

ANALISIS DE CARGAS DINAMICAS TORSIONALES EN UN IMPLEMENTO PARA LABRANZA MINIMA EN CAÑA DE AZUCAR

FERNANDO ALVAREZ MEJIA¹

RESUMEN

Un transductor dinamométrico de torsión, acoplado entre un tractor de 53 KW y un implemento para labranza mínima en caña de azúcar, permitió los registros de torque en el toma de fuerza del tractor (TDF) para diferentes condiciones de operación en el campo.

Las señales eléctricas obtenidas durante los ensayos fueron amplificadas, grabadas en cinta magnética y analizadas para la obtención de los gráficos de densidad espectral de potencia (DEP) en el rango de 0-50 Hz.

La relación torque máximo / torque medio osciló entre 1,6 y 3.3 a través de las diferentes condiciones de operación analizadas.

Sobre los espectros obtenidos, fueron investigadas las frecuencias en las cuales se producen las mayores amplitudes del torque, comparadas las frecuencias propias de los elementos que componen la línea de transmisión de potencia. Para los diferentes ensayos se notó la existencia de la frecuencia de excitación de la junta cardánica (18 Hz), así como la componente fundamental y correspondientes armónicas asociadas con la función periódica resultante de la acción de corte de las cuchillas del implemento en el suelo.

Las frecuencias naturales del sistema torsional fueron obtenidas a través de métodos experimentales y analíticos. La primera frecuencia natural fué detectada en $fn_1 = 20.5$ Hz.

¹ Profesor Asociado. Facultad de Ciencias Agropecuarias. Universidad Nacional de Colombia, Seccional Medellín. Apartado 568

Palabras clave: vibraciones torsionales, labranza mínima, transductor dinamométrico de torque, toma de fuerza (TDF), densidad espectral de potencia (DEP).

ABSTRACT

ANALYSIS OF TORSIONAL DYNAMIC LOADS AT A MINIMUM TILLAGE IMPLEMENT FOR SUGAR CANE PLANTING

A torsion dynamometer was installed at the PTO shaft of a 53 KW tractor operating a minimum tillage implement for sugar cane planting. Torque data were amplified and recorded on magnetic tape for direct electronical analysis to obtain probability distribution graphs as well as power spectral density plots in the range of 0 to 50 Hz.

Ratios of maximum / medium torque recorded during the test varied between 1.6 and 3.3 through the different operating conditions. Power spectral density graphs were used to identify frequencies associated with maximum torque amplitudes.

Frequencies were detected originating at the PTO universal joints (18 Hz), as well as the fundamental and harmonic components of the periodic torque signal resulting from the action of the rotor blades on the soil.

Natural frequencies of the torsional system (tractor and implement) were obtained using experimental and analytical methods. The first natural frequency found was $fn_1 = 20,5$ Hz.

Key words: Torsion vibrations, minimum tillage, dynamometric torque transducer, power take off (PTO), power spectral density (PED).

INTRODUCCION

Los diseños de las líneas de transmisión de potencia a través del toma de fuerza (TDF) de los tractores agrícolas se vienen mejorando ostensiblemente, debido a la tendencia a operar máquinas más complejas que trabajan con elevadas potencias y a altas velocidades, además de la motivación técnica de diseñar máquinas para el sistema de labranza mínima.

La transmisión de potencia del motor de un tractor a un implemento, por el toma de fuerza del tractor (TDF), es ventajosa desde el punto de vista de la eficiencia de la transmisión y la posibilidad de accionar componentes rotativos de altos requerimientos de energía. Por eso, desde que fué introducido desde hace 85 años hubo un aumento sustancial en su uso.

La continua expansión de este método, de transmitir potencia al implemento agrícola, requiere de una transmisión libre de fallas mecánicas, tornándose necesario conocer el comportamiento dinámico de la torsión aplicada al toma de fuerza (TDF).

Evaluar el torque en el TDF puede parecer una operación simple a través de la potencia máxima del motor. Así, un tractor de 53 KW de potencia suministraría un torque de 936 N-m si se tienen 540 r.p.m en el TDF. La verdad es que existen picos de torque hasta dos o más veces mayores que el calculado en esta forma, debido a la energía cinética acumulada en piezas rotativas que están en el sistema, que cuando son desaceleradas imponen cargas torsionales.

Uno de los requerimientos fundamentales para el desarrollo de máquinas agrícolas es predecir las características de vibración en la etapa del proyecto. Otro, es el conocimiento de las variaciones del torque sobre diversas condiciones de campo.

El torque medio está asociado específicamente con la energía transmitida en el TDF, el torque máximo entra en el dimensionamiento de las piezas y en la selección del limitador de torque, y la relación torque máximo/torque medio es un parámetro asociado con el tipo de máquina, que puede ser usado en nuevos proyectos para la estimación del torque máximo en función del torque medio calculado por la demanda de potencia estimada para el accionamiento del prototipo en estudio.

Los gráficos de densidad espectral de potencia (DEP) del torque medido en el TDF, permiten localizar las frecuencias dominantes y su importancia en orden de magnitud para el dimensionamiento contra fallas por resonancia y fatiga, así como permite detectar los componentes mecánicos causantes de oscilaciones torsionales que pueden ser disminuídas o eliminadas a través de modificaciones en el proyecto.

Dos fueron los objetivos del presente trabajo:

1. medida y análisis del torque máximo, torque medio, torque mínimo y de la relación torque máximo/torque medio en la línea de transmisión de un implemento para labranza mínima en caña de azúcar,

2. análisis de las frecuencias predominantes en la señal registrada, investigando su origen.

REVISION DE LITERATURA

Hansen (1952) analizó el sistema de transmisión del conjunto tractor-implemento como un sistema masa-resorte basado en dos series de mediciones:

1. el momento de inercia de la volante, el embrague y cigueñal del motor del tractor montados como una unidad y,
2. las características de deformación angular-carga estática del TDF del tractor.

Concluyendo que los picos de torque dependen de varios factores, tales como:

1. cantidad de energía acumulada en las componentes que giran del tractor y del implemento,
2. rigidez de los ejes de la transmisión,
3. potencia en el TDF,
4. potencia requerida por el implemento.

Pearson (1971) midió el torque impuesto sobre un grupo de 12 máquinas cosechadoras y enfardadoras de pastos y calculó la distribución de amplitudes y las curvas de densidad espectral de potencia (DEP). Encontró que para máquinas rotativas durante el trabajo normal, la relación torque máximo a torque medio fué típicamente de 1.5 y para máquinas reciprocantes osciló entre 2.6 y 3.6. Howard (1966) había encontrado para esa misma relación un valor de 1.8 para un arado rotatorio trabajado en condiciones normales.

Hilton y Chestney (1973) midieron el torque en la línea de transmisión de dos arados rotativos y registraron picos de torque de 1243 N-m. Concluyeron que el limitador de torque, recomendado por el fabricante, estaba subdimensionado para limitar los picos de torque en condiciones de operación. Algunas de las fluctuaciones de torque fueron debidas a la transmisión, por estar siendo excitada toda en frecuencias resonantes.

Freeman (1966) midió el torque máximo y mínimo de 1016 N-m y 224 N-m, y un torque medio de 447 N-m, concluyendo que la línea de transmisión debería ser más gruesa para que pudiera resistir los altos picos, cuando el desempeño del limitador de torque no fuese satisfactorio.

Algunos resultados de torque en el TDF con un arado rotativo fueron obtenidos por Richardson (1958), quien analizó la influencia de dos cortes sucesivos de la cuchilla, el torque y la potencia en el TDF. Así, torques medios entre 98 y 343 N-m y potencias entre 3.8 y 26.3 kW eran normales para un arado rotativo de 1.8 m de ancho.

Crolla y Chestney (1979) hicieron un estudio de las características de torque de 21 máquinas diferentes acopladas a el TDF del tractor. El torque fué analizado por el cálculo de la distribución de amplitudes y por las curvas de Densidad Espectral de Potencia (DEP) para cada máquina, con el fin de obtener información sobre componentes de amplitud y frecuencia en la línea de transmisión. Las diferentes características mostradas para varias máquinas fueron analizadas y las componentes de la línea de transmisión, tales como junta cardánica, cuchillas, láminas o barras que causan fluctuaciones en frecuencias particulares fueron identificadas.

Segeren (1982), trabajando con un arado rotativo acoplado al tractor, constató a través del espectro de frecuencias (DEP) la existencia de componentes de frecuencias de 12 Hz, 18 Hz, 52.5 Hz y una faja de frecuencias naturales entre 17 y 21 Hz. Concluyó que los efectos inerciales de las masas contenidas en la transmisión por el TDF pueden generar picos de torque que llegan a 2.83 veces los valores medios.

Hilton y Chestney (1973) asumieron que la línea de transmisión del conjunto tractor-arado rotativo podría ser reducida al modelo de dos grados de libertad de la Figura 1., donde la inercia del motor es considerada infinita y consecuentemente puede ser considerada como empotramiento, hipótesis sustentada por Macduff y Curreri (1958).

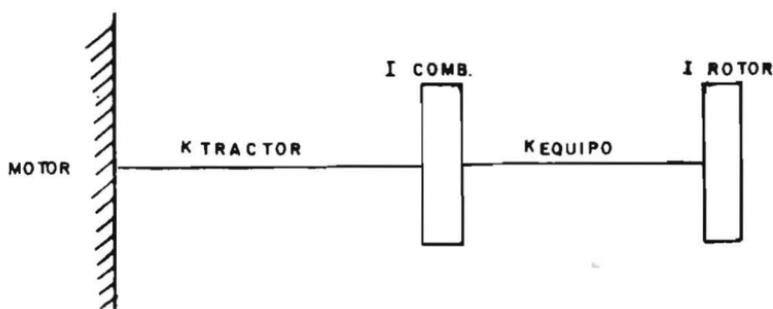


FIGURA 1. Modelo simplificado de la línea de transmisión tractor-arado rotativo.

De esta forma Hilton y Chestney (1973) encontraron frecuencias naturales de $f_1 = 15.5\text{Hz}$ y $f_2 = 56.4\text{ Hz}$.

La constante de rigidez torsional y las masas inerciales en la línea de transmisión por el TDF en tractores e implementos han sido medidas por varios autores.

Crolla (1978) encontró un valor de $4100\text{ N}\cdot\text{m}/\text{rad}$ para la rigidez global de una enfardadora acoplada al tractor, medida en el eje de 540 r.p.m.

Hilton y Chestney (1973) encontraron valores de $K = 6380\text{ N}\cdot\text{m}/\text{rad}$ para el tractor. Las inercias encontradas fueron de $I = 0.325\text{ Kg}\cdot\text{m}^2$ para el implemento y de $0.116\text{ Kg}\cdot\text{m}^2$ para el tractor.

Hansen (1952) obtuvo la rigidez global de varias combinaciones tractor-implemento en una faja de 1987 a $3161\text{ N}\cdot\text{m}/\text{rad}$ e inercias de 0.697 a $1.034\text{ Kg}\cdot\text{m}^2$ medida en el TDF a 540 r.p.m.

Para la determinación de las frecuencias naturales de un sistema torsional con muchos grados de libertad es usado el método de Holzer, basado en suposiciones sucesivas de la frecuencia natural del sistema. Seto (1971) y Thomson (1978) describen el método de Holzer para el sistema torsional engranado.

Shigley (1965), en su capítulo sobre cadenas, describe la presencia del efecto llamado poligonal, más intenso en engranajes con menos de 17 dientes. Este "efecto poligonal" introduce en el sistema de transmisión una frecuencia forzada igual al número de dientes por la rotación del eje del engranaje.

Arruda (1980), Bendat y Piersol (1971), Broch (1980), Cooley y Tukey (1965), Newland (1975) y Randall (1977), describen muy ampliamente las técnicas usadas para el análisis y estudio de las cargas dinámicas impuestas en el TDF del tractor y el análisis de las señales vibratorias.

MATERIALES Y METODOS

Equipos y accesorios

1. tractor: fué utilizado un Massey Ferguson, modelo MF-85X, con embrague doble de 2 discos secos, el de la transmisión con diámetro de $3,05 \times 10^{-1}\text{m}$ y uno de $2,45 \times 10^{-3}\text{m}$

FACULTAD DE AGRICULTURA
BIBLIOTECA

de diámetro para el toma de fuerza (TDF); caja de cambios con 8 marchas al frente y 2 atrás con engranajes de dientes rectos. Motor Diesel Perkins A4-24B de 4 tiempos, 4 cilindros verticales en línea, rotación máxima de 2200 r.p.m. y rotación lenta de 600 r.p.m., con potencia (SAE bruta) 53 kW,

2. implemento surcador, subsolador, desterronador, abonador de una línea (SSD-1, modelo de la Cooperativa de Productores de Azúcar de Brasil COPERSUCAR) fué utilizado un equipo que efectúa el subsolado y el surco, simultáneamente con una operación de desterronamiento a través de cuchillas giratorias. Las especificaciones del implemento son: profundidad del subsolado hasta 55×10^{-2} m., profundidad del desterronamiento de 20×10^{-2} m, ancho del surco de 35×10^{-2} m., número de cuchillas por línea de 4 u 8, velocidad de corte tangencial de 5.5 m/s, paso de corte: 7×10^{-2} a 10^{-1} m con cuatro cuchillas/línea y 3×10^{-2} a 5×10^{-2} m con 8 cuchillas/línea, tornillo de seguridad en el subsolador y limitador de torque en la TDF, subsolador tipo parabólico, potencia de accionamiento de 44.7 kW/línea en el motor y capacidad operacional de 0.5 a 0.85 Ha/h,
3. torquímetro: elemento sensible tubular de acero inoxidable tipo 304, con eje estriado según las normas de la ABNT P-PB-83 para el TDF con diámetro externo (De) de 45×10^{-3} m y diámetro interno (Di) de 16.5×10^{-3} m y una longitud total de 200×10^{-3} m. Posee cuatro extensómetros Micro-measurement ED-DY-125 AD-350,
4. anillo colector: Lebow, Modelo 6129-4, Assoc. Inc. Troy. Michigan de cuatro canales y dos escobas por canal que deslizan sobre los anillos colectores de cobre,
5. amplificador modelo PR-9308, Carrier Frequency Bridge de la Phillips, suministra para la alimentación del puente de Wheatstone 1, 2, 5 ó 10 V., en una onda portadora de 5 KHZ y amplifica la señal con sensibilidades de tensiones que van desde 0,1 a 200 mV,
6. grabador de cinta magnética Hewlett Packard, modelo HP-3964A, dispone de recursos para grabar o reproducir en ocho velocidades de la cinta, que van desde 0.012 a 0.381 m/s, en cuatro canales simultáneamente,
7. analizador de Fourier de la Hewlett-Packard 5451C, compuesto de filtros pasa-bajos (anti-aliasing), conversor analógico digital de 4

canales, "hardware" para la obtención de la transformada de Fourier discreta (TDF) vía transformada de Fourier rápida (TFP), minicomputador HP 21 MX con 64 K de memoria, unidad de disco magnético, terminal de video y registrador X - Y digital. Con esta configuración, el sistema está habilitado para realizar análisis espectral, de correlación y estadístico en una faja de frecuencias de 0 a 50 KHz, Las figuras 2 y 3 presentan el conjunto de medición y registro del torque y el analizador de Fourier utilizado en el presente trabajo.

METODOS

Registro de datos en el campo

El implemento fué enganchado al tractor y el dinamómetro de torsión fué acoplado entre el eje de transmisión del toma de fuerza del tractor (TDF) y el implemento. El amplificador fué colocado convenientemente sobre el tractor, buscando conectar el torquímetro a través de un cable de 1.8 m. de longitud, para evitar así las interferencias de la señal, por longitud del cable o por superposición de cables.

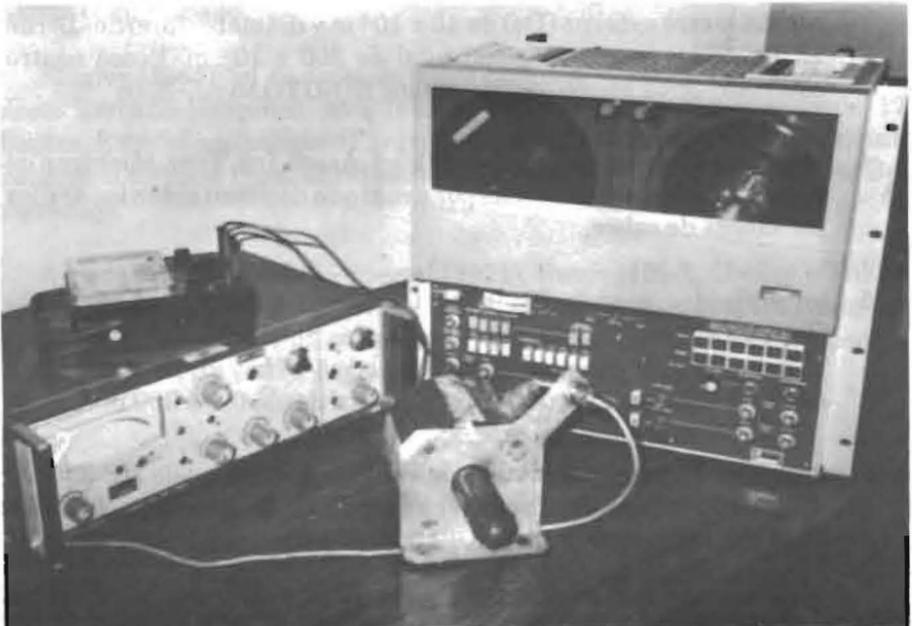


FIGURA 2. Amplificador, torquímetro y grabador de cinta magnética.

PAUC
DIS. TOYER



FIGURA 3. Analizador de Fourier. Sistema Hewlett - Packard 5451 C.

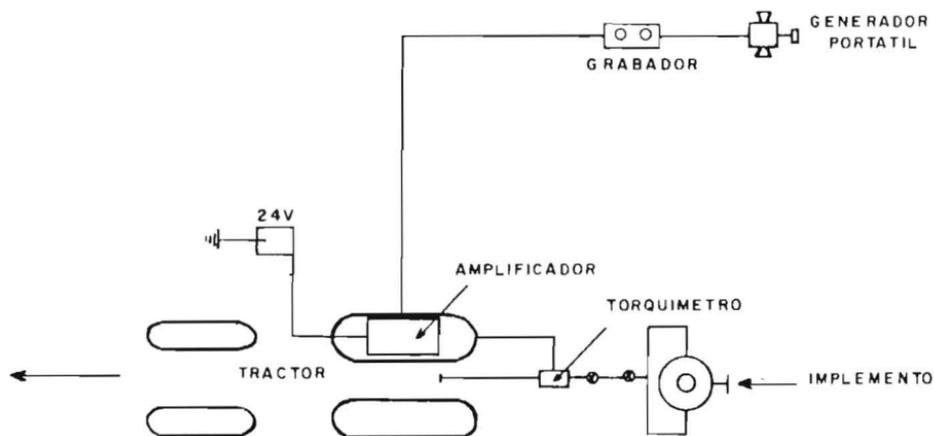


FIGURA 4. Representación esquemática del sistema para el registro de los datos en el campo.



FIGURA 5. Ensayo de campo para el registro de los datos de torque en cinta magnética.

En esta forma, el grabador quedó en un lugar fijo en el campo, llevándose a cabo los ensayos en una longitud de 60 m (Fig.4 y Fig.5).

La señal de torque fué grabada con una velocidad de cinta de 0,095 m/s. Se hicieron 18 ensayos con diferentes velocidades del motor y cambiando el número de cuchillas en el rotor de 4 a 8.

En el Laboratorio se hicieron ensayos en vacío y con excitación del sistema mediante la utilización de una carga de impacto con martillo de caucho y con adquisición directa en el analizador de Fourier.

Reproducción de los datos

Los registros del torque fueron analizados en el Laboratorio de Proyectos Mecánicos (Universidad de Campinas-Brasil), utilizando el analizador de Fourier para estudiar la señal grabada y obtener los gráficos de densidad de probabilidad y densidad espectral de potencia (DEP).

La velocidad de reproducción de la cinta fué igual a la de grabación, pasando la señal por un filtro pasa-bajo para eliminar las frecuencias por encima de 500 Hz.

Las curvas de densidad de probabilidad son derivadas de la clasificación de los valores de los torques instantáneos dentro de 128 intervalos de clase.

El área bajo la curva entre los límites de dos torques, representa la probabilidad de suceder el valor instantáneo del torque que se encuentre entre esos límites.

La curva de distribución de probabilidad es una ilustración acumulada de los mismos datos. El torque medio fué obtenido por la suma de todas las amplitudes de los puntos almacenados divididos por el número de puntos sumados. Se tomaron 2.048 puntos a través del conversor analógico digital (CAD), con un tiempo medio de adquisición de la señal de 15 s.

Los espectros de frecuencia muestran el valor medio cuadrático de la señal del torque en $(N \cdot m)^2/Hz$, en un intervalo de 0 - 50 Hz.

Para el cálculo de las frecuencias naturales del conjunto tractor-implemento por el método de Holzer, todo el sistema torsional engranado del conjunto tractor-implemento, fué considerado empotrado en la volante del motor, pues el conjunto volante, embrague, cigüeñal y caja de cambios tiene una masa inercial infinita si se compara con el resto del sistema torsional.

El sistema torsional es reducido a otro equivalente de eje único, multiplicando todas las inercias y constantes de rigidez de los tramos por los cuadrados de sus relaciones de velocidades, Thomson (1978).

El cálculo de los momentos de inercia (I) de las piezas internas del tractor y del implemento fueron estimados por medio de la ecuación (1)

$$I = \int r^2 dm \quad (1)$$

Las constantes de rigidez torsional (K) de los componentes de la línea de transmisión de potencia desde el árbol piloto hasta el rotor, fueron encontrados analíticamente por la ecuación (2).

$$K = \frac{G \cdot J_0}{L} \quad (2)$$

En donde :

G : Módulo de elasticidad transversal (N/m^2) ,

J₀ : Momento polar de inercia de la sección transversal (m^4) ,

L : Longitud del elemento (m).

El momento de inercia y la constante de rigidez del conjunto junta cardánica - limitador de torque, fueron calculados por métodos experimentales.

Las dimensiones de las piezas internas del tractor fueron suministradas por el fabricante (Massey Ferguson) y las de la caja de transmisión del implemento por el proyectista (Copersucar).

El programa de computador digital para el programa tipo Holzer es ilustrado por Thomson (1978), y fué usado para encontrar las frecuencias naturales del conjunto tractor-implemento.

RESULTADOS Y DISCUSION

Determinación de las frecuencias naturales por el método de Holzer

Para el estudio de las frecuencias naturales de vibración torsional, fueron calculadas las constantes de rigidez (K) y los momentos de inercia (I) de los componentes de la línea de transmisión de potencia desde el árbol piloto, en la salida del motor, hasta el rotor, conforme a la Tabla 1.

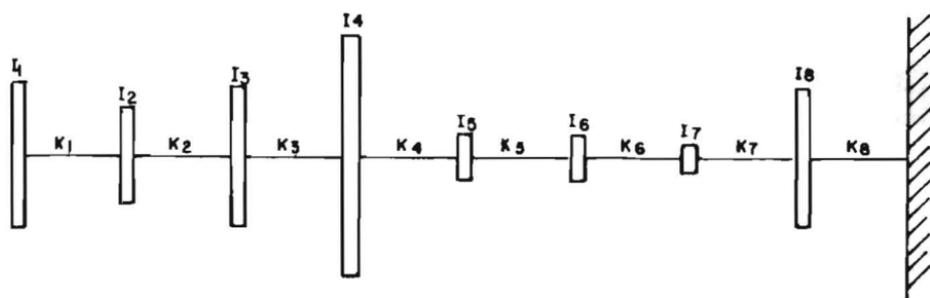


FIGURA 6. Sistema equivalente de eje único de la línea de transmisión de potencia del conjunto tractor-implemento.

TABLA 1. Momentos de inercia y constantes de rigidez que simulan el sistema torsional, para ser resuelto por el método de Holzer

COMPONENTES	Momento de Inercia a 540 rpm. $\times 10^{-2}$ kg.m ²	Constante de Rigidez $\times 10^3$ (N.m)/rad
Cubos y cuchillas	I1 = 6.3065	K1 = 29.81
Eje inferior		
Engranajes de 14Z, 22Z, 22Z, 12Z	I2 = 0.6180	K2 = 36.55
Eje principal		
Piñón de 12Z+corona de 24Z	I3 = 0.7100	K3 = 48.63
Eje de piñón cónico		
Junta cardánica+limitador de torque	I4 = 3.473	K4 = 3.03
Torquímetro	I5 = 0.1770	
Arbol del TDF		K5 = 19.01
Conector de enganche del TDF	I6 = 0.1320	
Arbol de la bomba hidráulica		K6 = 25.53
Acoplamiento	I7 = 0.0510	
Arbol de comando del TDF		K7 = 23.16
Engranajes de 17Z y 53Z	I8 = 1.9800	
Arbol piloto		K8 = 480.10

El sistema equivalente de eje único de la Figura 6 resulta de la transposición de los momentos de inercia y constantes de rigidez a un eje con velocidad de 540 r.p.m.

Los datos de momentos de inercia y constantes de rigidez (Tabla 1), fueron introducidos en un programa de computador obtenido conforme al diagrama de bloques propuesto por Thomson (1978).

Las frecuencias naturales de vibración torsional obtenidas por este método fueron:

$f_{n1} = 21.4 \text{ Hz}$; $f_{n2} = 119 \text{ Hz}$; $f_{n3} = 326 \text{ Hz}$ y otras mayores que están fuera del intervalo de estudio (0 - 50 Hz).

La respuesta del sistema a la carga de impacto con martillo de caucho es mostrada en la Figura 7. La integral de Fourier correspondiente al impulso para bajas frecuencias (Figura 8) muestra la existencia de una frecuencia natural predominante en el sistema de 20.5 Hz.

Registros de torque

Se presentan en la Tabla 2, la cual contiene los parámetros usados y los resultados obtenidos en los ensayos que fueron numerados de 1 a 18. Todos los ensayos fueron realizados con el tractor MF 85X y con el implemento para labranza mínima de caña de azúcar, en la marcha, velocidad de avance, profundidad media de trabajo, número de cuchillas en el rotor y velocidad real del motor, indicadas en la referida Tabla 2.

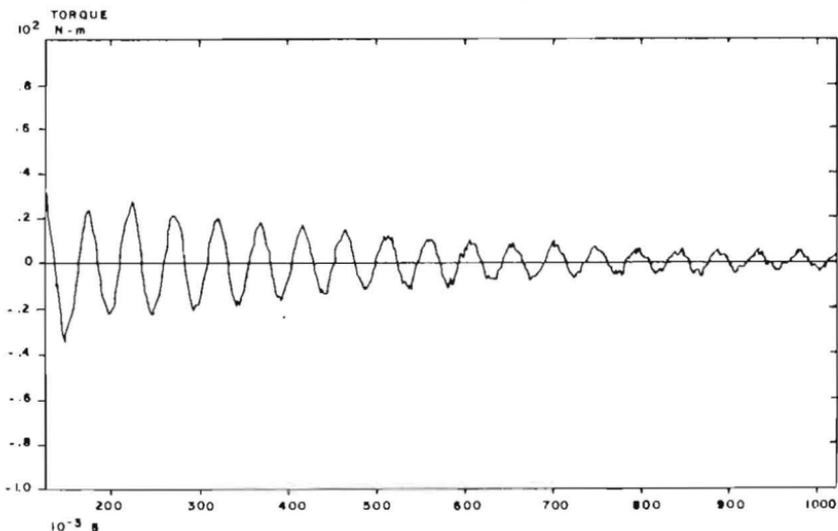


FIGURA 7. Respuesta al impulso. TDF bloqueado y cuchillas excitadas con martillo de caucho.

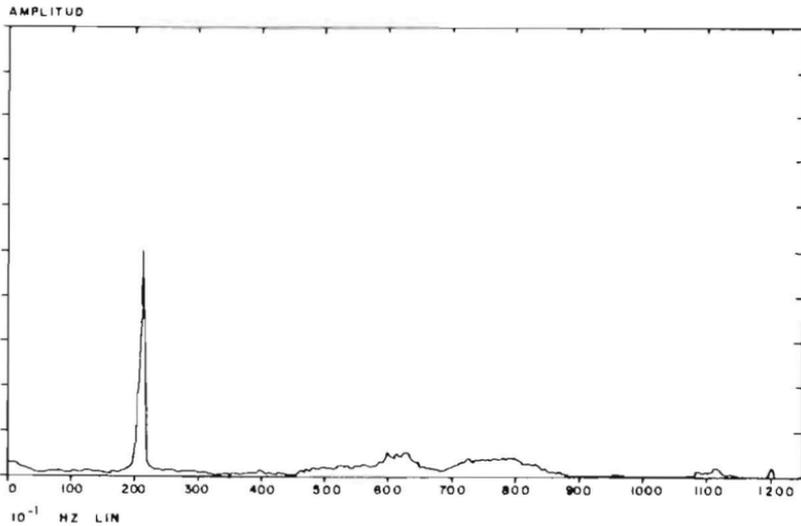


FIGURA 8. Integral de Fourier de la respuesta al impulso para bajas frecuencias (0-120 Hz).

TABLA 2. Resumen de las características de potencia y torque en los diferentes ensayos.

Ensayo No.	Marcha Utilizada	Veloc. De avance (m/s)	Profund. Medía de Trabajo (m)	No. de Cuchillas del rotor	Veloc. Real del Motor (rpm)	Veloc. De la TDP (rpm)	Veloc. Del Rotor (rpm)	Potencia Media (KW)	Torque Medio (N-m)	Variación Torque		Relación Torque Max. Torque Medio
										Mínimo	Máximo	
1	1 ^a	0,45	0,38	8	1412	453	226,5	13,4	283	45	620	2,2
2	1 ^a	0,58	0,40	8	1796	576	288,0	2,2	37	-84	240	6,4
3	1 ^a	0,58	0,48	8	1796	576	288,0	5,7	94	*	268	2,9
4	1 ^a	0,70	0,43	8	2151	690	345,0	3,1	43	-60	250	5,8
5	2 ^a	0,66	0,46	8	1394	447	223,5	5,4	117	*	290	2,5
6	2 ^a	0,85	0,50	8	1777	570	285,0	6,2	109	*	350	3,3
7	2 ^a	1,00	0,46	8	2076	666	333,0	13,0	186	*	480	2,6
8	3 ^a	1,20	0,49	8	1235	396	198,0	12,3	297	103	562	1,9
9	3 ^a	1,55	0,55	8	1740	558	279,0	13,3	227	5	520	2,3
10	3 ^a	1,55	0,50	8	1805	579	289,5	13,4	221	15	460	2,1
11	3 ^a	1,89	0,43	8	2048	657	328,5	11,0	165	20	380	2,3
12	1 ^a	0,45	0,55	4	1403	450	125,0	8,3	175	5	382	2,2
13	1 ^a	0,58	0,49	4	1712	549	274,5	11,4	199	*	412	2,1
14	1 ^a	0,70	0,58	4	2058	660	330,0	12,1	175	*	422	2,4
15	2 ^a	0,85	0,60	4	1815	582	291,0	20,0	326	140	534	1,6
16	2 ^a	1,00	0,59	4	2132	684	342,0	13,5	191	*	575	3,0
17	3 ^a	1,55	0,54	4	1796	576	288,0	13,0	215	20	455	2,1
18	3 ^a	1,89	0,57	4	2039	654	327,0	16,4	239	*	505	2,1

* Torques negativos no registrados en las curvas de Densidad Espectral de Potencia (DEP).

El ancho en la base de la curva de densidad de probabilidad está asociado en forma directa con el grado de homogeneidad del suelo o con el grado de homogeneidad de la profundidad de trabajo. Como la profundidad de trabajo fué mantenida constante a través del control de posición del sistema hidráulico del tractor, se concluye que el mayor ancho de ciertos gráficos de densidad de probabilidad como el mostrado en la Figura 9. es debido a las condiciones variables de humedad o grado de compactación del suelo a través del ensayo. La Figura 10., por el contrario, muestra una curva de densidad de probabilidad estrecha con torques variando entre -60 y 250 Nm., o sea que el surco fué hecho en un suelo con propiedades menos variables. Se puede observar en los diferentes ensayos, que los torques registrados no varían significativamente por el cambio en el rotor del número de cuchillas de 8 para 4. En los trabajos de investigación publicados sobre torques en arados rotativos como los de Crolla y Chestney (1978 y 1979), existen diferencias en los torques registrados con respecto a la velocidad de desplazamiento del conjunto y en cuanto al número de cuchillas. En el implemento utilizado en este trabajo, la acción de las cuchillas es posterior a la acción del subsolador que ya deja el suelo parcialmente desagregado, por tanto los principios clásicos desarrollados para el cálculo de la demanda de torque en arados rotativos actuando sobre suelos de consistencia uniforme y firme no son aplicables en el presente caso.

Análisis de los espectros de frecuencia

Las frecuencias correspondientes a los principales picos de los gráficos de Densidad Espectral de Potencia (DEP) son indicados en la Tabla 3., como también las frecuencias de algunos elementos importantes en el sistema torsional.

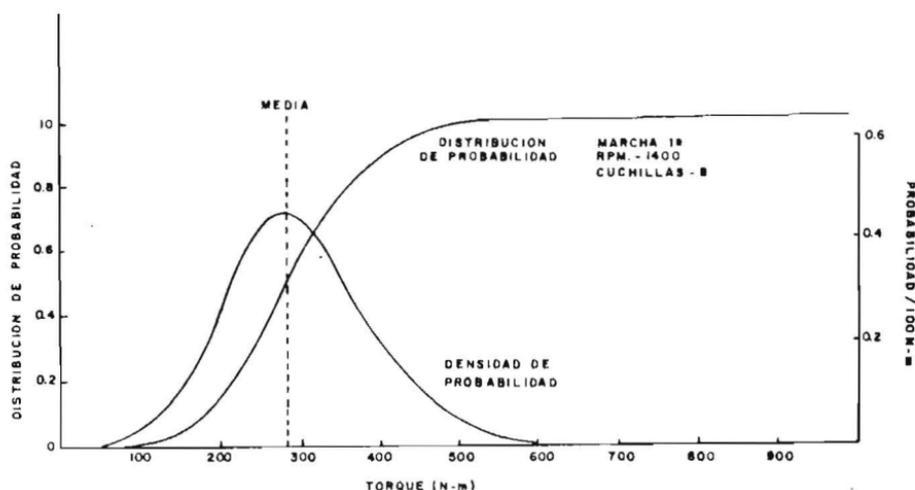


FIGURA 9. Densidad y distribución de probabilidad para el ensayo No. 1

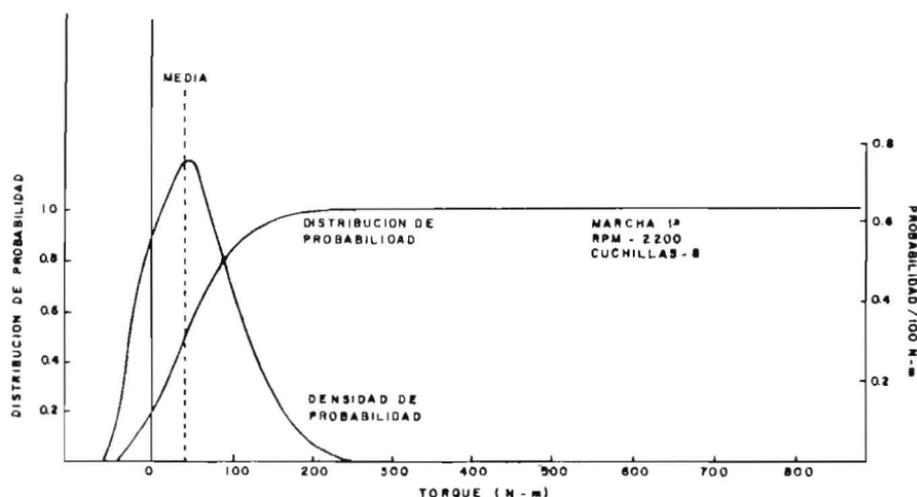


FIGURA 10. Densidad y distribución de probabilidad para el ensayo No. 4

TABLA 3. Análisis de frecuencia para los diferentes ensayos.

Ensayo No.	Marcha Utilizada en el Motor Rotor	No. de Cuchillas Motor (rpm)	Velocidad Real del (rpm)	Velocidad del TDF (rpm)	Velocidad del rotor en Hz	Frecuencia de los principales picos en los gráficos del DEP.	Frecuencia de los mecanismos en Hz Junta cardán motor cuchillas
1	1ª	8	1412	453	226,5	3,8/7,7/11,6/15,1/18,6/19,1/22,5/23/24,1/25,9/26,6/29,8/30,6	15,1 23,5 3,8
2	1ª	8	1896	576	288,0	4,8/9,7/14,4/19,2/24/28,9/30/33,6/38,5	19,2 29,9 4,8
3	1ª	8	1796	576	288,0	4,9/9,8/14,6/19,3/24,2/30,2/34/38,8	19,2 29,9 4,9
4	1ª	8	2151	690	345,0	5,8/11,5/17,3/23/28,7/36,1/46	23,0 35,9 5,8
5	2ª	8	1394	447	223,5	3,7/7,4/11,1/14,9/18,6/22,3/26/29,7/33,6/37,3	14,9 23,2 3,7
6	2ª	8	1777	570	285,0	4,7/9,3/14,3/17,5/19/28,1	19,0 29,6 4,7
7	2ª	8	2076	666	333,0	5,6/11/16,6/22,2/27,6/33/44,2	22,2 34,6 5,6
8	3ª	8	1235	396	198,0	3,4/6,3/6,6/10,3/13,2	13,2 20,6 3,4
9	3ª	8	1740	558	279,0	4,6/9,1/13,9/18,4/18,6/23,1/26,4/27,5/27,7/18,6	29,0 4,6
10	3ª	8	1805	579	289,5	5/10/15/19,3/19,9/24,9/25,2/29,9/30,3	19,3 30,1 5,0
11	3ª	8	2048	657	328,5	11/26,4/21,5/21,9/27,5	21,9 34,1 5,5
12	1ª	4	1403	450	225,0	3,8/7,6/11,3/15/22,6/19,7	15,0 23,4 3,8
13	1ª	4	1712	549	274,5	4,6/9,2/13,8/18,3/22,9/36,4	18,3 28,5 4,6
14	1ª	4	2058	660	330,0	5,5/10,9/22/32,9	22,0 34,3 5,5
15	2ª	4	1815	582	291,0	4,9/8,9/14,8/19,4/24,5/29,4/34,4/39,1	19,4 30,2 4,9
16	2ª	4	2132	684	342,0	5,7/11,1/17/22,8/28,6	22,8 35,5 5,7
17	3ª	4	1796	576	288,0	4,8/9,6/14,4/19,2/24/28,5/28,7/33,2/38	19,2 29,9 4,8
18	3ª	4	2039	654	327,0	5,4/10,8/16,4/21,8/32,5/37,9/43,6	21,8 34,0 5,4

Los gráficos de Densidad Espectral de Potencia (DEP) para los diferentes ensayos muestran configuraciones variables, con algunas características importantes en común, tales como la configuración de barras con frecuencias definidas, que identifican la característica de función periódica, que presenta el torque a través de la TDF.

El impacto de cada cuchilla en el suelo genera una señal de torque en la TDF ligeramente diferente a la señal de las otras, esto en función de que existen pequeñas diferencias geométricas entre cuchillas, resultantes del proceso de fabricación o de deformaciones permanentes sufridas por el material durante el uso, en condiciones de sobrecarga.

Otros factores geométricos, tales como ángulos y radios de curvatura de la cuchilla en el borde de corte afectan también el torque necesario en la TDF para el movimiento de la cuchilla a través del suelo.

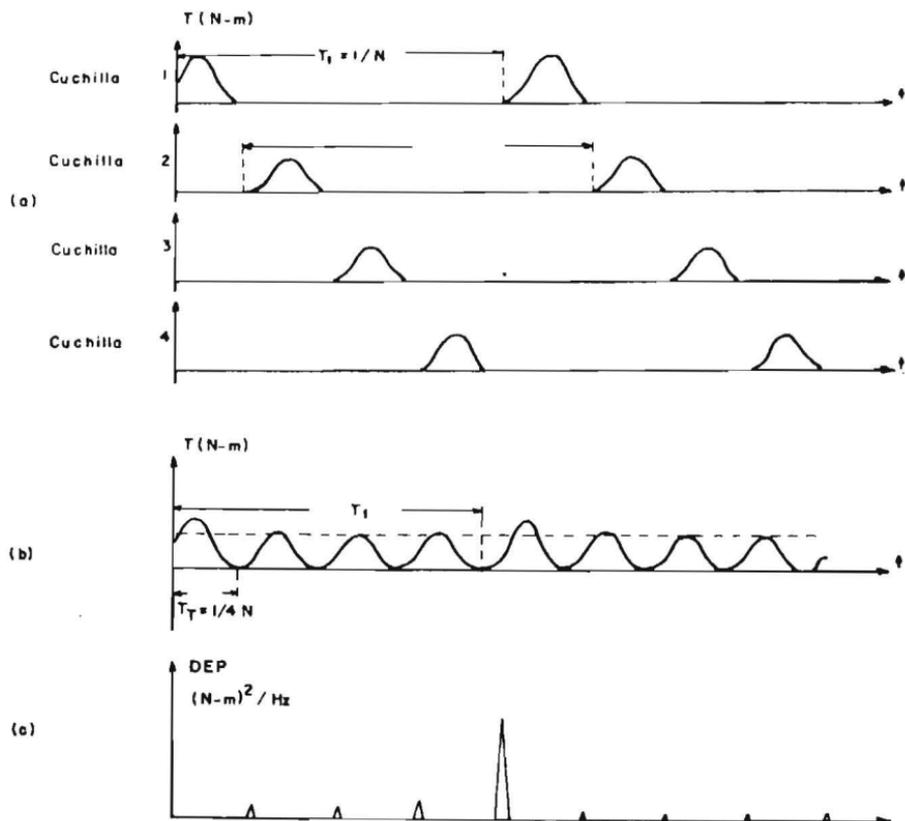


FIGURA 11. a. Torque generado por cada cuchilla. b. Torque resultante de un conjunto de 4 cuchillas sobre un mismo cubo. c. Espectro de frecuencias de la señal de torque resultante.

La Figura 11(a) ilustra cualitativamente el caso de un cubo con 4 cuchillas, en la cual el torque generado por la cuchilla No 1 es significativamente diferente del torque de las otras cuchillas.

La señal de torque resultante Figura 11(b) presenta aparentemente una frecuencia fundamental de valor $4N$, siendo N la velocidad de rotación del cubo. Como el torque resultante es todavía una función periódica que puede ser representada mediante una ecuación a través de una serie de Fourier, la frecuencia fundamental de la misma será la menor frecuencia presente en la señal, o sea N . El espectro de frecuencias de la señal de torque resultante es mostrada en la Figura 11(c), en donde aparece la frecuencia fundamental y sus armónicas.

En los espectros de frecuencias de las figuras 12 y 13 se puede observar la variabilidad de las magnitudes relativas de las amplitudes con que participan tanto la frecuencia fundamental como las armónicas de orden superior, correspondientes al impacto de las cuchillas contra la superficie del suelo.

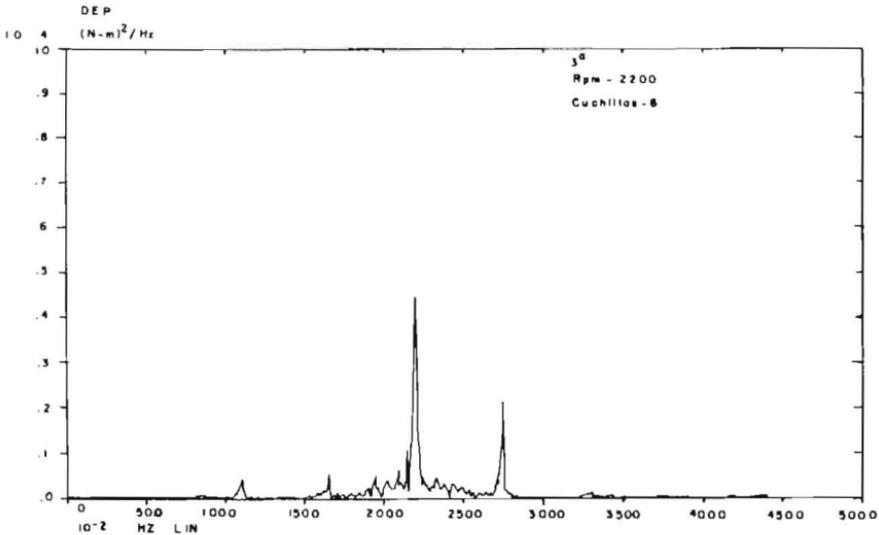


FIGURA 12. Espectro de frecuencias para el ensayo No.11

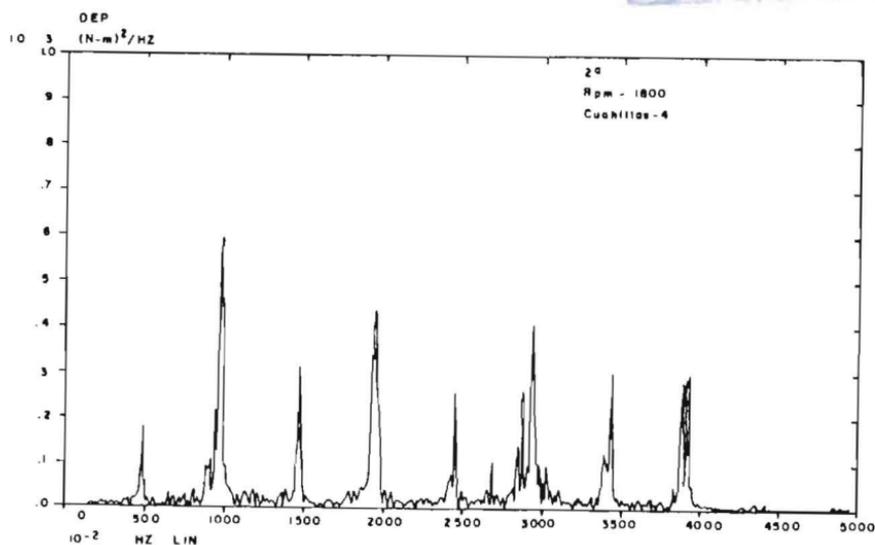
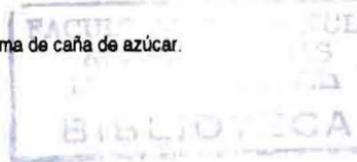


FIGURA 13. Espectro de frecuencias para el ensayo No.15.

CONCLUSIONES

El modelo simplificado de dos grados de libertad utilizado para representar la transmisión del conjunto tractor-implemento, permite calcular las frecuencias naturales del sistema con un buen margen de seguridad ($\pm 1\text{Hz}$).

Fué confirmada la información existente en la literatura, que una relación entre torque máximo/torque medio de 2.5 a 3.0, puede ser usada en nuevos proyectos para la estimación del torque máximo en función del torque medio.

Contrario a la bibliografía, no existen diferencias significativas en cuanto a las características del torque debido al aumento de la velocidad de desplazamiento del conjunto tractor-implemento, ni por el cambio del número de cuchillas de 4 a 8 en el rotor del implemento estudiado. Los espectros de frecuencia para los diferentes ensayos muestran una configuración de barras con frecuencias definidas, los cuales identifican la característica de función periódica que presenta el torque transmitido por el TDF.

Solamente el impacto de las cuchillas en el suelo, la junta cardánica y el motor del tractor, generan picos significativos en los gráficos de Densidad espectral de Potencia (DEP).

La variabilidad de las magnitudes relativas de los picos en los espectros de frecuencia (DEP) debido al torque generado por la acción de corte de las cuchillas en el suelo es consecuencia en su mayor parte de la naturaleza variable de las propiedades del suelo en el momento de corte.

Para este caso en particular, la contribución de la junta cardánica a los picos altos en las curvas de Densidad Espectral de Potencia (DEP), es insignificante.

BIBLIOGRAFIA

- ARRUDA, J. R. F. Análise de sinais em "Software": relatório atividades. Campinas, S.P.: s.e., 1980. 24p.
- BENDAT, J.S. and PIERSOL, A.G. Random data: analysis and measurement procedures. New York: John Wiley, 1971. p.3-25.
- BROCH, J.T., Mechanical vibration and shock measurement. Naerum, Denmark: Brüel & Kjaer, 1980. p.160-196.
- COOLEY, J.W. and TUKEY, J.W., "An algorithm for the machine calculation of complex Fourier series". *Mathematic Computation*. Vol. 19, No. 1 (1965); p.297-301.
- CROLLA, D.A. Torcional vibration analysis of tractor and machine PTO. *En: Journal of Agricultural Engineering Research*. Vol. 23. No.3 (1978); p. 259-272.
- _____, and CHESTNEY, A.A. Field measurement of driveline torques imposed on PTO driven machinery. *En: Journal of Agricultural Engineering Research*. Vol. 24, No.2 (1979); p. 157-181.
- _____, and _____. PTO drivelines for agricultural machinery: IV service loading of PTO. Silsoe: National Institute of Agricultural Engineering, 1978. 10p. (NOTE DN/ER/811/05005).
- FREEMAN, L.H. Mechanical power transmission between tractor and implement. *En: Proceedings Institute Agricultural Engineering*. Vol. 22. No.1 (1966); p. 36-41.

- HANSEN, Merlin. Loads imposed on power take-off (PTO) shafts by farm implements. *En: Agricultural Engineering*. Vol.33. No.2 (1952); p. 67-70.
- HILTON, D.J. and CHESTNEY, A.W. The reduction of torsional vibration in rotary cultivators by means of resilience coupling. *En: Journal of Agricultural Engineering Research*. Vol.18. No. 1 (1973); p. 47-54.
- HOWARD, J.A. Transmission of power by power take-off. *En: Proceeding Institute of Agricultural Engineering*. Vol. 22. No.1 (1966); p. 1-19.
- _____. I Seminario de tecnología agronómica. Piracicaba, S.P.: Centro de Tecnología Agronómica. 1982. p. 271-280.
- MACDUFF, J.N. and CURRERI, J.R. Vibration control. New York: McGraw-Hill, 1958. p.288-345.
- NEWLAND, D.E. An introduction to random vibration and spectral analysis. London: Longman, 1975. p.281.
- PEARSON, G., An analysis of the torques imposed on the tractor PTO by some hay and silage machinery. Silsoe: National Institute of Agricultural Engineering, 1971. p.1-26. (NOTE DE/TE/085/1420, Natn.).
- RANDALL, R.B. Application of B&K equipment to frequency analysis. Naerum, Denmark: Bruel & Kjaer, 1977. p. 3-14.
- RICHARDSON, R.D. Sonne torque measurement taken on a rotary cultivator. *En: Journal of Agricultural Engineering Research*. Vol.3. No.1 (1958); p. 66-68.
- SEGEREN, P.C.A. Análise de cargas dinâmicas torcionais em enxada rotativa acionada por trator. Campinas, S.P., 1982. 90 p. Tesis de Mestrado (Engenharia Agrícola). Universidade Estadual de Campinas. Brasil.
- SETO, W.W. Vibrações mecânicas. Brasil: McGraw-Hill, 1971. p.172-191.
- SHIGLEY, J.E. El proyecto en ingeniería mecánica. Madrid: McGraw-Hill, 1965. p. 558-569.
- THOMSON, W.T. Teoría da vibração com aplicações. Rio de Janeiro: Interciencia, 1978. 462p.