de vehículo pick-up doble tracción. Tal inconveniente se presentaba, en particular, en aquellas unidades cuyos usuarios conducían frecuentemente en ruta a altas velocidades y durante períodos prolongados.

Ante esta evidencia se infirió que la causa residía en algún elemento del vehículo que producía una reducción drástica en la vida del componente caja de transferencia, con respecto a los demás componentes del vehículo. Con el fin de determinar dicha causa se realizó un análisis de falla de una caja de transferencia fuera de servicio y un estudio dinámico sobre el sistema de transferencia del vehículo, los que se presentan a continuación.

## 2. ESTUDIO DEL ORIGEN DE LA FALLA.

En primera instancia se realizó un estudio de falla de una caja de transferencia fuera de servicio para determinar la naturaleza de los esfuerzos que habían llevado a la rotura a la misma. Para ello se realizó una inspección del conjunto, primero general y luego a través de la utilización del método de tintas penetrantes, observándose múltiples fisuras en la carcasa, sobre todo en la zona del cojinete de apoyo del árbol de transmisión de potencia hacia el cardán trasero. De este hecho se dedujo que al producirse por algún motivo estas fisuras, el aceite de la caja se escurría por las mismas hasta el punto que los componentes internos fallaban por falta de lubricante.

Mediante un análisis detallado de las características de las superficies de las fisuras de la carcasa, en primer lugar se descartó que el esfuerzo que las producía fuera originado por la presencia de una tensión superior a la admisible del material. Se arribó a la conclusión de que la causa del problema se debía al fenómeno conocido como fatiga, en el cual la aplicación repetida de esfuerzos dentro del rango elástico causan una degradación continua del metal componente. En las Figuras 1 y 2 se muestran fotografías de las fisuras en la carcasa de la caja de transferencia.



Figura 1. Tapa de la caja de transferencia dañada.



Figura 2. Detalle de zona de falla.

En la fotografía de la Figura 2 se ven las marcas características de las roturas debidas al fenómeno de fatiga. Esto reveló la existencia de alguna fuente de esfuerzos alternativos en el sistema, que no habían sido contemplados en el diseño del conjunto.

Se procedió luego a efectuar un estudio dinámico del sistema de transmisión sobre un vehículo en servicio. Para ello se suspendió el eje trasero del mismo, apoyándolo sobre pedestales rígidos, permitiendo poner en movimiento toda la transmisión y realizar las mediciones necesarias. En la Figura 3 se muestra un esquema del sistema de transmisión del vehículo 4x4, con sus principales componentes.

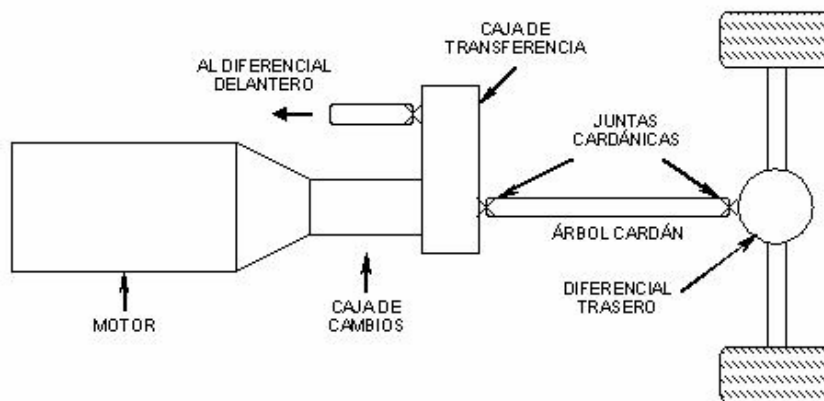


Figura 3: Esquema de la vista inferior del sistema de transmisión del vehículo.

Las primeras medidas fueron realizadas con sensores de velocidad sobre la caja de transferencia en diferentes direcciones, pero los registros resultaron confusos debido a la gran cantidad de componentes presentes en el espectro de frecuencias. Éstas se atribuyeron a la baja serenidad de marcha del motor alternativo, cuyas vibraciones se transmitían a la caja de cambios y finalmente a la caja de transferencia, constituyendo estos tres componentes un conjunto rígidamente vinculado.

Otra medición efectuada fue tendiente a identificar la frecuencia natural en modo de flexión del cardán que transmite potencia desde la caja de transferencia al diferencial trasero. Para ello se utilizó también el sensor de velocidad, pero dicha frecuencia no se pudo registrar debido a que el movimiento vibratorio originado por impactos se amortiguaba rápidamente a causa de que la caja de transferencia se encontraba montada sobre tacos de goma.

Finalmente, se utilizó un sensor de desplazamiento ubicado en el centro de la luz entre apoyos del cardán. A su vez se tomó registro de una señal de fase correspondiente al giro de dicho árbol. Ambas señales se visualizaron simultáneamente con un adquisidor de datos digital, siendo la señal roja la correspondiente a la fase de rotación del árbol cardán y la violeta la correspondiente a la señal vibratoria del mismo.

El primer gráfico de la Figura 4 fue registrado con una velocidad de giro de 80 Hz o 4800 rpm y en él se observa que la señal de fase se encuentra aproximadamente en la cresta de la señal

vibratoria, mientras que en el segundo gráfico correspondiente a 90 Hz o 5400 rpm la señal de fase se encuentra en el valle de la señal vibratoria. Por lo tanto entre ambas velocidades la señal vibratoria se desfasa 180°, lo que evidencia la presencia de una velocidad crítica.

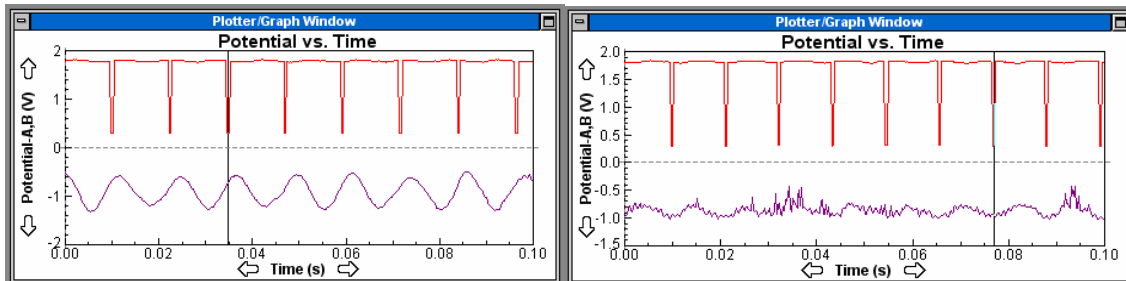


Figura 4. Gráficos del adquisidor digital que indican una velocidad crítica en el rango 4800 a 5400 rpm.

El rango de velocidades mencionado para el cardán, corresponde a una velocidad del vehículo de aproximadamente 160 Km/h. Esto revela que aquellos usuarios que usualmente conducen en este orden de velocidad, sufran el inconveniente de la rotura de la caja de transferencia en el corto plazo, por operar el vehículo en un régimen de velocidad crítica.

### 3. ANÁLISIS DE POSIBLES MODIFICACIONES EN EL CARDÁN DE TRANSMISIÓN

#### 3.1. Modificación de la longitud del árbol cardán

Una de las posibles soluciones analizadas fue la colocación de un puente intermedio entre la caja de transferencia y el diferencial trasero, dividiendo el cardán de transmisión de potencia que los vincula en dos tramos. De esta manera, al reducirse la luz entre apoyos a la mitad, cada uno de los tramos pasarían a tener una frecuencia natural y por lo tanto una velocidad crítica, mucho mayores que el cardán original. De este modo podría lograrse que dicha velocidad crítica quedara fuera del rango de operación. Esta opción resultó interesante por su viabilidad técnica y positiva eficacia, aunque con el inconveniente de quitar sencillez al sistema.

#### 3.2. Modificación del diseño geométrico manteniendo las juntas cardánicas originales

La siguiente opción que se consideró fue rediseñar el cardán manteniendo las juntas cardánicas originales, de modo que su frecuencia fundamental flexional resultara mayor que la del diseño original. De esta manera se conseguiría que la velocidad crítica del cardán se encontrara por encima del rango de operación de dicho elemento. El diseño se centró en el análisis de las variables geométricas y no se evaluó la incidencia de utilizar distintos materiales constitutivos, sino que se adoptó el acero utilizado comúnmente para árboles cardán.

En primera instancia se trabajó en un diseño de sección anular (construido a partir de un tubo), tal que la apropiada elección de sus diámetros interior y exterior, resultara en un elemento de frecuencia natural superior a la original. Dadas las características del montaje del cardán sobre

el vehículo, para el modelado del elemento se utilizó la configuración de una viga simplemente apoyada. El comportamiento resultaba apropiado ya que las juntas cardánicas de los extremos permitían libre rotación y en el lado de la caja de transferencia, el acoplamiento tipo espiga admitía desplazamiento en el sentido axial. Se simplificó además el modelo suponiendo vínculos rígidos, cuando el sistema posee en realidad cierta elasticidad en los apoyos tanto del lado del diferencial como del lado de la caja de transferencia. Se debe hacer notar que esta simplificación del modelo se consideró adecuada debido a que el estudio no estaba orientado a la obtención de valores precisos de la frecuencia natural del cardán sino a la tendencia de variación de la misma en relación con sus características geométricas.

Para el modelo de *viga simplemente apoyada*, su primera frecuencia natural en flexión es [5]

$$f_1 = \frac{\pi}{2} \sqrt{\frac{E \cdot I}{m \cdot l^4}} \quad (1)$$

donde  $E$  es el módulo de elasticidad del material,  $I$  el momento de inercia de la sección,  $m$  la masa por unidad de longitud y  $l$  la longitud de la viga.

Para una sección anular, el momento de inercia respecto su eje principal es:

$$I = \frac{\pi}{64} (d_{ext}^4 - d_{int}^4) \quad (2)$$

Se analizó la tendencia de la primera frecuencia natural de la viga simplemente apoyada de sección anular, en relación con las variaciones de su espesor, manteniendo fijos alternativamente los diámetros exterior e interior. En la Figura 5 se muestra su comportamiento variando el espesor de la sección con el diámetro interior fijo y en la Figura 6 variando el espesor con el diámetro exterior fijo. Los gráficos muestran la tendencia de la frecuencia fundamental  $f_1$  del árbol cardán en función del espesor de pared  $t$ , observándose que para un incremento del espesor con el diámetro inferior fijo, la frecuencia aumenta, mientras que con el diámetro exterior fijo, la frecuencia disminuye. De lo anterior se concluye que a los efectos de elevar la velocidad crítica del rotor se debe tender a un diseño de árbol cardán cuyo espesor se incremente con el aumento del diámetro exterior.

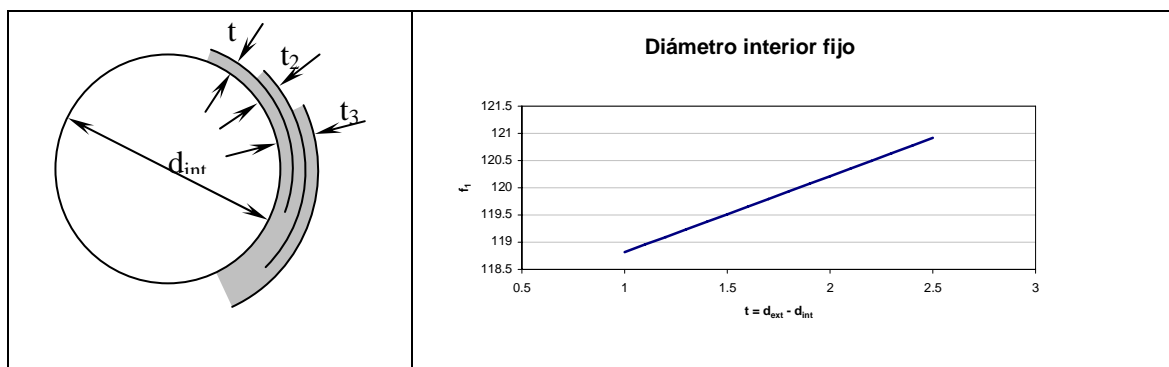


Figura 5. Variación de la frecuencia en función del espesor manteniendo el diámetro interior fijo.

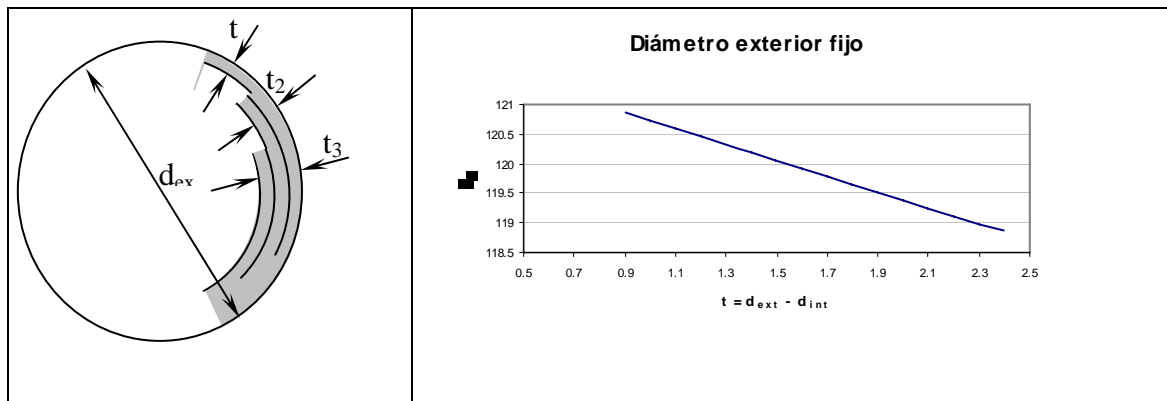


Figura 6. Variación de la frecuencia en función del espesor manteniendo el diámetro exterior fijo.

#### 4. MODELOS NUMÉRICOS

El análisis numérico con elementos finitos se realizó con el programa Algor® [4] que emplea el método de elementos finitos (MEF) en cálculo lineal y no lineal. Se empleó el módulo Mechanical Event Simulation (MES) que permite obtener resultados en el dominio del tiempo y de la frecuencia. Para el modelo numérico del árbol cardán se emplearon elementos “brick” de 8 nodos, 3-D, con tres grados de libertad traslacionales por nodo. Se aplicaron las restricciones nodales correspondientes al modelo de viga simplemente apoyada.

Se analizaron nueve modelos y se compararon los resultados de las variantes propuestas con los valores correspondientes al modelo original.

Luego de analizar el comportamiento dinámico del diseño original, se analizaron modelos variando el espesor del tubo. También se diseñaron modelos de cardán con geometrías diferentes de la sección anular, pero teniendo presente su racionalidad en cuanto a tamaño, peso y capacidad de transmisión del par torsor. En particular, se consideraron refuerzos en los extremos, ya sea en forma de engrosamientos uniformes o también en forma de “aletas” exteriores e interiores. La longitud entre apoyos es 1.33m en todos los casos, adoptándose un acero ASTM-A242 ( $\rho = 7855 \text{ kg/m}^3$ ;  $E = 1.9995e11 \text{ N/m}$ ;  $\nu = 0.29$ ).

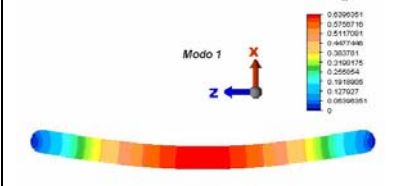
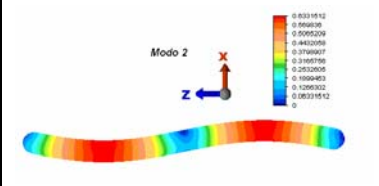
##### 4.1. Modelos con espesor uniforme

Si bien la teoría indica la conveniencia de aumentar el espesor manteniendo fijo el diámetro interior de tubo, esto no siempre resulta posible ya que los disponibles comercialmente no se ajustan a dichas características. Los modelos de elementos finitos siguientes se basaron en la geometría de los tubos disponibles.

**Modelo I** : Corresponde al diseño del cardán original, construido con un tubo de sección uniforme con las siguientes características:  $\phi_{ext} = 88.9 \text{ mm}$ ;  $\phi_{int} = 85.5 \text{ mm}$ ; espesor=1.7 mm; Volumen=  $0.00091 \text{ m}^3$ ; Peso=70,12 N.

Los valores de las frecuencias y las formas modales obtenidos para los dos primeros modos flexionales de vibración, se muestran en la Tabla 1.

*Tabla 1. Frecuencias y formas modales del modelo original*

Modo	1	2
Frecuencia circular (rad/seg)	8.5251E+02	3.2564E+03
Frecuencia (Hertz)	1.3568E+02	5.1827E+02
Forma modal		

**Modelo II:** Sección transversal uniforme de forma anular con las siguientes características:  $\phi_{ext} = 101.6$  mm;  $\phi_{int} = 90.12$  mm; espesor=5.74 mm; volumen= 0.00265 m<sup>3</sup>; peso=204.38 N. Se presentan los resultados del MEF para las dos primeras frecuencias en la Tabla 2.

*Tabla 2. Dos primeras frecuencias correspondientes al Modelo II*

Modo	1	2
Frecuencia circular (rad/seg)	9.4234E+02	3.5625E+03
Frecuencia (Hertz)	1.4998E+02	5.6699E+02

**Modelo III :** Sección transversal uniforme de forma anular con las siguientes características:  $\phi_{ext} = 107.52$  mm;  $\phi_{int} = 97.80$  mm; espesor=1.6 mm; volumen= 0.00113 m<sup>3</sup>; peso=79.87 N. Se presentan los resultados del MEF para las dos primeras frecuencias en la Tabla 3.

*Tabla 3. Dos primeras frecuencias correspondientes al Modelo III*

Modo	1	2
Frecuencia circular (rad/seg)	9.6562E+02	2.7863E+03
Frecuencia (Hertz)	1.5368E+02	4.4345E+02

#### 4.2. Modelos con refuerzos interiores en los extremos

Con el fin de comprobar el efecto de aumentar el espesor del tubo en los extremos (hacia adentro) manteniendo fijo su diámetro exterior, se diseñaron dos modelos con refuerzos de 0.20 m de longitud en los extremos con diferentes espesores para cada modelo (ver Figura 7).

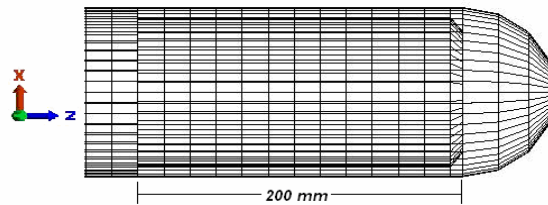


Figura 7. Refuerzo interior en un extremo del cardán

En la Tabla 4 puede observarse que en ambos casos las frecuencias fundamentales en flexión resultaron más bajas que las del diseño original (Modelo I), de donde se deduce que con este diseño no se logra el fin buscado que es aumentar la frecuencia fundamental del cardán.

Tabla 4. Modelos con espesor reforzado

Modelo	Frecuencias en Hz		Espesor del refuerzo	Volumen (m <sup>3</sup> )	Peso (N)
	1º	2º			
IV	134.40	505.5	2 mm	0.00109	83.77
V	132.73	489.47	3.8 mm	0.00121	93.04
I	135.66	518.21	---	0.00091	70.12

**Modelo VI:** A un tubo con las mismas dimensiones que el original, se le agregaron refuerzos interiores en forma de cuatro aletas enfrentadas diametralmente. Dichos refuerzos, que tienen forma trapecial (bases: 5.6 mm y 2.8 mm; altura 23 mm), se colocaron en toda la longitud del modelo. Éste tiene un volumen de 0.001373 m<sup>3</sup> y un peso de 105.88 N.

En la Figura 8 se muestran los refuerzos y los valores de frecuencias calculados con MEF.

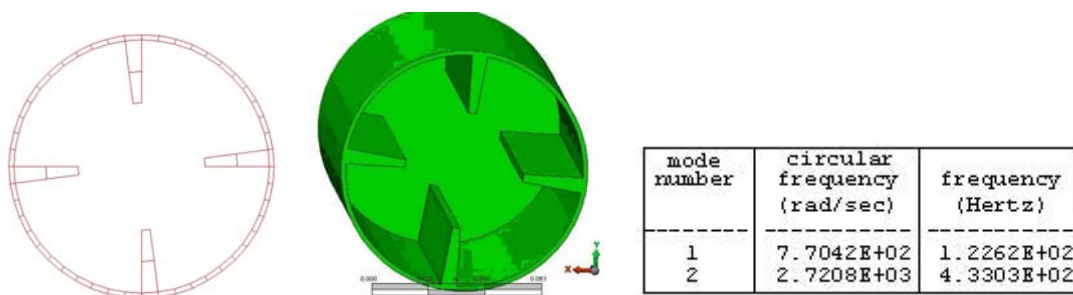


Figura 8. Detalle de los refuerzos internos del Modelo VI y frecuencias.

#### 4.3. Modelos con refuerzos exteriores en los extremos

**Modelo VII :** al tubo original se le colocaron refuerzos exteriores en forma de anillos en ambos extremos. El espesor del refuerzo es de 1.7 mm y está separado 3.9 mm de la pared del tubo; la longitud de los refuerzos es de 246 mm. El modelo tiene un volumen de 0.00122 m<sup>3</sup> y un peso de 94.45 N. En la Figura 9 se el modelo y los valores de frecuencias calculados con MEF.

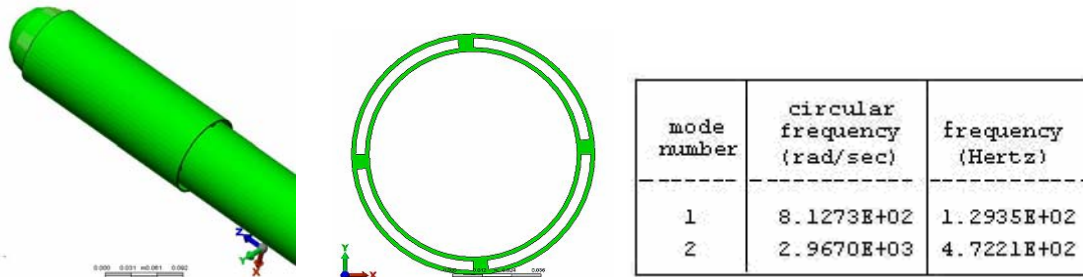


Figura 9. Modelo VII: detalles del refuerzo en el modelo de elementos finitos y frecuencias.

**Modelo VIII:** Se colocaron refuerzos exteriores en forma de cuatro aletas enfrentadas en forma diametral, cuyas dimensiones son 5.7 mm de altura y 6.6 mm de ancho. La longitud de los refuerzos es de 246 mm en cada extremo. Volumen: 0.000998 m<sup>3</sup>; Peso: 76.96 N.

En la Figura 10 se muestra el modelo y los valores de frecuencias calculados.

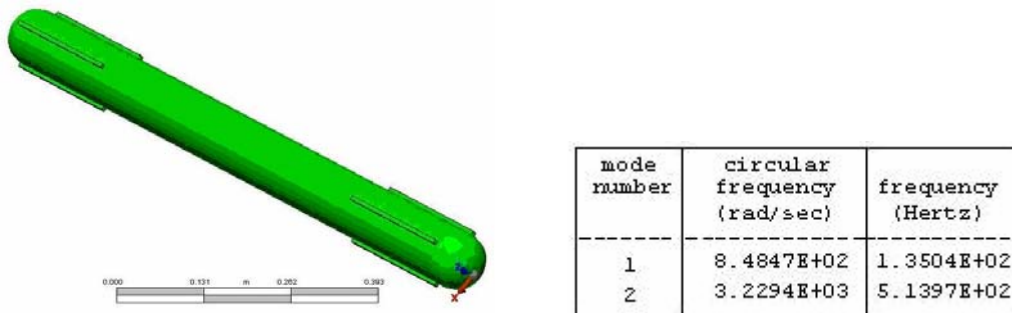


Figura 10. Modelo VIII: modelo de elementos finitos y frecuencias.

**Modelo IX:** Igual al Modelo VIII pero con aletas más largas. Las dimensiones de los refuerzos son 8.9 mm x 7 mm, la longitud 246 mm. El volumen resultó de 0.00104 m<sup>3</sup> y el peso 80.26 N.

En la Figura 11 se muestran el modelo y los valores de frecuencias calculados con MEF.

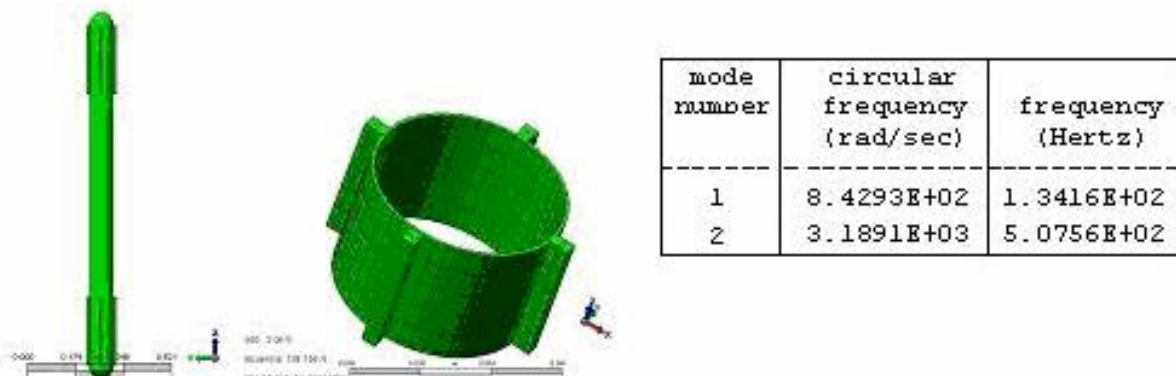


Figura 11. Modelo IX: modelo de elementos finitos y frecuencias.

## **5. CONCLUSIONES**

De los estudios numéricos realizados surge como conclusión que aún en los modelos que arrojaron los resultados de frecuencias más altas, las diferencias con respecto a los valores del cardán original no son suficientes para solucionar el problema planteado. La mayor diferencia corresponde al Modelo III, cuya frecuencia fundamental apenas supera en un 13% al valor del Modelo I, mientras que se requeriría un aumento en la frecuencia fundamental del orden del 20% para garantizar que la velocidad crítica se encontrara fuera del rango de funcionamiento del vehículo. Con los tipos de modificaciones introducidas en los modelos numéricos analizados, se advierte que es prácticamente imposible construir un cardán que conserve las juntas originales del vehículo. La solución del problema debería orientarse a realizar un nuevo diseño del cardán que permita utilizar un tubo de mayor diámetro, lo cual implicaría también la modificación de las juntas cardánicas del vehículo.

## **6. REFERENCIAS:**

- [1] N. F. Rieger, *Balancing of rigid and flexible rotors*, The Shock and Vibration Inf.Center, U.S. Dept. of Defense, Washington D.C., 1986.
- [2] M. Lalanne and G. Ferraris, *Rotor Dynamics Prediction in Engineering*, 2<sup>nd</sup> edition, Wiley, New York, 1998.
- [3] J. M. Vance, *Rotor Dynamics of Turbomachinery*, Wiley-IEEE, New York, 1998.
- [4] Algor Software. Versión 20.00, 2007. Pittsburg, USA.
- [5] R. Blevins, *Formulas for Natural Frequencies and Mode Shape*, V.Nostrand Reinhold, 1979.

## **Agradecimientos**

Los autores agradecen el apoyo financiero de la Comisión de Investigaciones Científicas de la Provincia de Buenos Aires y de la SGCyT-UNS.