

## Banco de ensayos para el estudio del comportamiento dinámico de trenes de engranajes epicicloidales

A. Fernández, F. Viadero, M. Iglesias

Departamento de Ingeniería Estructural y Mecánica. Universidad de Cantabria  
viaderof@unican.es

---

### Resumen

*Las transmisiones mecánicas mediante trenes de engranajes epicicloidales presentan un indudable interés desde múltiples puntos de vista debido a su excelente relación entre tamaño y potencia. No obstante el diseño óptimo de estos sistemas requiere un mejor conocimiento de su comportamiento dinámico. Persiguiendo este objetivo se ha llevado a cabo el diseño de un banco de ensayos que permite abordar la caracterización del comportamiento dinámico de este tipo de sistemas. Tras presentar brevemente las distintas posibilidades de construcción de este tipo de bancos, se describe el diseño de un banco experimental basado en la recirculación de potencia mecánica mediante el empleo de dos transmisiones planetarias idénticas con sus porta-satélites conectados mediante un eje hueco, por el interior de cual se ubica otro eje que une solidariamente los engranajes sol. De este modo es posible obtener un elevado nivel de carga mediante la aplicación de un par sobre una de las ruedas interiores mientras que el accionamiento únicamente debe proporcionar las pérdidas debidas al rozamiento. La selección del tamaño del accionamiento se ha llevado a cabo considerando la configuración específica del banco, determinando la magnitud de las pérdidas por rozamiento y la posibilidad de obtener un nivel de carga lo suficientemente elevado como para deteriorar los componentes de la transmisión, de modo que el banco pueda ser utilizado para llevar a cabo ensayos en estas condiciones. Otro aspecto que ha sido analizado es el diseño de los ejes de conexión entre los porta-satélites y engranajes sol así como el procedimiento a emplear para soportarlo en dirección radial así como sus efectos sobre las frecuencias de resonancia del conjunto. Se completa la descripción del banco con la presentación de los captadores y dispositivos para la adquisición y el acondicionamiento de las señales dinámicas.*

---

### INTRODUCCIÓN

Los sistemas de transmisión de potencia mediante engranajes epicicloidales se ven sometidos hoy en día a una gran demanda por mejorar sus prestaciones, en cuanto a niveles de potencia, velocidad, eficiencia y compacidad, con el consecuente incremento en la magnitud de las solicitaciones que deben soportar. El aumento proporcional en la dificultad de cálculo de estas solicitaciones, así como unos niveles de exigencia mayores de durabilidad y fiabilidad ha tenido como respuesta la aparición de un gran interés en la elaboración de modelos estadísticos de predicción que permitan la prognosis de los sistemas en funcionamiento [1]. De igual manera, distintos modelos físicos han sido desarrollados intentando simular el comportamiento dinámico de las transmisiones mediante engranajes [2]. Sin embargo, ambos tipos de modelo, tanto los basados en datos estadísticos previos como los modelos físicos de comportamiento, precisan de un estudio experimental detallado que provea a esta área de conocimiento de datos científicos validables y reproducibles sobre el comportamiento dinámico de las transmisiones. En esta línea, el estado del arte actual denota el creciente interés [3], [4] por los distintos diseños de bancos de ensayo que permitan la adecuada experimentación de trenes de engranajes para el estudio de su comportamiento dinámico.

La primera disyuntiva a la hora de diseñar un banco de ensayo para trenes de engranajes es el tipo de disposición a instalar, referido al flujo de potencia en el banco. Según este criterio el banco puede ser de disposición directa o de recirculación. La disposición directa es la más simple que se puede concebir, en la que el tren de engranajes a ensayar se interpone, tal y como se muestra en la Fig. (1), entre un accionamiento motor y una carga resistente, siendo esta última la que permite el establecimiento del par transmitido. En la disposición directa, el lazo de

potencia es abierto y la energía empleada en los ensayos se pierde por disipación en la carga, que generalmente es un freno de fricción, hidráulico o magnético, en función de cuál sea la magnitud de la potencia en el ensayo.

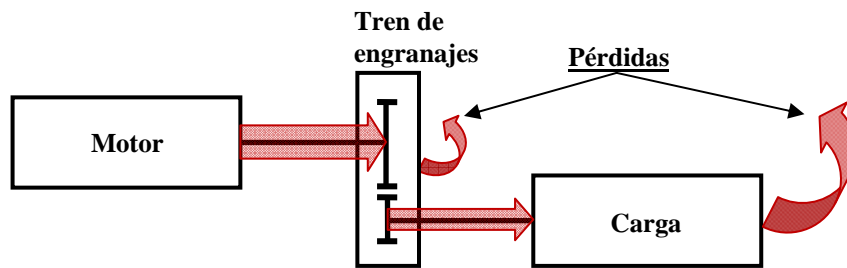


Fig. 1. Banco de ensayo con disposición directa

Esta disposición directa es la más sencilla y económica en cuanto a su instalación. Además goza de una gran versatilidad, por la fácil adaptabilidad del sistema a distintos tipos de especímenes a ensayar, con la sola modificación de la distancia entre ejes. Sin embargo, los bancos de disposición directa no son adecuados para los ensayos a altas potencias, ya que la totalidad de la potencia transmitida se disipa en la carga, derivando en un alto consumo energético de la instalación. Este inconveniente fundamental es el que motiva la aparición y el empleo de bancos de ensayo con recirculación de potencia. Son varias las soluciones planteadas para lograr la recirculación de la potencia, si bien todas siguen un esquema similar al mostrado en la Fig (2).

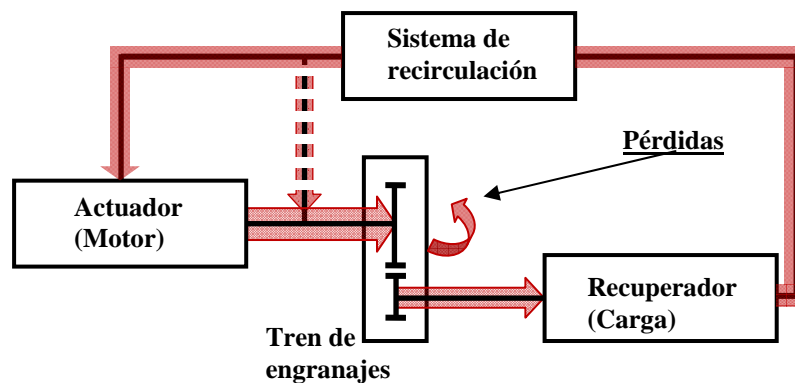


Fig. 2. Banco de ensayo con recirculación de potencia

En los bancos con recirculación de potencia, la carga sobre la que actúa el tren de engranajes es además un recuperador de energía, de manera que ésta es transformada (en su caso) y reintroducida en un punto inicial del lazo de potencia, cerrando de esta manera el mismo. El punto de realimentación donde la potencia es reinyectada puede ser un punto anterior al actuador (trazo continuo en la figura), propio de sistemas con recirculación hidráulica [5] o eléctrica, o bien posterior al actuador (trazo discontinuo), un tipo de lazo empleado en sistemas con recirculación mecánica.

Los bancos con sistema de recirculación de la potencia de carácter eléctrico son versátiles y eficientes, pero tienen el problema del coste, ya que tanto el generador que actúa como recuperador, como todo el sistema de acondicionamiento y transformación de la señal para su reentrada en el motor (siempre eléctrico en este caso) disparan el precio. Además, para el caso de ensayo con trenes de engranajes epicicloidales, siempre sería necesaria la instalación de otra caja epicicloidal auxiliar en configuración *back-to-back* con la primera. Esto es debido a que la alta relación de transmisión que presentan los trenes epicicloidales obligaría a motor y generador a trabajar a velocidades muy distintas entre sí y fuera de su rango nominal cuando sólo se dispusiera de un único tren.

Desde el punto de vista energético, la solución más eficiente de recirculación es la realizada por medios puramente mecánicos [6]. En esta clase de sistemas de recirculación (*four-square gear tester* en la bibliografía anglosajona [7]) la potencia realiza un recorrido cerrado dentro del banco, donde la energía a suministrar externamente es sólo aquella debida a las pérdidas internas.

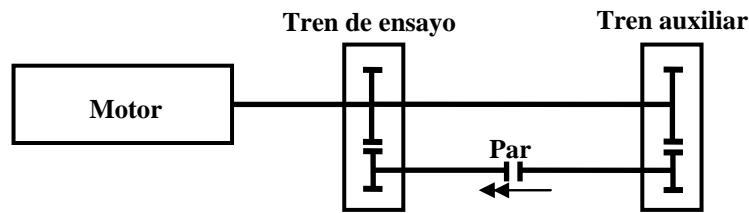


Fig. 3. Banco de ensayo con recirculación mecánica de potencia (*Four-square*)

El tren de engranajes a ensayar se instala paralelo a un tren auxiliar (sobredimensionado mecánicamente para evitar que se dañe durante el ensayo), con idéntica relación de transmisión que el primero. El movimiento y la potencia de pérdidas se introducen vía motor, mientras que para la introducción del par es necesaria la torsión de uno de los ejes, como se indica en la Fig (3). El conjunto queda así precargado con el par deseado para el ensayo. El número de componentes no mecánicos en este tipo de disposición se reduce a uno único, el motor. Además, este motor es de mucha menor potencia que los necesitados en bancos con disposición directa o en bancos con recirculación no mecánica, al tener todos aquéllos que introducir el total de la potencia de ensayo, y éste último sólo la potencia de pérdidas. Como principal inconveniente, la flexibilidad de estos bancos de ensayo con recirculación mecánica es muy limitada, al estar el conjunto del sistema de recirculación determinado por el propio tren de ensayo. Además, el método de introducción de par presentado es engorroso y no permite la existencia de par variable durante el ensayo o su introducción con el tren funcionando en la mayoría de tipos de trenes (en aquellos con un grado de libertad).

## DESCRIPCIÓN DEL BANCO DE ENSAYO

En base a las distintas alternativas de diseño discutidas en el apartado anterior, y teniendo en cuenta las particularidades de los trenes epicicloidales, se presenta a continuación la configuración adoptada para el banco de ensayos. En primer lugar, se han de tener en cuenta las características de los trenes de engranajes a ensayar. Éstos son cajas reductoras para maquinaria agrícola cedidas por una empresa del sector. Al estar la campaña de ensayos centrada en este modelo de caja en concreto, la versatilidad del banco no es una prioridad. Por otro lado, el tamaño de los engranajes (módulo mayor de 4) centra parte de la preocupación del diseño en la potencia necesaria en el ensayo, que ha de ser suficiente para realizar ensayos de carga capaces de deteriorar el tren ensayado. Tanto por criterios económicos como por cuestiones de eficiencia energética, el tipo de configuración adoptada será aquella con recirculación de potencia mecánica. En este caso concreto, esta configuración es además menos intensiva en consumo de espacio que cualquiera de las soluciones alternativas.

Considerando un montaje en *Four-square* con recirculación mecánica, se parte de la instalación de dos transmisiones epicicloidales con igual relación de transmisión, una para su ensayo y otra como auxiliar. A diferencia del sencillo montaje para trenes con engranajes exteriores, el engranaje interior del anillo de una transmisión epicicloidal impide la misma configuración coaxial mostrada en la Fig (3), por lo que es necesaria la introducción de dos trenes auxiliares más como indica la Fig (4a).

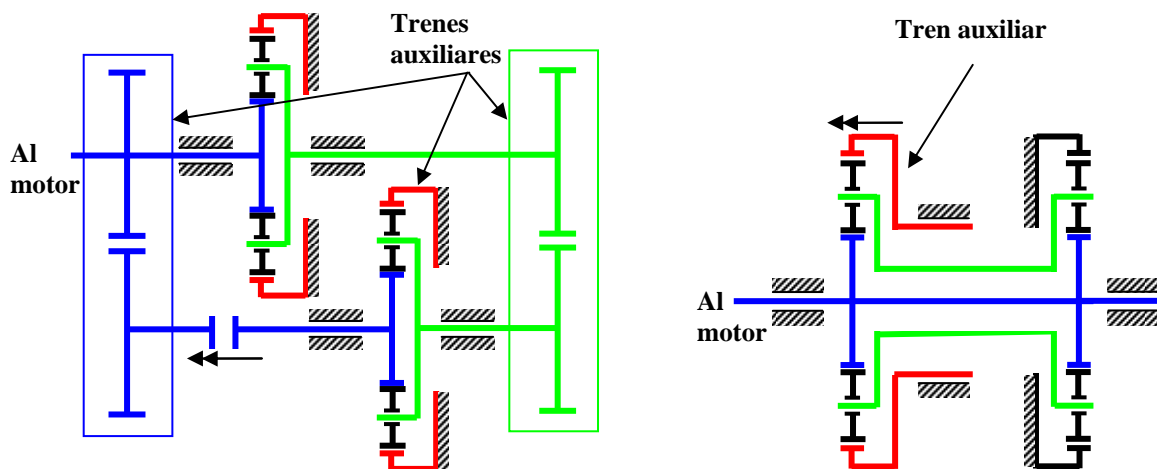


Fig. 4. a). *Four-square* con epicicloidales

b) *Back-to-back* adoptado en el banco

Haciendo que los trenes ordinarios auxiliares tengan relación de transmisión 1:1, es fácil comprobar que tanto los portasatélites como los soles se encuentran unidos por ejes que giran con la misma velocidad. Se intuye por tanto la posibilidad de realizar una simplificación que obvie la necesidad de los trenes ordinarios, colocando las transmisiones planetarias enfrentadas y compartiendo ejes para los soles y los portasatélites, como se muestra en la Fig (4b) [8]. Por otro lado, esta disposición permite además una alternativa en lo que a introducción del par se refiere. En lugar del método de pretensado torsional de un eje descrito en el apartado anterior, al disponer la transmisión epicicloidal de dos grados de libertad frente al único grado de libertad de las transmisiones ordinarias, se puede dejar sin restringir el grado de libertad del anillo de la caja epicicloidal auxiliar para introducir el par por dicho anillo, como se indica en la Fig (5b). Esta configuración tiene además la ventaja de permitir introducir el par con la transmisión en funcionamiento, y ser fácilmente variable. El montaje final del conjunto queda como se muestra en la Fig (5).

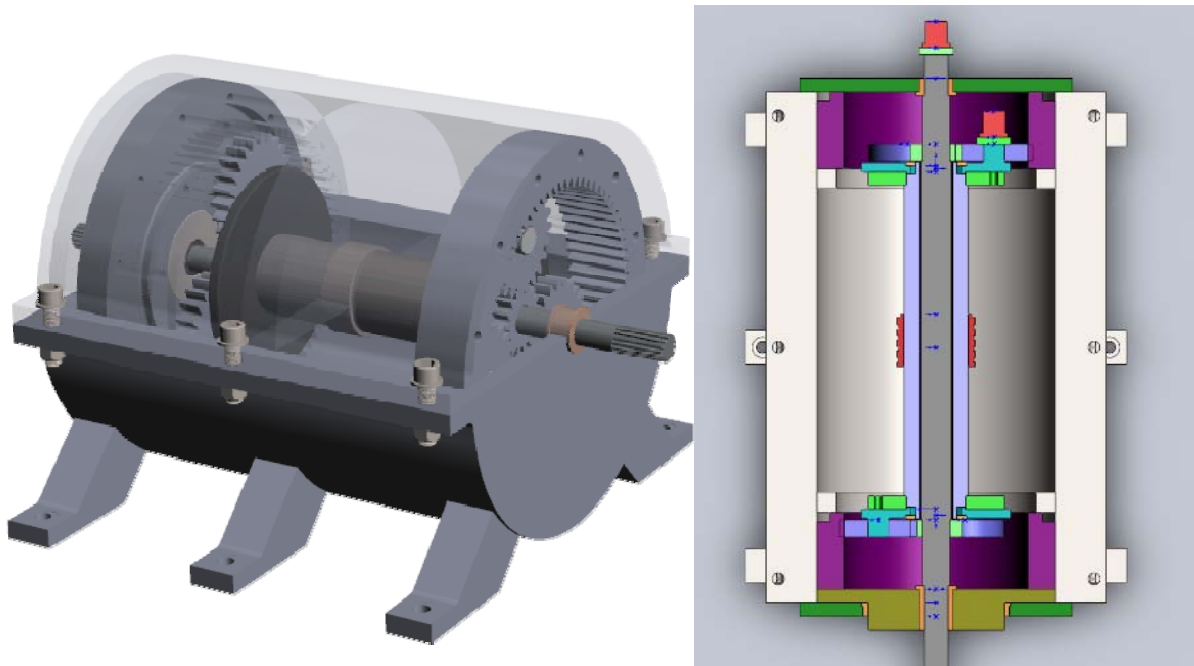


Fig. 5. Vista del banco de ensayo a construir y corte en planta del mismo

## DIMENSIONAMIENTO DEL ACTUADOR. POTENCIA A INTRODUCIR

Al tener el banco de ensayos presentado el objetivo de permitir el estudio del comportamiento dinámico de trenes de engranajes epicicloidales, tanto en condiciones de trabajo normales como en situaciones límites de rotura, es vital para este último aspecto la determinación de la potencia y el par a suministrar por el banco al espécimen ensayado. El binomio par-potencia ha de ser suficiente tanto para propagar y aumentar como incluso para causar los defectos típicos de los engranajes. En este estudio se ha centrado el interés en el fallo por flexión de los dientes y en el fallo por picadura. Se realiza por lo tanto una estimación de las fuerzas tangenciales mínimas que han de darse para producir tanto el fallo por flexión como por picadura en cada uno de los tres engranajes que componen la transmisión; sol, planetas y anillo.

Para el cálculo de la resistencia a flexión se ha empleado la norma ISO 6336-3 [9] que proporciona valores de la tensión en la base del diente en función del tipo de carga y los parámetros geométricos del engranaje, y la tensión máxima admisible en ruedas de prueba, corregida para el caso analizado. Combinando ambos datos y tomando coeficientes de seguridad de valor unidad se determina la fuerza tangencial mínima necesaria para el fallo por flexión de los dientes en cada uno de los engranajes. Los valores de la fuerza tangencial mínima son dos para el planeta, por hacer éste de piñón y de rueda al engranar con el sol y con el anillo. Para el cálculo de la durabilidad superficial se ha seguido la norma ISO 6336-2 [10] de manera análoga a la seguida para el cálculo de la resistencia a flexión de los dientes. Conociendo los valores de las fuerzas tangenciales mínimas necesarias para alcanzar cada uno de los tipos de fallo en todos los engranajes, se traducen estos datos a valores de par exterior a

aplicar por el anillo. Siendo conocidas las relaciones de transmisión existentes entre cada uno de los componentes, se tiene que el par exterior necesario para alcanzar el fallo del engranaje más débil de cada pareja de engranajes para cada uno de los dos fallos analizados es el presentado en la Tabla (1).

Tabla 1. Par exterior necesario para alcanzar el fallo

Unión	Fallo por flexión		Fallo por picadura	
	Engranaje	Par exterior (N·m)	Engranaje	Par exterior (N·m)
Sol-Planeta	Sol	8534	Sol y planeta	5548
Planeta-Anillo	Planeta	7982	Planeta	8535

Para tener la capacidad de causar los dos tipos de defecto estudiados, se escogerá el valor de 7982 N·m, que provoca fallo por picadura en el sol y en el planeta y fallo por flexión en el planeta. Éste será el valor máximo de par que el banco ha de ser capaz de proporcionar, por lo que el cálculo de la potencia del motor a equipar será en base al mismo.

Para el cálculo de la potencia del motor, y de acuerdo con la descripción realizada en puntos anteriores sobre la configuración del banco de ensayos, es necesario tener presente que la potencia a suministrar se corresponde únicamente con las pérdidas del banco, por lo que el conocimiento de la eficiencia del sistema es condición primera e imprescindible para el dimensionamiento del motor.

La eficiencia del sistema se obtiene siguiendo el método descrito por Molian [11], que arroja un valor de eficiencia de 0.9584. Sabiendo que la velocidad de entrada del sistema (al sol del tren a ensayar) es de 1500 rpm y que el par exterior máximo, de acuerdo con la Tabla (1), es de 7982 N·m, la potencia se calcula como:

$$P_{SOL} = T_{SOL} \cdot \omega_{SOL} = 317kW \rightarrow P_{MOTOR} = P_{SOL} \cdot (1 - \eta_{SIST}) = 16kW \quad (1)$$

Es reseñable en este punto del dimensionamiento la diferencia entre las potencias necesarias de accionamiento, según el banco sea de disposición directa o bien presente recirculación mecánica, con una potencia motor cerca de 20 veces menor en este último caso. El impacto de la elección de la disposición del banco en el coste de los componentes y en la calidad de la instalación (eficiencia energética) se hace ahora más evidente si cabe.

## EVALUACIÓN DE LA RESPUESTA DINÁMICA (ANÁLISIS DE MODOS Y VIBRACIONES)

Una vez conocidas las características de los esfuerzos a transmitir entre los distintos elementos del banco, así como las demás propiedades geométricas y de materiales de las piezas a montar, se realiza un diseño estático de los ejes de la transmisión, cuya descripción carece de interés por su simplicidad. Sin embargo, las consideraciones dinámicas que se han tomado en el diseño del banco sí serán descritas a continuación. Al estar destinado el banco de ensayos al estudio del comportamiento dinámico de trenes de engranajes, es evidente la necesidad de que el sistema en su conjunto trabaje fuera de sus frecuencias de resonancia. Por ello se ha de realizar una evaluación de dicho comportamiento del sistema, para evitar introducir frecuencias naturales en el rango de funcionamiento del banco.

A tal efecto se ha hecho uso del modelo analítico de vibraciones planas descrito por Jian Li [12], adaptándolo al estudio de la configuración adoptada, compuesta por dos trenes epicicloidales (uno auxiliar y otro el espécimen de ensayo), integrándose todo ello en un modelo expandido del banco, incluyendo los ejes y las restricciones propias del montaje llevado a cabo en el caso que se presenta.

El modelo matemático planteado por Jian Li propone que los engranajes sean sólidos rígidos, cada uno de ellos con tres grados de libertad, dos traslacionales y uno rotacional. Tanto los rodamientos como el contacto entre engranajes se modeliza con resortes lineales, sobre la línea de acción en el caso de estos últimos. El modelo de parámetros concentrados empleado se muestra en la Fig. (6), con los grados de libertad considerados señalados con flechas.

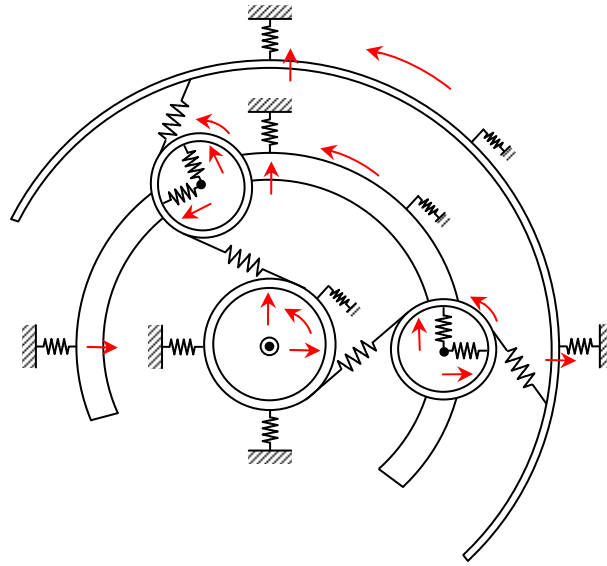


Fig. 6. Modelo de parámetros concentrados de tren planetario (Jian Li [12])

Este modelo general de transmisión es particularizado al caso que nos ocupa con las siguientes consideraciones: todos los planetas se encuentran igualmente espaciados en el portasatélites, los rodamientos presentan rigidez isotropa, y todos los valores de rigidez son constantes en el tiempo. Además, se eliminan las ecuaciones relativas a los grados de libertad fijos (el anillo del tren a ensayar).

El banco, como se observa en la Fig. (4b), consta de dos planetarios unidos por sus soles y sus portasatélites, con un motor conectado al sol de entrada, que en este caso será el del tren auxiliar. Estas uniones se realizan mediante ejes concéntricos, alojándose el eje de unión de los soles en el interior de un eje hueco que une los portasatélites. En el modelo expandido es por tanto necesario introducir la rigidez torsional que aportan estos dos ejes en las ecuaciones correspondientes a soles y portasatélites. Esta rigidez será el parámetro clave cuya variación se estudiará para garantizar que el grosor y la longitud de los ejes es la adecuada para mantener las frecuencias naturales del sistema alejadas del rango de velocidades de trabajo.

Las rigideces de contacto entre engranajes se calcularán empleando la norma ISO 6336-1 [13], tomando un valor medio y constante en el tiempo. Esta simplificación es adecuada dado que lo que se pretende es lograr una estimación de los primeros modos de vibración, que facilite el correcto diseño de los componentes del banco. En cuanto a la rigidez de los rodamientos, se empleó un valor aproximado de  $5 \cdot 10^8$  N, al carecer de datos necesarios del material para el cálculo analítico de la misma. Debido a esta posible fuente de incertidumbre a la hora de dimensionar, se realizó un análisis cualitativo de sensibilidad de variación de las primeras frecuencias modales en función del valor de la rigidez del rodamiento, demostrándose que ésta no tenía un impacto significativo sobre dichas frecuencias. La Tabla (2) muestra el impacto que sobre las frecuencias asociadas a los primeros modos provocan los cambios en dicha rigidez.

Tabla 2. Frecuencias de resonancia en función de la rigidez de los rodamientos

Frecuencias	$0.5 \cdot 10^7$ N/m	$1 \cdot 10^8$ N/m	$3 \cdot 10^8$ N/m	$5 \cdot 10^8$ N/m	$7 \cdot 10^8$ N/m	$9 \cdot 10^8$ N/m	$11 \cdot 10^8$ N/m
$\omega_2$ (Hz)	230.8	242.4	251.1	252.9	253.7	254.2	254.4
$\omega_3$ (Hz)	715.3	764	799.9	807.4	810.6	812.4	813.5
$\omega_4$ (Hz)	961.2	1357	2334	2973	3433	3762	3986

El modelo de Jian Li ha sido implementado en el software Matlab con las consideraciones y simplificaciones descritas. Se ha realizado el cálculo de los distintos modos de vibración del sistema variando distintos parámetros de diseño, como son la longitud de los ejes de unión de los planetas y los portasatélites. Los resultados más significativos se muestran a continuación.

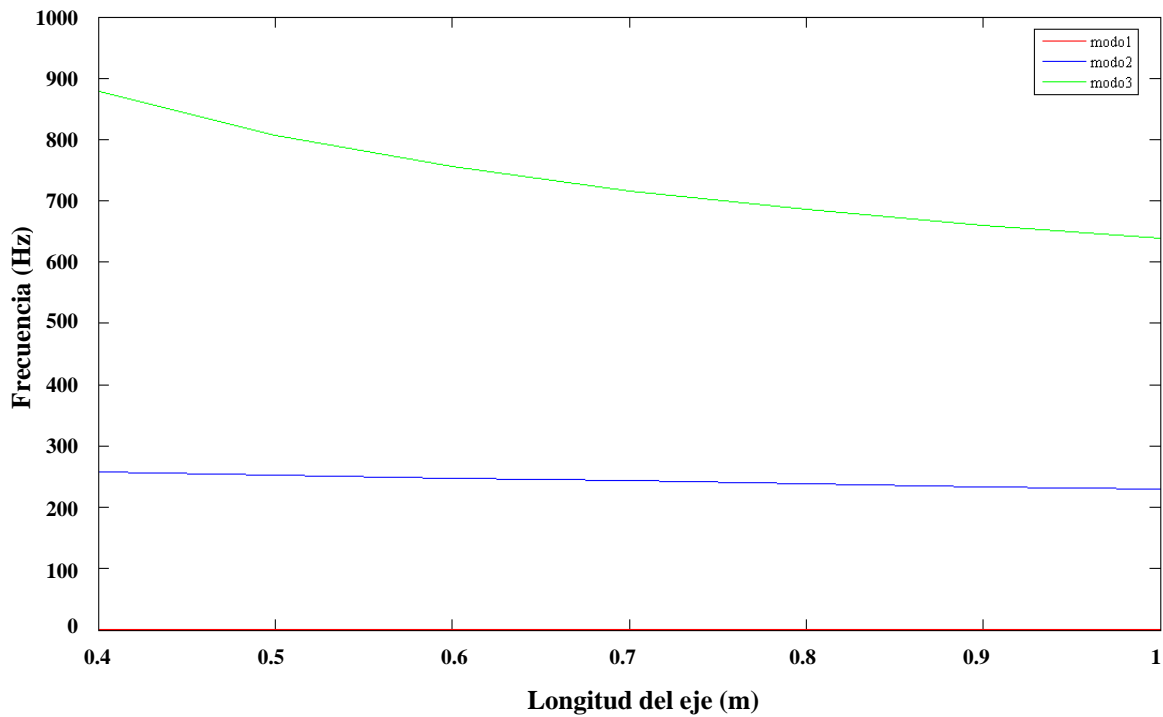


Fig. 7. Frecuencias modales frente a longitud de los ejes de unión de planetas y portasatélites

En la Fig. (7) se observa la variación en la frecuencia asociada a los 3 primeros modos cuando se modifica la longitud de los ejes de unión de los planetas y los portasatélites. Por encima del 3 modo esta variación no es significativa en el rango de longitudes estudiado. En la Fig. (8) la variación observada en la frecuencia de los 3 primeros modos es debida a la modificación en el modelo de la longitud de los ejes que unen el motor con el sol de entrada.

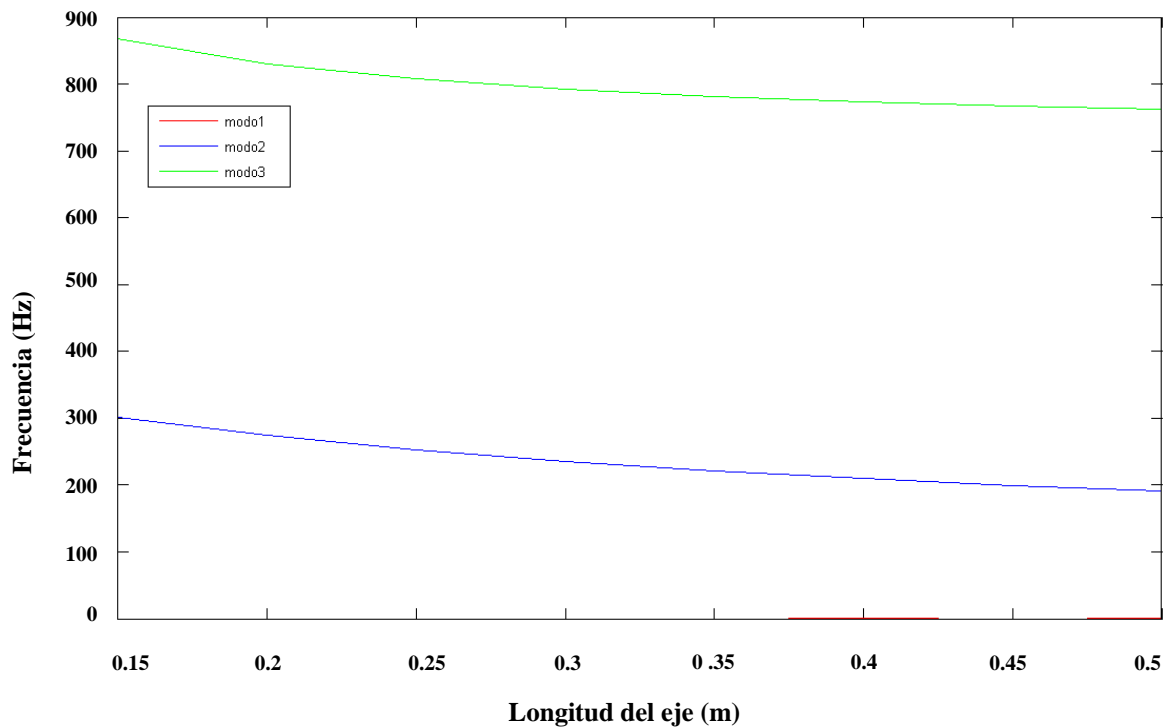


Fig. 8. Frecuencias modales frente a longitud del eje de unión entre el motor y el sol de entrada

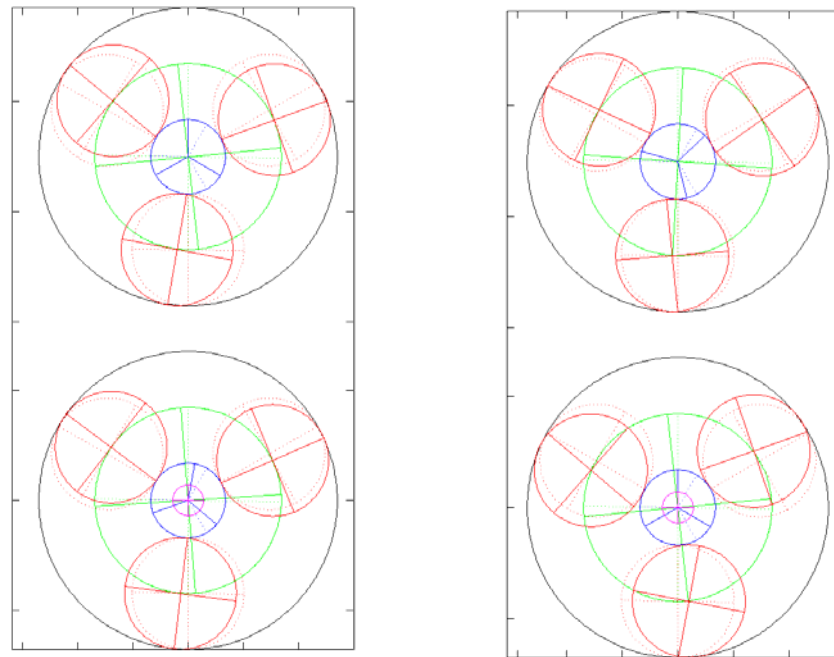


Fig. 9. a) Primer modo de vibración

b) Segundo modo de vibración

En la Fig. (9) se pueden observar los primeros dos modos de vibración torsionales, de acuerdo con los resultados obtenidos. En línea continua se señala la posición de equilibrio de los 5 engranajes y el portasatélites, mientras que en línea punteada se presenta la posición modal.

## INSTRUMENTACIÓN

La selección de las magnitudes a medir así como de los transductores empleados se ha tenido en cuenta desde las fases iniciales de diseño. La complejidad y la riqueza de los espectros vibratorios de los trenes epicicloidales exigen una atención especial desde el punto de vista de la instrumentación a emplear. La adquisición de señales vibratorias en la carcasa se encuentra fuertemente condicionada por la aparición de modulaciones a la frecuencia de giro de los portasatélites. Para evitar este fenómeno, se ha concebido la instalación de un anillo deslizante solidario con el eje hueco de conexión de los portasatélites siendo de este modo posible la instalación de acelerómetros sobre estos elementos. El anillo deslizante seleccionado (HBM SK5/95), fuertemente condicionado por el diámetro exterior del eje hueco, únicamente permite la conexión de 5 hilos. Adicionalmente se han dispuesto otros dos anillos deslizantes, en este caso de 8 hilos (mod. Michigan Scientific S8). Uno de ellos gira solidario con uno de los planetas mientras que el otro se ubica en el extremo libre del eje de los soles. La configuración adoptada se presenta de modo esquemático en la Fig. (10). En dicha figura, un círculo hueco representa un canal de medida extensométrico mientras que un cuadrado hueco representa un punto de medida de aceleración. Las líneas de trazos discontinuos (en color rojo) representan conexiones con los anillos deslizantes mientras que las líneas continuas son conexiones directas con el sistema de adquisición.

La combinación del anillo deslizante en el eje hueco de conexión de los portasatélites y el que gira solidario con uno de los planetas proporciona una gran versatilidad en cuanto a las posibilidades de medida contemplándose múltiples escenarios.

- Registro de par torsor mediante la instalación de un puente extensométrico completo (de 4 hilos) en el eje hueco.
- Registro de la aceleración en los apoyos de los planetas en el portasatélites. Pueden instalarse dos acelerómetros (4 hilos) con distintas orientaciones (radial/tangencial).
- Registro de la aceleración angular de los portasatélites. Mediante dos acelerómetros dispuestos a la misma distancia radial (4 hilos), orientados en la dirección tangencial promediando las señales de ambos.
- Medida de aceleración en el planeta hasta en dos direcciones combinando ambos anillos deslizantes de modo que será preciso emplear 4 hilos en cada uno.



- Medida de tensiones en la base de los dientes del planeta mediante dos cuartos de puente (4 + 4 hilos).

El anillo dispuesto en el extremo del eje de conexión entre los soles será destinado a medir el par actuante en el tramo entre ambos mediante un puente completo (4 hilos) así como para la medida de las tensiones en la base de los dientes.

Las señales procedentes de los anillos deslizantes situados sobre el eje hueco y el eje entre soles serán adquiridas mediante un sistema LMS SCADAS 316. La utilización de este sistema permite adquirir simultáneamente hasta 12 canales dinámicos 8 procedentes de sensores ICP y 4 de extensometría y combinarlos con dos canales tacométricos por lo que además de las señales procedentes de los anillos deslizantes se podrán disponer acelerómetros sobre la carcasa o medir la tensión en la base de los dientes de las coronas.

El principal inconveniente de la utilización de los anillos deslizantes es la posible contaminación de la señal eléctrica con ruido debido al rozamiento de los contactos. Este fenómeno será especialmente crítico en el caso de las señales extensométricas. Por otro lado el reducido número de pistas disponibles en el anillo deslizante situado sobre el eje hueco limita el número de señales que es posible enviar al exterior para su adquisición. Para evitar estos inconvenientes y teniendo en cuenta el tamaño del eje hueco y su velocidad de operación se ha considerado la posibilidad de instalar un módulo de adquisición de bajo coste que se mueva solidariamente con el mismo. En particular se ha seleccionado un dispositivo NI USB-9162 que permite el control de distintos módulos de adquisición mediante una conexión USB (5 hilos) con un PC. Este dispositivo puede ser combinado con un módulo NI9233 para la adquisición de señales procedentes de transductores ICP o bien con un módulo NI9237 para la adquisición de señales extensométricas. De esta manera, el acondicionamiento y adquisición de las señales dinámicas se haría en el interior del sistema enviando la información resultante en forma digital a través del conector USB empleando el anillo deslizante para su extracción al PC de modo que el ruido inherente a este tipo de elementos no afecta a la medida resultante. Esta posibilidad se ha representado con trazo más grueso en línea discontinua desde el dispositivo de adquisición hasta el anillo deslizante, y en línea continua para representar la conexión final con el PC.

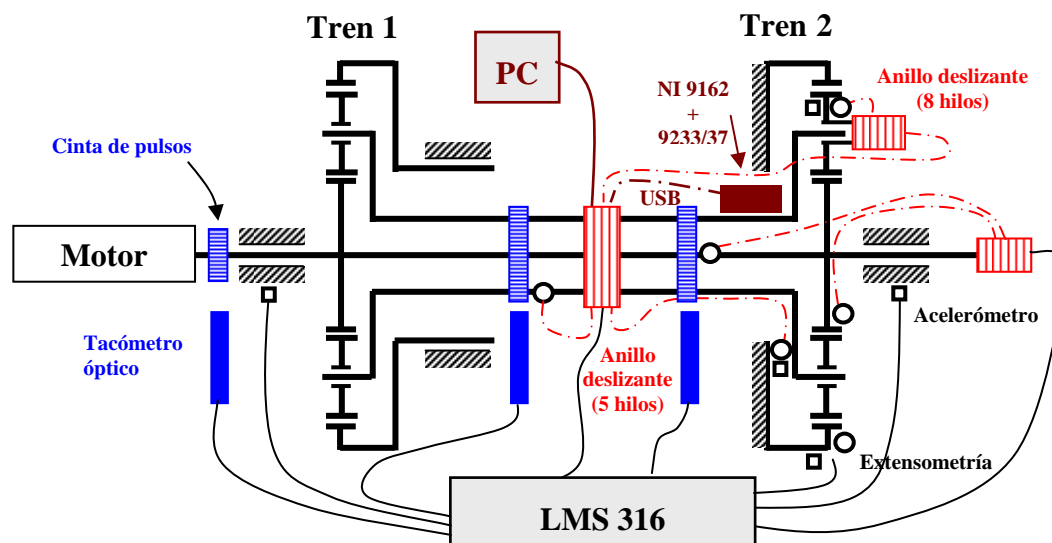


Fig. 10. Representación esquemática de la disposición de la instrumentación.

Adicionalmente se han dispuesto 3 tacómetros ópticos (Compact VLS7), dos de ellos se ubicaran en dos posiciones alejadas del eje hueco mientras que el tercero se localizará en el eje del motor. Estos tacómetros se combinarán con cintas de pulsos dispuestas sobre los ejes para medir la velocidad angular instantánea de los mismos. En el caso particular del eje hueco, dado su diámetro se podrán implementar un gran número de pulsos haciendo factible el análisis de vibraciones torsionales mediante la medida del desfase entre las señales captadas por ambos tacómetros. En este caso, los impulsos generados por cada uno de los tacómetros será adquirido como una señal temporal convencional para después ser post-procesada.

Finalmente, es preciso señalar que la configuración del banco permite la medida directa del par actuante en el brazo unido solidariamente a una de las coronas mediante la determinación de la longitud del brazo y del peso suspendido del mismo. En cuanto al control de velocidad, este se consigue mediante un variador de frecuencia mientras que la potencia consumida puede estimarse a partir de los parámetros de consumo eléctrico del motor.

## CONCLUSIONES

En este trabajo se ha presentado el diseño de un banco de ensayos para el estudio del comportamiento dinámico de trenes de engranajes epicicloidales. La configuración adoptada emplea un lazo de recirculación de potencia de tipo mecánico proporcionando múltiples ventajas. Por un lado el tamaño del accionamiento es más reducido puesto que únicamente debe proporcionar las pérdidas debidas fundamentalmente al rozamiento. Además, la introducción del par puede llevarse a cabo con el sistema en funcionamiento. También es posible introducir variaciones de par que permitan representar el funcionamiento del sistema en condiciones de funcionamiento más próximas a las reales. El diseño del conjunto ha tenido en cuenta distintos aspectos, prestando especial atención al comportamiento dinámico previsto y el efecto que sobre el mismo tienen parámetros como la rigidez de los cojinetes, o la longitud y diámetro de los ejes de conexión entre soles y porta-satélites. El diseño del banco se completa con una la selección del sistema de adquisición de las señales dinámicas. En este sentido se ha planteado la adopción de diversas alternativas para llevar a cabo esta tarea combinando la utilización de múltiples anillos deslizantes. Las magnitudes a medir incluyen las velocidades angulares y las tensiones en la base de los dientes, así como vibraciones torsionales. Esta información será de gran utilidad en el desarrollo y ajuste de nuevos modelos para la simulación del comportamiento dinámico de este tipo de sistemas frente a enfoques más convencionales que únicamente consideran la medida de la aceleración en carcasa.

La magnitud del accionamiento se ha determinado considerando la utilización futura del banco en el estudio de la evolución de la respuesta dinámica del sistema cuando se desarrollan defectos como grietas en la base de los dientes o picaduras. La combinación de esta posibilidad junto con el sistema de adquisición considerado, permitirán un mejor conocimiento de cómo se desarrollan estos fenómenos haciendo de este banco una valiosa herramienta tanto para la investigación como para el aprendizaje, en el campo del diagnóstico mediante el análisis de vibraciones en este tipo de sistemas.

## AGRADECIMIENTOS

Este trabajo ha sido desarrollado en el marco de los proyectos DPI2003-1854 y DPI2006-14348 financiados por el Ministerio Español de Educación y Ciencia.

## REFERENCIAS

- [1] Heng A, Zhang S, Tan A. C. C., Mathew J., *Rotating machinery prognostics: State of the art, challenges and opportunities*, Mech. Syst. Signal Process. (2009), 724-739.
- [2] Fernández del Rincón, A., Viadero, F. A., *Dynamic model for the study of gear transmissions*, WIT Transactions on Modelling and Simulation, (2009).
- [3] G. Dalpiaz, G. D'Elia, S. Delvecchio, *Design of a test bench for the vibro-acoustical analysis and diagnostics of rotating machines*, Proceedings of the Second World Congress on Engineering Asset Management and the Fourth International Conference on Condition Monitoring 2007, (2007), 11-14.
- [4] Haigh, J.; Fawcett, J.N. *The UK 8 MW facility for gear noise and vibration research*, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part K: Journal of Multi-body Dynamics, (2000), 132-131
- [5] P.J Sweeney, *Transmission error measurement and analysis*, Tesis Doctoral, The University of New South Wales, New South Wales, (1994)
- [6] Maurice L. Adams, *Rotating Machinery Vibration: From Analysis to Troubleshooting*, CRC Press, (2009).
- [7] Joel D. Limmer, *Improved methods of vibration measurement, gear fault detection and bearing fault detection for gearbox diagnostics*, Tesis Doctoral, Rensselaer Polytechnic Institute, New York, (1997).
- [8] Haris Ligata, *Impact of System-Level Factors on Planetary gear Set Behaviour*, Tesis Doctoral, The Ohio State University, Columbus, (2007).
- [9] ISO 6336-3, *Calculation of load capacity of spur and helical gear, Part 3: Calculation of tooth bending strength*, International Standard, (2007).
- [10] ISO 6336-2, *Calculation of load capacity of spur and helical gear, Part 2: Calculation of surface durability (pitting)*, International Standard, (2006).
- [11] S. Molian, *Mechanism design: The practical kinematics and dynamics of machinery*, Oxford: Elsevier Science (1997).
- [12] Jian Lin, R.G. Parker, *Analytical Characterization of the Unique Properties of Planetary Gear Free Vibration*, Journal of Sound and Vibration, (1999), 316-321.
- [13] ISO 6336-1, *Calculation of load capacity of spur and helical gear, Part 1: Basic principles, introduction and general influence factors*. International Standard, (2006).