

# TRANSMISIÓN DE VIBRACIONES MULTIDIRECCIONALES EN EL ÁRBOL DE CAFÉ

Yasson Duque Amaya<sup>1</sup>; Carlos Eugenio Oliveros Tascón<sup>2</sup> y

Fernando Alvarez Mejía<sup>3</sup>

---

## RESUMEN

*El conocimiento de la respuesta dinámica del árbol de café sometido a vibración en el tallo permite establecer las mejores condiciones de vibración (frecuencia, amplitud, punto de aplicación, tiempo de vibración), para el empleo de vibradores de tallo para la cosecha mecánica. Debido a la complejidad de la estructura, a la gran variación entre especímenes, en aspectos morfológicos, masa, distribución de los frutos en las diferentes partes de la estructura, propiedades mecánicas de los componentes de la estructura (tallos, ramas, tallito principal y pedúnculo) y diferencias en el anclaje. En su lugar, algunos investigadores recomiendan abordar el estudio desde el punto de vista experimental, midiendo y analizando la respuesta de estructuras del árbol utilizando la instrumentación (hardware y software) disponible en la actualidad. En éste trabajo se midió la transmisión de la vibración a través del árbol, desde el punto de aplicación de la fuerza hasta las zonas donde se presenta la mayor concentración de frutos (estratos medio y superior del árbol). Se utilizaron como parámetros de vibración 3 frecuencias (1400, 1500, 1600 r.p.m.) y tres puntos de aplicación de la excitación (20, 40, 60 cm). El efecto de las frecuencias y el punto de aplicación de la fuerza en la variable eficiencia de transmisión fue medido, encontrándose que los valores más altos se logran cuando se excita en partes bajas del tallo.*

**Palabras Claves:** café, respuesta dinámica, cosecha mecánica, vibración, instrumentación, frecuencia, punto de aplicación, eficiencia de transmisión.

---

<sup>1</sup> Ingeniero Agrícola. Centro Nacional de Investigaciones de Café, CENICAFF - Chinchina, Colombia.

<sup>2</sup> Investigador Principal I. Ingeniería Agrícola. Centro Nacional de Investigaciones de Café, CENICAFF - Chinchina, Colombia. - fc.col@cafedecolombia.com -

<sup>3</sup> Profesor Titular Universidad Nacional de Colombia, Sede Medellín - Facultad de Ciencias Agropecuarias. Apartado 1779. Medellín, Colombia. - falvarez@unalmed.edu.co

## ABSTRACT

### TRANSMISSION OF MULTIDIRECTIONAL VIBRATIONS IN COFFEE TREES

Knowledge of the dynamic response of coffee trees subjected to trunk shaking permits the establishment of the best shaking conditions (frequency, amplitude, application point, time of vibration) for mechanical harvesting employing trunk shakers. Due to structural complexity, great variation among specimens in morphological aspects, mass, distribution of the coffee berries in different parts of the structure, mechanical properties of the components of the structure (trunks, branches, main stems, and stems) and anchorage, some researchers advocate focusing studies from an experimental point of view, measuring and analyzing the response of tree structures employing available instrumentation (hardware and software). In this study, the transmission of vibrations throughout the tree was measured from the point of application of the force up to the zones where coffee berry concentrations were greatest (middle and upper levels of the tree). Three frequencies were used as vibration parameters (1 400, 1 500, 1 600 r.p.m.), as well as three sites of application of the stimulation (20, 40, 60 cm). The effects of the frequencies and force application site Transmission Efficiency were measured, showing that the highest values were achieved when the lowest portions of the trunk were stimulated.

**Keywords:** Coffee, dynamic response, mechanical harvesting, vibration, instrumentation, frequency, application point, transmission efficiency.

## INTRODUCCIÓN

Los vibradores de tallo se han convertido en una alternativa tecnológica de gran rendimiento para cosechar mecánicamente diversos frutos (como cítricos, olivos, almendras y nueces). La maquinaria ofrecida va desde vibradores inerciales montados sobre tractores, hasta máquinas con sistemas de vibración, captura y almacenamiento temporal de los frutos desprendidos.

En café se han obtenido resultados prometedores en desprendimiento de frutos, especialmente con vibradores multidireccionales, logrando desprender

más del 50% de los frutos maduros, sin satisfacer aún los requerimientos de selectividad para una buena cosecha.

El principal problema radica en encontrar las mejores condiciones de vibración (Frecuencia, amplitud y punto de aplicación) que permitan una buena transmisión a través del árbol.

El estudio de la transmisión de vibraciones a través de un medio es una herramienta que puede ayudar a entender mejor el problema, ésta se puede realizar en forma teórica y en forma experimental. De acuerdo con Gillespie *et al.* (1975), la relación entre la energía de vibración a la entrada (tallo) y a la salida (fruto) es el mejor criterio

para este tipo de análisis y para optimizar el desprendimiento de los frutos, debido a que sólo depende de la frecuencia de vibración. Un alto valor de esta relación indicará una baja pérdida de energía entre los dos puntos (entrada y salida), así mismo una alta eficiencia de transmisión requerirá poca energía a la entrada ocasionando menos daños al árbol el cual absorberá menos excesos de energía, sin embargo el método puede ser limitado por la masa del sistema, debido a que las características de vibración pueden variar considerablemente.

Alper, Foux y Peiper (1976) estudiaron, en forma experimental, la transmisión de las vibraciones producidas por un vibrador inercial en la estructura de árboles de naranja "shamouti", desde el punto de aplicación de la fuerza hasta el sitio donde se encuentran ubicados los frutos, bajo ciertas condiciones de vibración (tres frecuencias, tres puntos de aplicación, una amplitud). Las mediciones fueron hechas en dos puntos: el punto de aplicación de la fuerza y la unión del fruto-suspendido (en las tres coordenadas x-y-z).

En este experimento se utilizó instrumentación electrónica (hardware y software), para registrar y adquirir señales de aceleración producidas durante la vibración del árbol, con el objeto de estudiar la transmisión de vibraciones desde el punto de aplicación de la excitación hasta aquellas zonas en las cuales se concentran el mayor número de frutos. El método empleado se basa en la determinación de la eficiencia de transmisión, concepto que expresa el comportamiento de las señales de salida transmitidas a través de un medio, con relación a las señales de entrada (Guillespie *et al*, 1975).

## MATERIALES Y MÉTODOS

**Localización:** Se realizaron pruebas en el Centro Nacional de Investigaciones de Café CENICAFÉ. Los ensayos de campo se hicieron en lotes con árboles de café Variedad Colombia, plantilla de cuarta cosecha, sembrados a 2.0m x 1.0m en la Estación Central de Naranjal municipio de Chinchiná (Caldas).

**Equipos:** Para el desarrollo del experimento se utilizaron 2 clases de equipos:

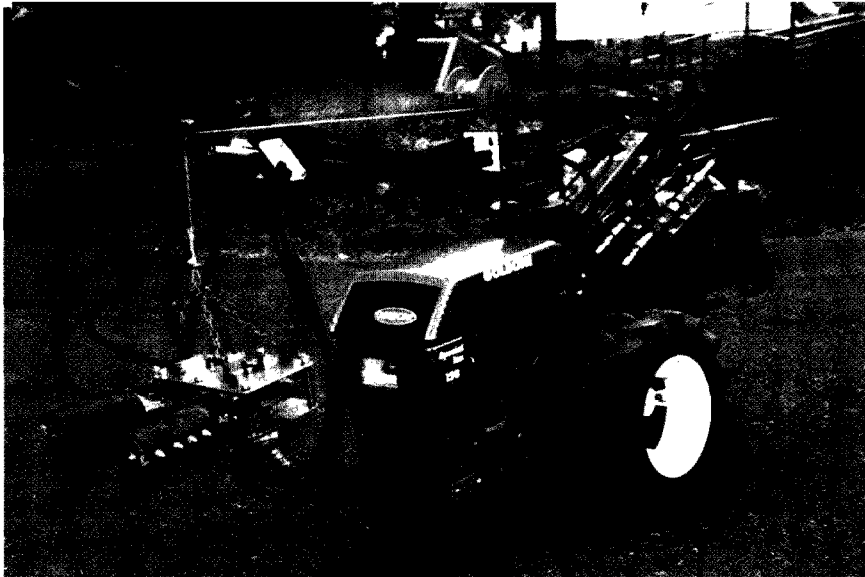
1. El vibrador inercial de tallos de café "VITAC-1", concepto tecnológico, producto de la integración de los resultados obtenidos en investigaciones realizadas en CENICAFÉ por Aristizábal (1999), Ramírez (1999) y Granja (2001), utilizando vibradores circulares y multidireccionales.

Este dispositivo concebido por Granja y Oliveros (2001) utiliza un vibrador que permite generar patrones multidireccionales, circulares y unidireccionales. Adicionalmente, permite resolver los problemas de manejo y operación encontrados en los primeros prototipos.

El VITAC-1 está compuesto básicamente por: Una cabeza vibratoria (Figura 1) provista de dos motores hidráulicos de 7 HP y dos masas excéntricas, soportadas por una estructura metálica compuesta de láminas de acero inoxidable calibre 1/4", unidas mediante seis pasadores roscados de acero inoxidable de 1/2" de diámetro y 14 cm de longitud. El sistema de acople compuesto por dos tacos de caucho de baja dureza (30 shore D) de 10 cm de diámetro, 20 cm de largo, sobre los cuales, se montaron un par de bandas elaboradas en cau-

cho espumado nervadas con lona. Uno de los tacos es fijo y el otro es accionado

por un cilindro hidráulico. El peso aproximado del vibrador es 36 kg.



**Figura 1.** Vibrador multidireccional.

La potencia necesaria para el accionamiento del vibrador fue suministrada por un motocultor marca Goldoni Special Lux 150 de 11 HP, este a su vez permitió transportar el vibrador, para ello se implementó un sistema para soportar y manipular la cabeza vibradora eliminando los daños ocasionados a la corteza por la mala ubicación del vibrador con relación al tronco (ángulo muy diferente de 90°). El motocultor soportó al vibrador en cuatro puntos por medio de cadenas y mediante un sistema de tambor y manivela, se alargó o acortó el cable de acero para bajar o subir el vibrador inercial (Figura 1).

2. Instrumentación: Para el desarrollo del trabajo se utilizaron básicamente sensores,

de aceleración (tipo capacitivo) y de velocidad (proximidad):

Para medir las aceleraciones generadas en el árbol se utilizaron acelerómetros marca ANALOG DEVICES uniaxiales ADXL 190 y biaxiales ADXL 250, sensibilidad de 100 y 50 gravedades respectivamente, de bajo peso (0,002-0,003 kg), dispuestos en forma de acelerómetro triaxial (Figura 2).

Se emplearon 2 sensores inductivos de proximidad Autonics 12-24v DC PR185DN de tipo magnético, para medir las velocidades de rotación de las masas del vibrador, entregando un pulso por cada revolución.



**Figura 2.** Acelerómetro triaxial capacitivo marca Analog Devices

Para la adquisición y registro de señales reproducidas por los acelerómetros se utilizó un sistema portátil de adquisición DAQBOOK/100 Omega Inc., con capacidad para realizar muestreos a frecuencia de 100kHz y 16 entradas.

Para el experimento fue necesario implementar al sistema una tarjeta Multiplexor DBK 12, un Panel de Expansión DBK 41 y una Tarjeta de conexiones DBK 11, logrando un total de 31 entradas de señal.

Toda la información fue registrada y almacenada en un Computador Portátil mediante un software de adquisición de datos "DaqView" a una frecuencia de 80 kHz .

## METODOLOGÍA

El experimento fue desarrollado en dos etapas:

Puesta a punto del vibrador inercial.

Se analizaron datos de la velocidad y la aceleración generadas por el vibrador, con el propósito de verificar su funcionamiento. En total se realizaron 30 pruebas en las cuales se midieron simultáneamente las velocidades angulares de las masas inerciales del vibrador en vacío y acoplado al árbol, y aceleraciones en la parte media del vibrador. Las mediciones se hicieron utilizando sensores inductivos de velocidad, instalados cerca a los ejes de rotación de las masas desbalanceadas y un acelerómetro biaxial instalado en la parte media del vibrador.

Se consideró como criterio para el correcto funcionamiento del vibrador que al menos en 24 de 30 pruebas (80%) se presentara una diferencia máxima del 4% para la velocidad de acoplado, con respecto a la velocidad de vacío, obtenido mediante análisis de frecuencia.

Así mismo, con ayuda de un programa en **MatLab**<sup>®</sup> para el procesamiento de las señales, se obtuvieron las curvas de velocidad de las masas del vibrador en función del tiempo, las cuales sirvieron para establecer el tiempo empleado por el vibrador para llegar a su punto de estabilización durante la vibración. Este dato permitió determinar el tiempo de vibración necesario para adquirir datos en las pruebas posteriores, evitando adquirir solo datos de aceleración generados durante el régimen transitorio mientras logra imponerse el régimen estable de vibración.

También se obtuvieron gráficos para observar patrones de vibración a distintas frecuencias y amplitudes de vibración. Los patrones y amplitud teórica de vibración se obtuvieron a partir de las ecuaciones reportadas por Martínez *et al* (1994) y Srivastava *et al.* (1993):

$$X(t) = \left[ \frac{m_1}{M} \times r_1 \cos(\omega_1 t) \right] + \left[ \frac{m_2}{M} \times r_2 \cos(2\pi - \omega_2 t) \right]$$

$$Y(t) = \left[ \frac{m_1}{M} \times r_1 \text{sen}(\omega_1 t) \right] + \left[ \frac{m_2}{M} \times r_2 \text{sen}(2\pi - \omega_2 t) \right]$$

Donde:

- M: masa total del vibrador (kg)
- m<sub>1</sub> y m<sub>2</sub>: masas excéntricas (kg)
- r<sub>1</sub> y r<sub>2</sub>: excentricidad de las masas (cm)
- ω<sub>1</sub> y ω<sub>2</sub>: velocidades angulares de las masas

Por medio de la doble integración de las señales de aceleración se obtuvo el desplazamiento BROCH, (1980), en este caso amplitud generada, así:

$$a = A \text{sen}(2\pi ft)$$

$$v = \int a dt = - \frac{A}{2\pi f} \cos(2\pi ft)$$

$$d = \int v dt = - \frac{A}{(2\pi f)^2} \text{sen}(2\pi ft)$$

### Eficiencia de transmisión en el árbol.

Con el fin de conocer el comportamiento de la transmisión de las vibraciones al árbol de café, se evaluó el efecto de la frecuencia y del punto de aplicación de la vibración en el tallo, a través de un modelo para el diseño experimental de cuadrado latino de nueve tratamientos, que correspondieron a la combinación de tres frecuencias (1400, 1500 y 1600 rpm) y tres puntos de aplicación de la vibración (20, 40 y 60 cm desde el suelo).

Como variable de respuesta en cada prueba se determinó la eficiencia de transmisión (definida ésta como la relación entre la energía suministrada al árbol y la energía medida en un punto específico del mismo, mediante análisis de densidad espectral, PSD) método utilizado para interpretar resultados experimentales de vibración.

El PSD permite determinar el contenido de frecuencia de una señal aleatoria. La función de densidad espectral de potencia se expresa como (Guillespie *et al.*, 1975):

$$|Y(f)|^2 = \frac{P_{out}(f)}{P_{in}(f)}$$

Cuyo valor es un número real que representa la ganancia de energía del espectro de entrada (tallo) y salida (frutos).

donde:

$$P_{out}(f) = \lim_{T \rightarrow \infty} \left[ \frac{1}{T} \int_{-\infty}^{\infty} X_{out}(t) \cdot e^{-i2\pi ft} \cdot dt \right]^2$$

$$P_{in}(f) = \lim_{T \rightarrow \infty} \left[ \frac{1}{T} \int_{-\infty}^{\infty} X_{in}(t) \cdot e^{-i2\pi ft} \cdot dt \right]^2$$

Siendo

$P_{out}(f)$ : el espectro de potencia de las señales de salida (ramas)

$P_{in}(f)$ : el espectro de potencia de las señales de entrada (tallo)

$X_{out}(t)$ : señal de salida (rama)

$X_{in}(t)$ : señal de entrada (tallo)

t: tiempo.

f: frecuencia de vibración

Relación de Parseval's. Mediante la relación de Parseval's enunciada por MATH WORKS INS (1998) y teniendo en cuenta que la integral de PSD a través de una banda es una medida de la energía total de una señal, es posible medir el porcentaje ó energía total de una señal, para una banda de frecuencia específica, así:

$$E_1 = \int_1^{f_2} P_{in}(f) df \dots \dots \text{para la entrada}$$

$$E_2 = \int_1^{f_2} P_{out}(f) df \dots \dots \text{para la salida}$$

entonces se expresa eficiencia de transmisión como:

$$E.T(\%) = \frac{E_2}{E_1} \times 100$$

La mejor respuesta a la transmisión de la vibración en el sistema y menor pérdida de energía se dará cuando el valor  $|Y(f)|^2$  sea alto.

Para determinar las eficiencias de transmisión se midieron aceleraciones de entrada en el tallo y de salida en ocho sitios de los tercios productivos (medio y superior del árbol). La frecuencia de muestreo de las señales de aceleración fue de 1.602 kHz.

## RESULTADOS

Funcionamiento del Vibrador. Los resultados indicaron un correcto funcionamiento del vibrador, presentando diferencias muy pequeñas de velocidad de las masas del vibrador (- al 3%), funcionando en vacío y una vez acoplado al árbol.

El error relativo de la frecuencia media de vibración del equipo entre el funcionamiento en vacío y una vez acoplado al tronco mostró un valor máximo de 6,75% y un mínimo de 0,07%, con un promedio de 0,98%. La muestra que en el 93.33% de los casos el error se situó por debajo del 2,7%, cumpliéndose con el criterio establecido para evaluar el equipo (4% de error relativo, mínimo en 85% de las pruebas).

Tiempo de Asentamiento. El valor máximo del tiempo empleado para alcanzar la velocidad de régimen estacionario del vibrador fue de 1,6 s, de forma similar se observó que los menores valores se presentaron en las masas que giraron a menor velocidad. Valor máximo de 0,5 s (figura 3).

Lazos de Vibración. En la Figura 4 se presentan las gráficas obtenidas para los patrones de vibración, 1/ Lazos (multidireccional) y 2 lazos (unidireccional), generados por el equipo a distintas velocidades.

El patrón de lazos se conserva siempre y cuando el aumento o disminución de las velocidades en ambas masas varíe en la misma proporción; en caso contrario, se afecta dicho número y se genera un patrón diferente de vibración.

Tabla 1. Análisis de frecuencias para el error relativo de la Frecuencia Media de Vibración.

Clases	Frecuencia Absoluta	Frecuencia Relativa	Frecuencia Relativa Acumulada
0,00 - 0,07	1	3,33	3,33
0,07 - 1,41	24	80,00	83,33
1,41 - 2,74	3	10,00	93,33
2,74 - 4,08	1	3,33	96,67
4,08 - 5,42	0	0,00	96,67
Mayor o igual a 5,42	1	3,33	100

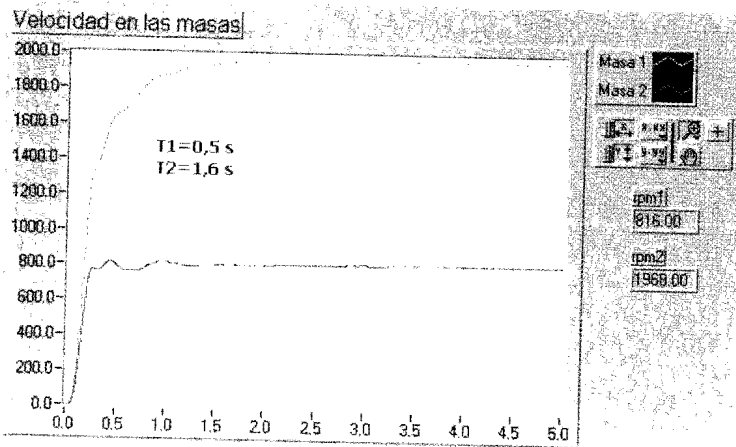


Figura 3. Curvas de velocidad de las masas desbalanceadas al inicio y durante la vibración

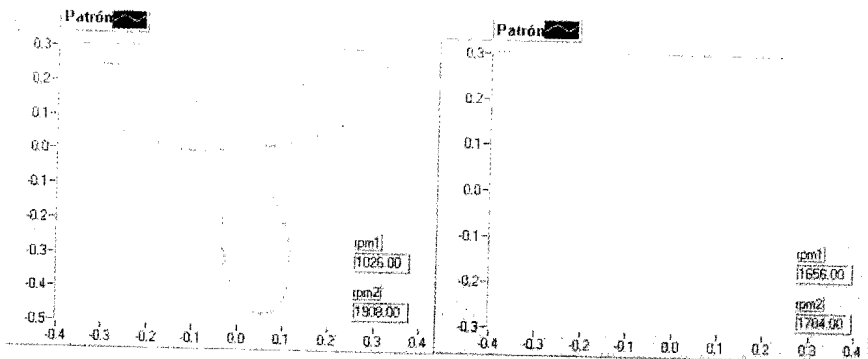


Figura 4. Patrones de vibración generados por el vibrador.



Eficiencia de transmisión. El mayor número de eficiencias de transmisión máximas, con valores superiores al 70%, en cualquier sitio de muestreo, se presentó en las tres frecuencias evaluadas, cuando la vibración fue aplicada a 20 cm en el tallo, alcanzando en algunas ocasiones valores por encima del 90%.

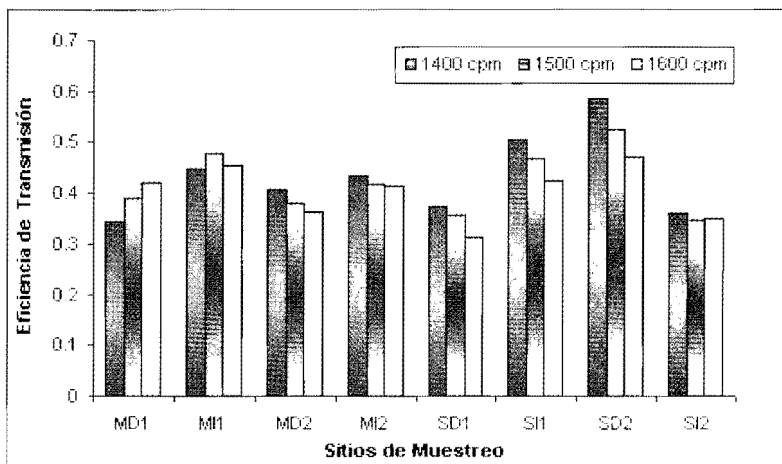
Para los puntos de aplicación de la vibración restantes (40 y 60 cm) los valores máximos de eficiencia de transmisión en su mayoría fueron inferiores al 50%, sólo en algunos casos se presentaron valores superiores.

El análisis de varianza al nivel del 5%, para el diseño experimental propuesto (cuadrado latino) mostró diferencias entre tratamientos, para todos los puntos de aplicación. La prueba de Tukey, al mismo nivel, mostró diferencias para los tratamientos agrupados por punto de aplicación, es de-

cir, que los tratamientos con puntos de aplicación de 20, 40 y 60 difirieron entre sí (Tabla 2), excepto para el punto de muestreo MI1

Frecuencia de Vibración. En general, se observa que no hay diferencias estadísticas apreciables del factor Frecuencia de Vibración (1400-1500 y 1600 kpm), en un mismo punto de aplicación ni se aprecia una tendencia de incrementar la eficiencia de transmisión al aumentar o disminuir la frecuencia.

En la Figura 5 se observa el comportamiento de la eficiencia de transmisión para las tres frecuencias en un punto de aplicación (20 cm), la respuesta es similar para cualquier frecuencia. Esta respuesta sugiere que la transmisión, en el rango considerado, es independiente de la frecuencia y muy dependiente de las propiedades físicas y mecánicas del árbol.



**Figura 5.** Transmisión de Vibraciones multidireccionales en el árbol de café (Punto de Aplicación 20 cm; tres frecuencias).

**Tabla 2.** Valores promedio de eficiencia de transmisión y coeficientes de variación % obtenidos en árboles de café variedad Colombia, plantilla de cuarta cosecha.

Frecuencia (r.p.m.)	Punto de aplicación (cm)	EFT		C.V.		EFT		C.V.		EFT		C.V.		EFT		C.V.		EFT		C.V.					
		%	%	%	%	%	%	%	%	%	%	%	%	%	%	%	%	%	%	%	%				
1400		34	A	58,3	45	AB	5,1	41	A	44,1	43	A	43,1	37	A	40,9	51	A	44,7	58	A	45,3	36	A	65,3
1500	20	39	A	61,6	48	A	58,8	38	A	47,7	42	A	52,0	36	A	34,4	47	A	57,1	52	A	50,8	35	A	68,0
1600		42	A	61,7	45	AB	59,4	36	A	42,0	41	A	55,1	31	A	18,5	42	A	57,3	47	A	42,9	35	A	61,7
1400		19	BC	54,9	27	C	70,2	23	B	47,5	24	B	47,5	20	B	46,3	30	B	52,5	31	B	43,1	20	B	65,5
1500	40	22	B	54,3	31	BC	79,1	23	B	47,4	25	B	49,6	21	B	50,2	31	B	63,0	30	B	39,8	19	B	60,9
1600		22	B	56,1	27	C	77,7	24	B	46,2	24	B	53,3	19	B	34,6	27	BC	57,5	28	B	39,8	18	BC	60,1
1400		13	C	55,4	20	C	68,4	16	C	49,2	16	C	40,9	14	C	61,9	20	CD	41,8	24	BC	45,1	13	CD	54,6
1500	60	14	C	65,3	19	C	69,5	14	C	43,9	15	C	40,6	14	C	67,6	19	D	62,4	19	C	43,3	12	D	54,0
1600		15	C	63,7	20	C	80,3	14	C	36,2	14	C	36,2	14	C	60,3	18	D	56,3	18	C	42,4	11	D	57,6

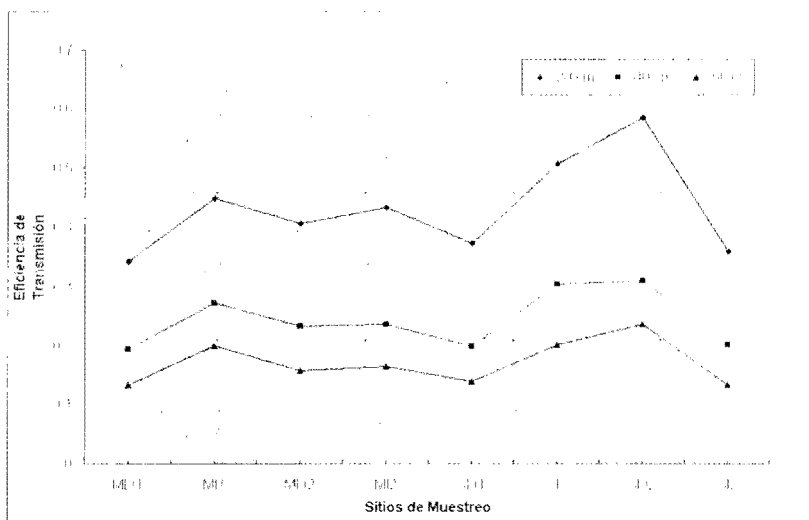
\* Promedios con letras comunes implican igualdad estadística, Tukey al 5%  
 Para el análisis las variables fueron transformadas a Log<sub>10</sub> (X)

Punto de aplicación. El análisis de Varianza mostró efecto del factor Punto de aplicación a favor de la altura sobre el suelo de 20 cm; se presentaron diferencias estadísticas para cada uno de los sitios de muestreo tomados y se observó que la eficiencia de transmisión tiende a aumentar a medida que se disminuye la distancia del punto de aplicación en el árbol respecto al suelo (Figura 6).

En la Figura 7 se observan las eficiencias de transmisión promedio en cada sitio de muestreo tomado en el árbol, para la frecuencia de 1400 rpm y para los 3 puntos de aplicación estudiados. El comportamiento que se observa para cada uno de los sitios con respecto a los 3 puntos de aplicación es el mismo, pues se presenta

una disminución de la transmisión a medida que el punto de aplicación de la vibración se aumenta en el árbol.

Al comparar los puntos de aplicación 20cm y 60 cm, se observa que la eficiencia de transmisión desciende en más del 70%, y con respecto al punto de aplicación a 40 cm cae un poco menos del 50%, esto sucede en todos los sitios de muestreo lo que demuestra que la eficiencia disminuye a medida que se aplique la fuerza a mayor altura. Este comportamiento puede ser atribuido a que la estructura experimenta el mayor desplazamiento cuando se aplica la vibración cerca al suelo (20 cm), que cuando se aplica en partes más altas (40-60 cm), utilizando la misma fuerza.



**Figura 6.** Transmisión de vibraciones multidireccionales en el árbol de café (frecuencia 1400 cpm; 3 puntos de aplicación).

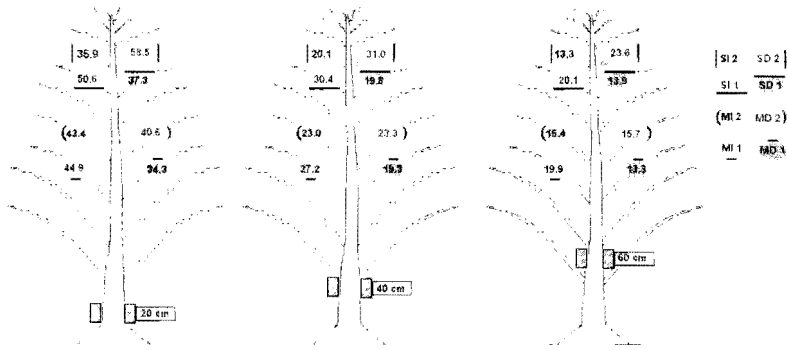


Figura 7. Comportamiento de la eficiencia de transmisión al aplicar la excitación a varias alturas del tronco.

La Figura 8 muestra 2 gráficas que representan dicho desplazamiento, puede observarse que  $u$  es la distancia recorrida por el árbol al aplicar una fuerza  $P$ , sí en el punto  $a \Rightarrow u'_1 < u_1$  y en el punto  $b \Rightarrow u'_2 > u_2$ ; entonces aplicando la fuerza a menor altura en  $a$  se realiza mayor trabajo ( $T = P \cdot u$ ) que aplicando la fuerza en  $b$  a mayor altura.<sup>3</sup>

ciencia de transmisión disminuye a través de la estructura cuando se aplica la vibración en partes superiores del tronco puede ser la menor rigidez ( $E^*$ ) debida al menor diámetro del tallo (según lo reportado por Aristizábal, 1999). Esta respuesta es similar a la encontrada en árboles pequeños de cereza en los Estados Unidos, debido a la facilidad que presentan los troncos jóvenes de deflectarse (menor  $E^*$ ).

Otra posible explicación por la cual la efi

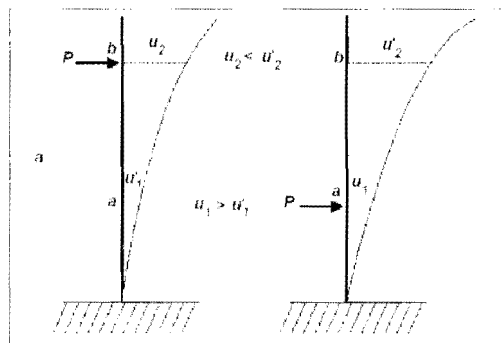


Figura 8. Esquema del desplazamiento del árbol, al aplicar la excitación a diferente altura.

<sup>3</sup> Comunicación personal con Ing. Jorge Eduardo Hurtado; Ph.D. Análisis Estructural. Profesor Asociado Universidad Nacional de Colombia, Sede Manizales.

Brown (2001)<sup>1</sup> señala que al acoplar a mayor altura el árbol, este actúa como si tuviera 2 nodos (suelo y vibrador). Al acoplar el vibrador más cerca del suelo, los dos apoyos se encuentran tan próximos que el árbol se comporta como si tuviera uno solo, amplificando el desplazamiento en las partes superiores al acople. Como el diámetro de los troncos se incrementa con la edad, la rigidez también lo hace. Finalmente el tronco no puede deflectarse fácilmente cuando el vibrador se acopla en partes altas, y el sistema tronco-vibrador actúa con solo un punto de apoyo: el suelo.

Los valores tan bajos de transmisión que se presentaron en algunos podrían estar asociados al anclaje, más que al amortiguamiento propio del árbol. Puede ser posible que un mal anclaje del árbol permita un mayor desplazamiento de la zona radical, en cuyo caso parte de la energía generada sería gastada en este movimiento, por el contrario si el anclaje es bueno se restringe el desplazamiento de las raíces, concentrándose la mayor parte de la energía en el desplazamiento de la parte superior de la estructura dando como resultado una mejor transmisión de la vibración.

Medición de aceleraciones. La magnitud de la aceleración, se incrementa en los 3 ejes a medida que se aplica la vibración en las partes más bajas del tallo, también se aprecia que la componente de aceleración en el eje vertical es comparable a la producida en los ejes (xy), aunque la vibración se aplique en el plano horizontal. Para este caso en particular las señales en el domi-

nio del tiempo mostraron que las aceleraciones generadas no superaron las 6 g.

Al realizar un análisis de las señales de aceleración en el dominio de la frecuencia (análisis espectral mediante FFT) para cada uno de los sitios de muestreo, se observa claramente que las componentes de frecuencia generadas por el vibrador, se transmiten eficientemente a lo largo de toda la estructura.

## CONCLUSIONES

La eficiencia de transmisión entre árboles vibrados no presentó un comportamiento uniforme, lo cual podría atribuirse a que cada árbol posee una estructura singular y presenta diferencias morfológicas, másicas y de propiedades mecánicas, entre otras, que los hacen diferentes entre sí, a pesar de tener la misma edad y ser de la misma variedad (Colombia en este caso).

La diferencia entre las velocidades de las masas del vibrador en vacío y acoplado al árbol son pequeñas (- 2%), razón por la cual permiten que la frecuencia media y el patrón de vibración (número de lazos), se conserven durante la operación del equipo. Así mismo se necesita un tiempo máximo de 1,6 segundos para que las masas desbalanceadas alcancen la frecuencia media de vibración deseada.

El punto de aplicación de la fuerza en el tronco es el factor que más influye en la transmisión de vibraciones a través del árbol, la estructura responde mejor a la vibración a medida que se aplica la fuerza en las partes inferiores del tallo.

---

<sup>1</sup> Comunicación personal

La eficiencia de transmisión de las vibraciones no presentó variación apreciable, al modificar la frecuencia de vibración, en el rango estudiado 1400-1600 rpm.

Las mayores magnitudes de aceleración en los ejes x,y,z para un mismo sitio del árbol se presentaron siempre al aplicar la vibración en el tallo a 20 cm del suelo.

Aplicando vibraciones al árbol en el plano horizontal (x,y), se producen vibraciones en las ramas en la dirección z con aceleraciones de magnitud comparables a las del plano xy.

## BIBLIOGRAFÍA

ALPER, Y.; FOUX, A.; and PEIPER V., H. Experimental investigation of orange tree dynamics under mechanical shaking. *En: Journal of Agricultural Engineering*. Vol. 21, No. 2 (1976); p. 121-131.

ARISTIZABAL T., I.D.; OLIVEROS T., C.E. y ALVAREZ M., F. Cosecha mecánica del café mediante vibraciones multidireccionales. *En: Cenicafé*. Vol. 50, No.2 (1999); p. 173-182.

ARISTIZABAL T., I.D.; OLIVEROS T., C.E. y ALVAREZ M., F. Propiedades físico-mecánicas del árbol de café y su relación con la mecanización de la cosecha. *En: Cenicafé*. Vol. 50, No.4 (1999); p. 313-326.

BROCH T., J. Mechanical vibration and shock measurements. S.I.: Bruel and Kjaer, 1980. 370 p.

GRANJA F., J.J. y Oliveros T., C.E.; Diseño, construcción y evaluación de un vibrador multidireccional de tallos para la cosecha mecánica de café en Colombia Chinchiná. *En: Scientia et Technica*. Vol. 7, No. 17 (2001); p. 45-60.

GUILLESPIE B. A.; LIANG T.; MYERS A. L. Multiple spectral analysis for tree shaker parameters optimization. *En: Transactions of the ASAE*. Vol. 18, No. 2 (1975); p. 227-230.

MARTINEZ R., A.; CUEVAS M., H. y GUERRA, L.L. Cálculo de vibradores multidireccionales para la cosecha mecanizada de frutas. *En: Revista Ciencias Técnicas Agropecuarias*. Vol. 4, No. 1 (1994); p. 44-48.

MATH WORKS INC. Signal Processing Toolbox, For use with MATLAB, Natick Massachusetts, 1998. p. 1-3.

RAMIREZ V., C.M. Desarrollo y evaluación de un cosechador de café por vibración circular al tallo. Medellín, 1999. 190 p. Tesis (Ingeniero Agrícola). Universidad Nacional de Colombia. Facultad de Ciencias Agropecuarias.

SRIVASTAVA A., K.; GOERING C., E. and ROHRBACH R., P. Engineering principles of agricultural machines: fruit, nuts and vegetable harvesting. Estados Unidos: ASAE, 1993. 601 p.