

Solicitaciones en un acoplamiento cardánico de uso agrícola

Gallo, Omar D.; Díaz, Alberto J.; Ferreyra, Diego M.

*Universidad Tecnológica Nacional FR. San Francisco
Av de la Universidad 501. odgallo@gmail.com*

RESUMEN.

Este trabajo relata el proceso de verificación de solicitaciones de un acoplamiento cardánico de uso agrícola, realizado en un laboratorio equipado con frenos dinamométricos. Se usó un motor eléctrico en reemplazo del tractor, para el movimiento de giro del eje.

Las pruebas realizadas fueron: ensayo de vibraciones, ensayo de calentamiento, ensayo de rotura del fusible mecánico y cálculo de esfuerzos mecánicos y deformaciones.

Una aplicación futura de los resultados de estas pruebas y cálculos permitiría, eventualmente, racionalizar las dimensiones mecánicas y los materiales usados, lo cual llevaría a una reducción de los costos de fabricación del cardan.

Palabras Claves: Transmisión en ejes, cardan, ensayo cardan

ABSTRACT

In this article, a description is made of a procedure for the assessment of stresses on an agricultural-machine cardan shaft tested in a laboratory equipped with dynamometric benches. An electric motor was used as a substitute for the tractor as a means to rotate the shaft.

The following assessments were made: vibration test, temperature-rise test, torque test up to shear rupture of mechanical fuse, and calculation of mechanical stresses and strains.

The results of said assessments and calculations may eventually help rationalize the mechanical dimensions and the materials employed, which could in turn lead to a reduction in cardan shaft manufacturing costs.

1. INTRODUCCIÓN

Los acoplamientos cardánicos son ampliamente usados en el agro para accionar maquinarias portátiles, como enfardadoras, desmalezadoras o cintas transportadoras. También se aplican en todo equipo que requiera una transmisión con ejes no alineados o con alineación variable. La norma IRAM [1], similar a otras internacionales, especifica para estos elementos su clasificación, categoría, tamaño estandarizado, velocidad y potencia nominales, y modo de acoplamiento.

Muchas empresas fabrican estos productos [2, 3], ya que su tecnología de diseño y elaboración está muy difundida. Se encuentran disponibles varias investigaciones sobre estos mecanismos [4, 5, 6], y existen innovaciones en su diseño que presentan ventajas respecto de las construcciones clásicas [7].

En un intento de aportar experiencias sobre acoplamientos cardánicos, este trabajo describe los ensayos, cálculos y análisis realizados a un mecanismo de este tipo, usando un freno dinamométrico para emular la carga y un motor eléctrico para el accionamiento, en reemplazo del tractor.

Las pruebas fueron realizadas en el laboratorio del Grupo CIDEME [8] de la UTN FR. San Francisco, por estudiantes avanzados de ingeniería, supervisados por sus profesores.

2. MÉTODO

Este estudio consistió en verificar los niveles de exigencia mecánica y térmica del acoplamiento, mediante distintos ensayos estandarizados, y comparar los resultados con lo especificado en las normas o con los límites admitidos por los materiales.

La junta cardánica ensayada era de marca Micrón Fresar, tipo Max 22 / Max 24 – TA 1030, de tamaño 6 según IRAM. Fue cedida, sin uso, por el fabricante y tenía 1,82 m de longitud total y 1,25 m de eje. Se probó a una velocidad de 540 1/min y con un par de 1000 Nm, sujetándola por un extremo al motor eléctrico y por el otro al freno dinamométrico, como se muestra en las figuras 1 y 2.

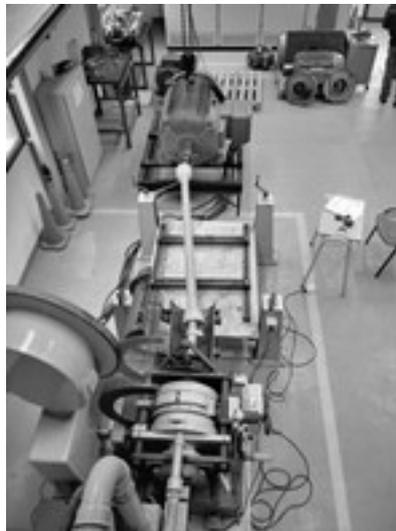


Figura 1. *Ensayo del acoplamiento al dinamómetro (vista superior)*



Figura 2. *Ensayo del acoplamiento al dinamómetro (vista lateral)*

En estas figuras se observa el acoplamiento mientras se prueba con la desalineación de 6° establecida por las normas.

2.1. Ensayo de vibraciones

Se midió el nivel de vibraciones, en primer lugar, con ambos extremos de la barra alineados y, luego, con una desalineación de 6° respecto al eje de rotación; como es usual, las vibraciones se tomaron en los dos extremos y en tres ejes perpendiculares: axial, vertical y horizontal, situando un transductor sobre la carcasa del dinamómetro (extremo de entrega de potencia) y otro en la tapa delantera del motor de accionamiento (extremo de toma de potencia) (Figs 3 y 4)

Los valores se tomaron en frío y luego de la prueba de calentamiento; fueron estos últimos lo que se tuvieron en cuenta para las evaluaciones posteriores.

Se usó un analizador digital de vibraciones, calibrado y de última generación, que tiene una alta capacidad de registro y que contiene un software de graficación espectral.

Durante este ensayo, el acoplamiento cardánico funcionó a valores nominales de velocidad y torque (para categoría 1 y tamaño 6), que fueron 540 1/min y 1000 N.m (56,5 kW), respectivamente.

2.2 Ensayo de calentamiento

Se mantuvo la junta cardánica funcionando en las condiciones nominales ya indicadas durante dos horas, verificando mediante registros en cada cuarto de hora, la estabilización y normalidad de las temperaturas alcanzadas por los rodamientos de ambos extremos (si hubiera existido alguna anomalía, dichas temperaturas se hubieran disparado rápidamente a valores muy elevados).



Figura 3. Instrumento para medir vibraciones

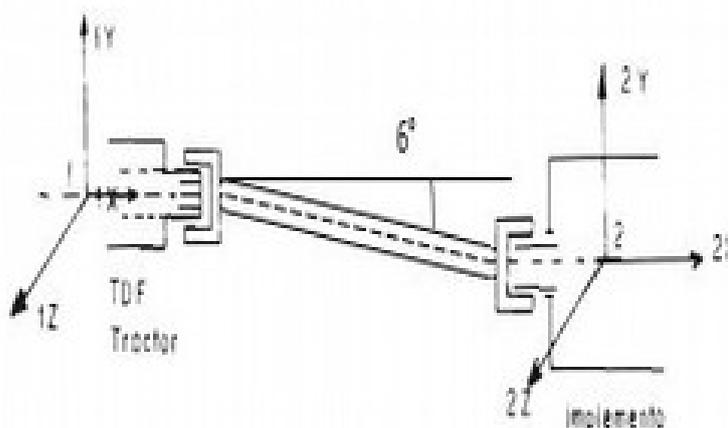


Figura 4. Medición de vibraciones en tres ejes

Se usó, para la medición, una cámara termográfica FLUKE Ti105 de exactitud $\pm 2\text{ }^\circ\text{C}$ y provista de software para el graficado y estudio del mapa térmico obtenido.

2.3 Ensayo de rotura del fusible mecánico

Mientras la barra cardánica giraba acoplada al dinamómetro, se incrementó el momento resistente hasta que se produjo la rotura del único tornillo fusible. En tales condiciones, el extremo que entrega la potencia se libera y se detiene, mientras que el resto del mecanismo continúa girando.

Se usó, para esta prueba, como también para la de calentamiento, un freno dinámico calibrado marca Schenck, con capacidad de 300 kW en 1500 1/min (Fig. 1). El registro del incremento de momento resistente y del valor de rotura se obtuvieron mediante una celda de carga BCL de 10000 N con su placa transductora de fabricación propia y un software estándar de National Instruments, incluidos en el sistema dinamométrico, de clase 0,2.

2.4 Cálculo de las sollicitaciones mecánicas

La barra de transmisión (telescópica) está conformada por dos tubos de perfil trilobular de acero con bajo contenido de carbono que se insertan uno dentro del otro (Figs 5 y 6). Los cálculos consistieron en averiguar los esfuerzos de torsión y el ángulo de deformación producido en dichos perfiles, por la carga de rotura del fusible.



Figura 5. Barra telescópica del cardan, con capuchón plástico de protección

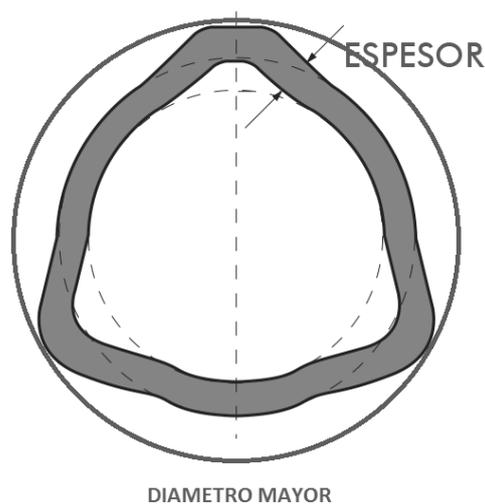


Figura 6. Perfil trilobular de la barra telescópica. Círculos mayor, medio y menor, usados en el cálculo

Se usaron, para resolver estas cuestiones, las expresiones clásicas de cálculo de resistencia de materiales [9] y asemejando cada tubo a un triángulo equilátero, inscrito (por sus vértices) y circunscrito (por el centro de sus lados) a sendos círculos: ecuaciones (1), (2) y (3).

$$\tau_{\max} = 16 M_t \cdot D / \pi \cdot (D^4 - d^4) \quad (1)$$

τ_{\max} : esfuerzo de corte máximo (MPa)
 M_t : momento torsor (Nm)
 D, d : diámetros de los tubos, mayor y menor (m)

$$\theta_{\max} = M_t \cdot L / (G \cdot I_p) \quad (2)$$

$$I_p = \pi \cdot (R^4 - r^4) / 2 \quad (3)$$

θ_{\max} : ángulo de torsión ($^\circ$)
 L : longitud de la barra (1,25 m)
 G : módulo de elasticidad por cizallamiento (Pa)
 I_p : momento de inercia polar (m^4)
 R, r : radios de los tubos, mayor y menor (m)

3. RESULTADOS

Los resultados obtenidos en cada una de las pruebas y los cálculos, indicados a continuación, permitieron arribar a conclusiones útiles para optimizar el diseño y para delimitar las condiciones seguras de trabajo del cardan.

3.1 Ensayo de vibraciones

Se observó que la desalineación de 6° produjo, a la velocidad de 540 1/min y como era de esperar, un notable incremento del nivel global de vibraciones, por ejemplo, en el extremo de accionamiento (tractor), sobre el eje vertical. En la Fig. 7, se muestra un espectro de vibraciones (velocidad en mm/s contra velocidad de giro en ciclos por minuto), con el eje alineado, en el que se destacan los armónicos 1°, 2°, 3°, 4°, 10° y 13°, de mayor amplitud (540, 1080, 1620 y 2160, 5400 y 7005 1/min), en donde se destaca el principal, de 0,85 mm/s

En Fig. 8, con el eje desalineado, se observan cuatro armónicas principales (540, 1080, 1620 y 2160 rpm) cuyo mayor valor se acerca a los 2,8 mm/s. La escala de este gráfico es distinta a la del anterior.

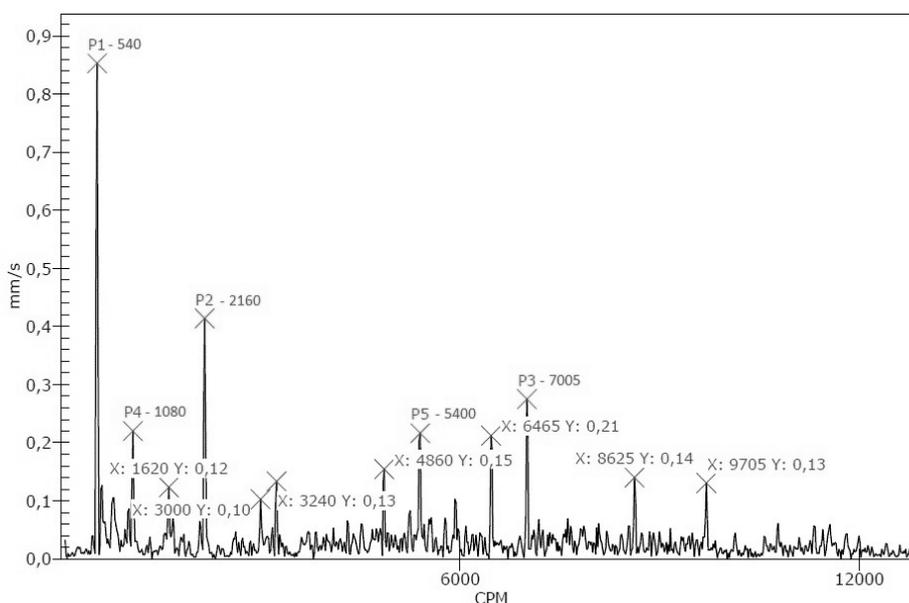


Figura 7. Espectro de vibraciones vertical, cardan alineado

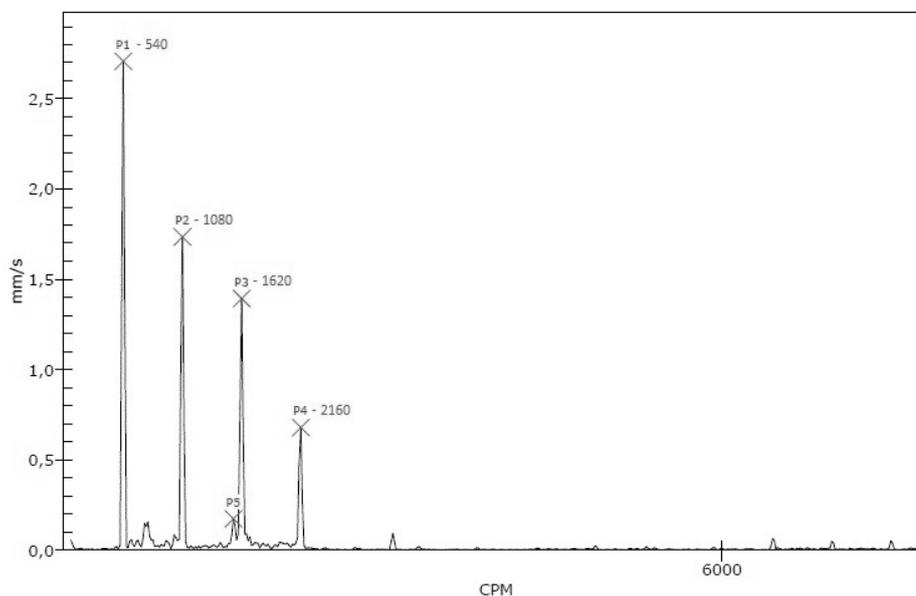


Figura 8. Espectro de vibraciones vertical, cardan desalineado

En la tabla 1 se indican los valores globales de vibraciones en ambos extremos del cardan, cuando el eje está alineado.

Tabla 1. Valores globales de vibraciones en los extremos del cardan (alineado)

	Extremo toma potencia (tractor) (mm/s)	Extremo entrega potencia (implemento) (mm/s)
Axial (X)	5,04	2,69
Vertical (Y)	4,42	1,63
Horizontal (Z)	2,63	2,15

3.2 Ensayo de calentamiento

Como ya se mencionó, la estabilización térmica se alcanzó luego de dos horas de funcionamiento en las condiciones nominales indicadas, tanto alineado como desalineado. Los registros de temperatura se realizaron cada 15 minutos. Al final, se tomaron las imágenes térmicas.

En la tabla 2 se muestran los saltos térmicos estabilizados, respecto de la temperatura ambiente, de ambos extremos del cardan, en las mencionadas condiciones de acoplamiento; fueron mayores cuando el eje estuvo desalineado, algo similar a lo ocurrido con los niveles de vibraciones.

Tabla 2. Valores de los saltos térmicos en extremos del cardan

	Extremo toma potencia (tractor) (K)	Extremo entrega potencia (implemento) (K)
Cardan alineado	9,80	6,70
Cardan desalineado	14,6	13,4

En las Figs. 9 y 10, se muestran imágenes térmicas de los extremos del accionamiento, obtenidas con cámara termográfica.

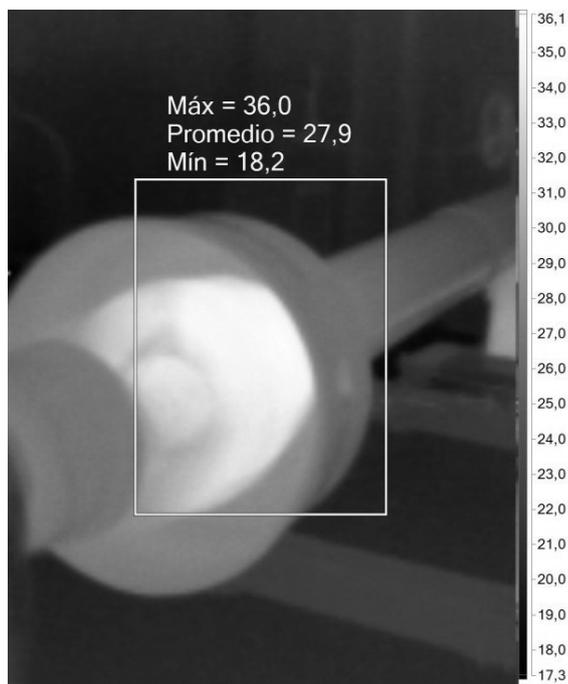


Figura 9. Imagen térmica del extremo tractor

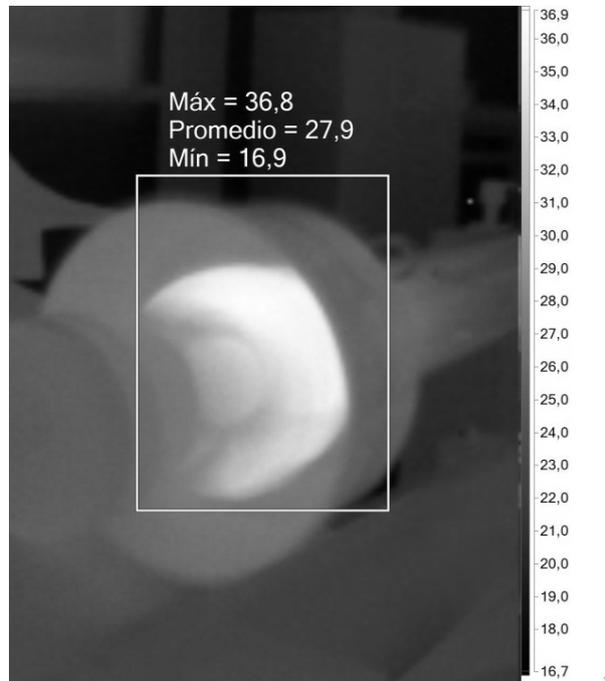


Figura 10. Imagen térmica del extremo implemento

3.3 Ensayo de rotura del fusible mecánico

Se comprobó el momento resistente que ocasionó la rotura del fusible mecánico, un tornillo que debe cortarse ante una sobrecarga o por bloqueo del eje. Con el acoplamiento girando alineado, se incrementó el par hasta que se produjo la rotura del tornillo. Este dato es importante para verificar la capacidad máxima instantánea del mecanismo. En la Fig. 11, se presenta la curva del par en N·m en función del tiempo (número de muestras continuas) durante el ensayo. El valor de rotura fue de 1600 N·m para un único tornillo fusible. La Fig. 12 muestra la curva de velocidad del eje, que fue de 1000 1/min para esta prueba, por razones de capacidad del dinamómetro (a menores velocidades, este dinamómetro, por sus características hidrodinámicas, no admite la producción de los pares resistentes requeridos para la prueba) . Las experiencias arrojaron valores similares, en tres tornillos de muestra.

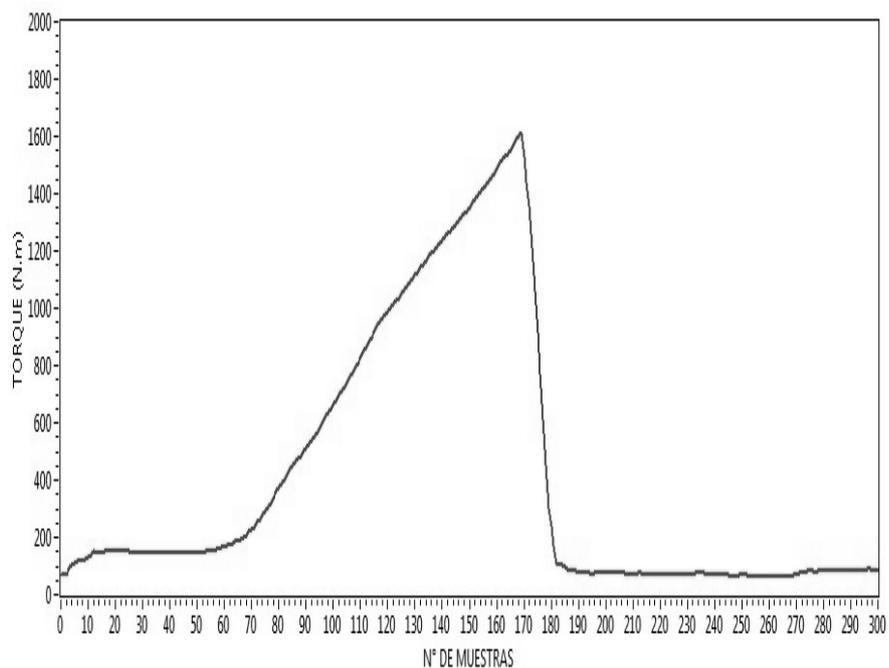


Figura 11. Curva del momento en función del tiempo

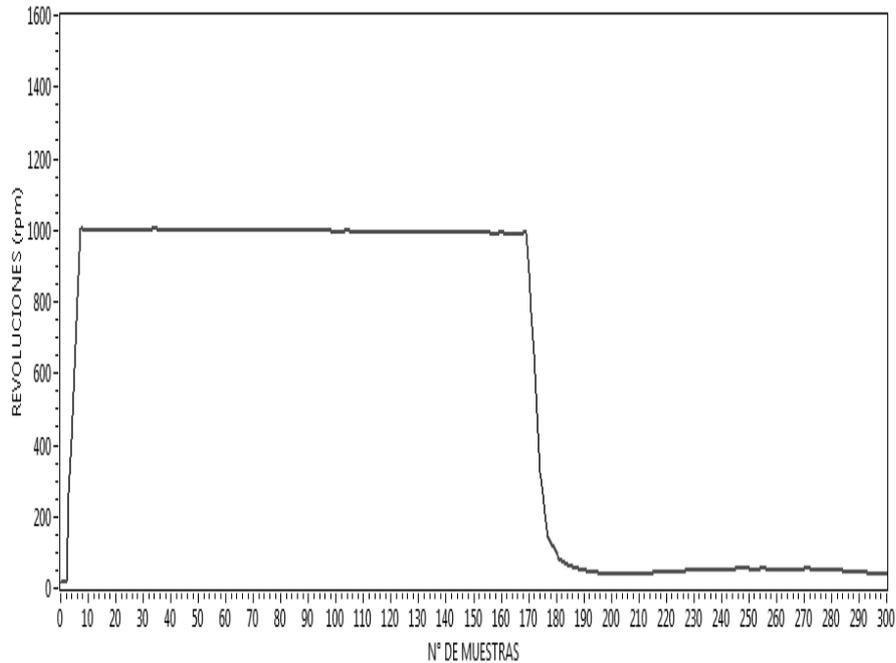


Figura 12. Curva de velocidad en función del tiempo

3.4 Cálculo de las sollicitaciones mecánicas

Con el relevamiento del acoplamiento, se calcularon los esfuerzos de corte en el tornillo fusible y de torsión en el tubo trilobular que constituye el eje extensible del mecanismo para un par extremo de 1600 N·m, además del ángulo de torsión. Se usaron las expresiones de las ecuaciones (1), (2) y (3).

- Para el tornillo fusible, de 7,9 mm de diámetro y 49,5 mm² de sección, se obtuvo un esfuerzo de corte de 507 MPa.
- El tubo trilobular externo tiene un diámetro exterior de 63 mm y 4 mm de espesor; el esfuerzo de corte medio obtenido fue de 79,4 MPa.
- El caño interno tiene un diámetro mayor de 52 mm y 5,5 mm de espesor. El esfuerzo fue de 96,2 MPa.
- Para 1600 N·m, el ángulo de torsión máximo del tubo telescópico fue aproximadamente de 0,15°.

4. CONCLUSIONES

Aún en las condiciones de desalineación normalizadas, el nivel de vibraciones no superó los valores razonables (Fig. 13, grupos A y B, potencia menor de 300 kW); éstos incluyeron las vibraciones que pudo transmitir el motor y el freno dinamométrico. Sin embargo, las condiciones de trabajo reales son más exigentes, sobre todo ante cambios de dirección o cargas anormales transitorias.

Las temperaturas en las condiciones de prueba fueron aceptables, considerando que no se produjo el licuado de la grasa de lubricación, que ocurriría aproximadamente a unos 130 °C. Aún a altas temperaturas ambiente en condiciones normales, resta un amplio margen para llegar al valor indicado.

El par de rotura del fusible mecánico fue el esperado, aproximadamente 1,6 veces el par nominal. Las sollicitaciones mecánicas de los tubos telescópicos se calcularon para valores límites de momento resistente y los resultados no resultaron excesivos; de hecho, están muy lejos del módulo del elasticidad transversal del acero (aproximadamente 85000 MPa [11, 12] , suponiendo un tipo SAE 1010). Por lo tanto, estos esfuerzos no produjeron anomalías ni deformaciones notorias. Naturalmente, el daño que pueda originarse durante el funcionamiento en campo guardará estrecha relación con la actuación del fusible mecánico.

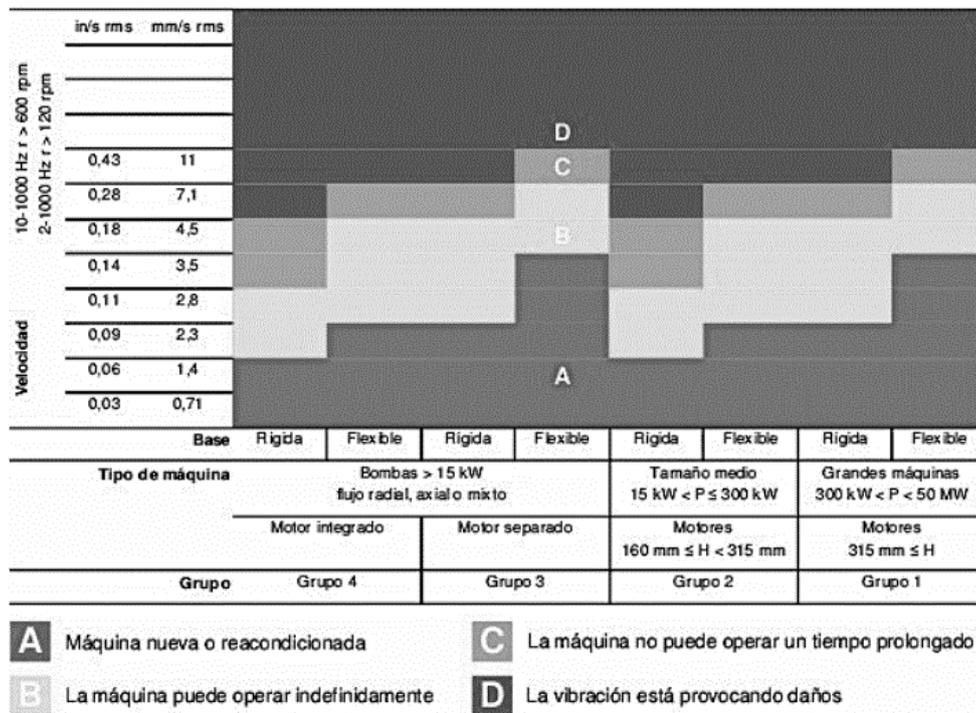


Figura 13. Gráfico referencial de vibraciones admitidas [10]

Esta experiencia y sus resultados, sumada a las similares que se han realizado en este laboratorio en los últimos años, permitirá continuar con las investigaciones y aplicaciones referidas a los cardanes, entre las que se pueden citar:

- Mejorar la sistematización de los ensayos de estos equipos en un ámbito controlado.
 - Proporcionar un medio para ensayar a rotura los fusibles mecánicos de este tipo de accesorios.
 - Trazar un mapa más preciso de la dependencia del nivel de vibraciones con la desalineación vertical y horizontal del acoplamiento.
 - Brindar al fabricante asesoramiento sobre la racionalización de sus materiales.
- La óptica de este último punto apunta a una reducción de los costos de fabricación del cardan.

REFERENCIAS

- Norma IRAM 8065-1. *Maquinaria Agrícola Acoplamiento cardánico, tractor-máquina agrícola* (1998)
- Voith. *Catálogo técnico sobre Ejes de punta universal de alto rendimiento* (2019).
- Tecnopower. *Catálogo técnico sobre Juntas universales cardan y conjuntos telescópicos* (2019).
- Álvarez Mejía, F. *Medidas de vibración de una junta cardánica acoplada entre tractor e implemento*. Universidad Nacional De Colombia (1990).
- Asonja, A; Desnica, E. *Reliability of agriculture universal joint shafts based on temperature measuring in universal joint bearing assemblies*. Spanish Journal of Agricultural Research, Vol 13, No 1 (2015).
- Piovan, M.T. *Juntas articuladas o universales*. UTN-FRBB. Cátedra Elementos de Máquinas (2014).
- Domínguez, E. J., & Ferrer, J. *Sistemas de transmisión y frenado*. Editex (2012).
- Gallo, O. *Convenio Universidad – Empresa. Grupo CIDEME*. Edutecne (2017). http://www.edutecne.utn.edu.ar/monografias/CIDEME_2017.pdf
- Gere, James M. *Resistencia de materiales*. Ed.: Ites – Paraninfo. Madrid (2006).
- Carlos Rubiano Matoma. *Implementación de los resultados del análisis de la vibración en la planeación del mantenimiento, para la categorización y clasificación de la severidad de la vibración de equipos en casa Luker SA* (2017). <https://repository.usta.edu.co/bitstream/handle/11634/2476/Rubianocarlos2017.pdf?sequence=1&isAllowed=y>
- Wikipedia. Anexo: *Constantes elastoplásticas de diferentes materiales* (2019).

- https://es.wikipedia.org/wiki/Anexo:Constantes_el%C3%A1sticas_de_diferentes_materiales
- [12] Shackelford, James F. *Introducción a la ciencia de materiales para ingenieros*. Ed. Pearson Education (Ed. 6). Madrid (2005).