

EVALUACIÓN DEL PRINCIPIO DE VIBRACIÓN LATERAL EN MÚLTIPLES PUNTOS DEL FOLLAJE PARA LA COSECHA MECANIZADA DE CAFÉ

Iván Darío Aristizábal T.¹; Carlos Eugenio Oliveros T.²;
Fernando Alvarez M.³

RESUMEN

En este trabajo de investigación se presentan los resultados obtenidos en laboratorio cuando se aplica vibración lateral en la cosecha mecanizada del café. Para tal fin se desarrolló un sistema experimental que aplica esta clase de vibración en diferentes puntos del follaje del árbol. Se utilizó un diseño experimental con 20 tratamientos para evaluar la variable Eficiencia de Transmisión de las Vibraciones en las estructuras del árbol y se hicieron los análisis estadísticos de los resultados utilizando el procedimiento RSREG del programa SAS® para experimentos de superficies de respuesta. A partir de los resultados, se determinaron las condiciones de operación que optimizaron la mayor cantidad de variables respuesta y con estas condiciones se realizaron pruebas adicionales para obtener desprendimiento de frutos y rendimiento de recolección. Las condiciones óptimas fueron una frecuencia entre 700 y 805 ciclos por minuto, una amplitud de 55 mm y un número de 8 barras sacudidoras en cada lado (16 en total) de Prolón NA de 146,7 cm de longitud. Los resultados obtenidos con estas condiciones fueron 83% de desprendimiento de frutos maduros, 57% de frutos verdes y un rendimiento de 327 kg de café cereza por hora, con mínimo daño físico visible en las estructuras del cafeto. Con los resultados de este estudio se proyecta hacia el futuro este principio de vibración muy promisorio para la cosecha mecanizada y continua del café, ideal para condiciones de cafetales en terrenos planos, de alta productividad, donde se requieran rendimientos de recolección muy altos.

Palabras claves: vibración lateral, eficiencia de transmisión, análisis de superficies de respuesta, cosecha mecanizada, café.

ABSTRACT

EVALUATION OF LATERAL VIBRATION IN MULTIPLE POINTS OF THE TREE FOLLIAGE FOR MECHANICAL HARVESTING OF COFFEE.

¹ Profesor Asistente. Departamento de Ingeniería Agrícola y Alimentos. Universidad Nacional de Colombia, Sede Medellín. E-mail: idaristi@unalmed.edu.co

² Investigador Principal I. Ingeniería Agrícola, Centro Nacional de Investigaciones del Café. CENICAFE. Chinchiná - Colombia. E-mail: carlos.oliveros@cafedecolombia.com

³ Profesor Titular. Departamento de Ingeniería Agrícola y Alimentos. Universidad Nacional de Colombia, Sede Medellín. E-mail: falvarez@unalmed.edu.co

This paper presents the results obtained in laboratory when applying lateral vibration to mechanical coffee harvesting. To accomplish this goal, an experimental device was set to apply this kind of vibration at different points of the foliage of the coffee tree. An experiment with 20 treatments was used to evaluate the Vibrations Transmission Efficiency to the tree structure. The statistical analysis were carried out using the procedure RSREG of the SAS® program for experiments with response surface. From these results, the operational conditions that optimize the greater amount of response variables were determined and additional runs with these conditions were done in order to obtain fruit detachment and theoretical yield. The optimum conditions were frequency between 700 to 805 cycles per minute, amplitude of 55 mm and 8 shaker bars on each side (16 at all) of Prolon NA of 146,7 cm of length. The results obtained with these conditions were detachment of 83% of ripe fruits, 57% of unripe fruits and a yield of 327 kg of coffee berries per hour, with minimum damage to the naked eye in the structures of the coffee plant. The results obtained in this study suggests that this principle of vibration is promissory to mechanized coffee harvesting in continuous way, such as it is needed in flat-land high-yield coffee plantations.

Key words: lateral vibration, transmission efficiency, response surface analysis, mechanical harvest, coffee.

INTRODUCCIÓN

Las máquinas que cosechan en forma continua sobre los surcos de cultivos («over-the-row») bajo el sistema de espaldera («trellis»), utilizadas para la cosecha de uvas, manzanas, arándanos, melocotones, frambuesas y moras, fueron desarrolladas en los años 50's por diferentes instituciones en USA, tales como, USDA, Tree Fruit Research Center, Michigan State University y otras (Shepardson *et al.*, 1962; Diener, Mohsenin y Jenks, 1965; Allhouse y Morrow, 1970; Allhouse y Morrow, 1972; Monroe y Levin, 1972; Martín, 1984; Glenn, Peterson y Giovannini, 1994).

Estas máquinas que avanzan en forma continua sobre la fila de arbustos sin sujetarlos en algún punto específico, utilizan un conjunto de varillas para vibrar en la dirección horizontal y/o vertical el follaje de la planta, con el

propósito de desprender los frutos maduros. Aunque muchos avances se han logrado en los últimos diez años, los principios mecánicos básicos de los primeros desarrollos están vigentes en la tecnología actual (Ortiz y Hernanz, 1989; Chen *et al.*, 1990; Arnaud, 1995; Peterson, Takeda y Kornecki, 1992; Peterson y Brown, 1996; Peterson *et al.*, 1997).

Las cosechadoras de uvas han incorporado un principio de vibración denominado vibración lateral sobre varios puntos del tallo, el cual utiliza rieles o barras paralelas (llamados también paneles) a cada lado del arbusto, para impartir una vibración horizontal a la parte superior de la cepa y/o a los alambres que sostienen el follaje. Con este sistema no se presenta un contacto directo (o este es poco) de las barras con los racimos de uvas o con las hojas, minimizando el daño y la defoliación (Cargill y Booster,

1983; Morris, 1984).

Este principio de vibración no se encuentra reportado para la recolección mecanizada de café, y aunque las características de los frutos de café difieren de las bayas, «berries», las ventajas reportadas de estas perturbaciones mecánicas en la cosecha de uvas muestran una alternativa interesante de investigar para la cosecha mecanizada del café.

En este artículo se presentan los resultados obtenidos en la evaluación del principio de vibración lateral aplicada en múltiples puntos del follaje del café como alternativa para la recolección continua y selectiva de los frutos con alto rendimiento y mínimo

daño a las estructuras del árbol.

REVISIÓN DE LITERATURA

Después de investigar diferentes alternativas se demostró que la vibración lateral aplicada en múltiples puntos del arbusto llenaba los requerimientos de los vendimiadores franceses y hoy en día todas las máquinas cosechadoras de uvas (incluidas las americanas) utilizan este principio de recolección mecánica (Arnaud, 1995). Este principio de vibración produce oscilaciones laterales y verticales de los frutos mediante un conjunto de barras ensambladas en un pórtico, que actúan sobre los árboles transfiriendo el movimiento alternativo transversal de los sacudidores al follaje (Figura 1).

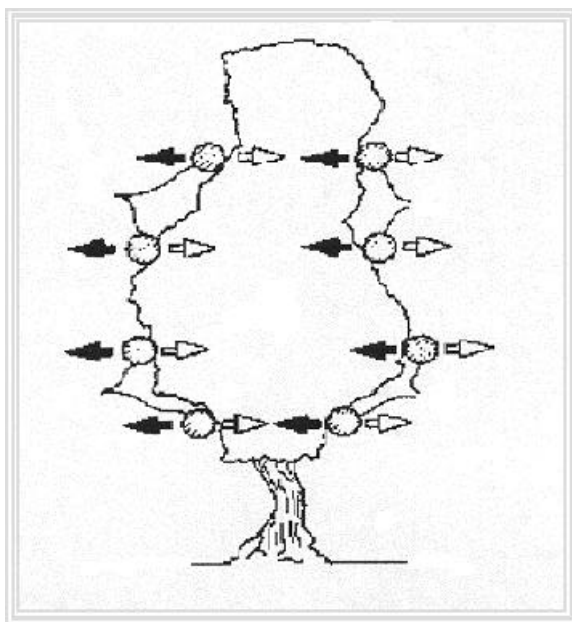


Figura 1. Principio de vibración lateral en múltiples puntos.

Las continuas aceleraciones y desaceleraciones causan el desprendimiento de uvas individuales, fracciones de racimo e inclusive todo el racimo en ciertas variedades (Arnaud, 1995).

En las máquinas que utilizan este principio los principales ajustes son:

- Amplitud del movimiento.
- Número y distancia entre las barras.
- Frecuencia de vibración.

En la literatura se reportan diferentes estudios teóricos de modelos matemáticos aplicados a los diferentes subsistemas del árbol (tallo, ramas, fruto-pedúnculo) para predecir los parámetros óptimos de vibración. La aplicación de los resultados obtenidos de modelos teóricos a ensayos de campo, ha mostrado resultados poco útiles debido entre otros factores a la complejidad estructural, sus múltiples grados de libertad, el tipo y variedad de árbol y las condiciones de los frutos (Gil y Gracia, 1979; Ortiz y Gil, 1986).

La determinación de la frecuencia óptima que permita alcanzar el mayor desprendimiento de los frutos y mejor desempeño de los equipos de cosecha por vibración, ha sido difícil, no solo por los argumentos anteriores sino por el intervalo relativamente corto de duración de la cosecha, que no permite evaluar todos los parámetros incluida la frecuencia de oscilación (Gillespie, Liang y Myers, 1975).

Todo lo anterior ha llevado a algunos investigadores a estudiar con éxito la

transmisión de las vibraciones, mediante métodos experimentales para determinar la banda óptima de la frecuencia. Estos métodos están basados en la determinación del factor de ganancia (Berlage y Willmorth, 1974) o eficiencia de transmisión (Gil y Gracia, 1979), concepto que permite un mayor conocimiento de la respuesta dinámica de un sistema (árbol) bajo vibraciones forzadas.

Gillespie, Liang y Myers (1975) explican este concepto con la energía de vibración transmitida a los frutos. Según ellos la relación entre la energía de vibración de salida en los frutos y la energía de vibración de entrada en el punto de aplicación sobre el tallo, es el mejor criterio para optimizar el desprendimiento de los frutos, debido a que solo depende de la frecuencia de vibración.

Un valor alto de esta relación indica menor disipación o pérdida de energía entre el punto de aplicación y el punto donde la vibración es necesaria, además para una eficiencia de transmisión alta, la energía requerida de entrada es menor y probablemente cause menos daño al árbol el cual absorbe mucho del exceso de esta energía (Gillespie, Liang y Myers, 1975).

Una limitación de este método, es que la masa total del árbol y de sus frutos durante los ensayos, debe ser similar a la que presentan los árboles en condiciones óptimas de cosecha, debido a que las características de vibración pueden variar considerablemente con el cambio de la masa total.

En el análisis de choque y vibración transiente es esencial conocer el tiempo histórico de algunos de los factores que describen el movimiento del cuerpo estudiado, tales como desplazamiento, velocidad y aceleración. En este tipo de estudios el espectro de respuesta es un concepto muy útil (Smith, 1989; Doebelin, 1990).

El análisis espectral es una herramienta utilizada por los ingenieros para el análisis de vibraciones multidireccionales. El método consiste en separar las señales en un rango o banda de frecuencias, con una aproximación de estas a series de Fourier; basado en la suposición de que cualquier forma de onda, tan complicada como sea, repetitiva o no, aun con discontinuidades puede ser descrita como la suma de una serie de ondas de seno y cosenos con diferentes frecuencias (Smith, 1989).

El análisis espectral utiliza el concepto de función de transferencia para explicar la influencia que tiene un medio físico sobre señales, comúnmente periódicas, que son transmitidas a través de este (Gillespie, Liang y Myers, 1975).

La función de transferencia $Y(f)$ que relaciona la salida $Y_s(f)$ con la entrada $Y_e(f)$ se expresa en forma algebraica como:

$$Y(f) = \frac{Y_s(f)}{Y_e(f)} \quad (1)$$

donde:

$$Y_s(f) = \int_{-\infty}^{\infty} x_s(t) \cdot e^{-i2\pi ft} \cdot dt \quad (2)$$

$$Y_e(f) = \int_{-\infty}^{\infty} x_e(t) \cdot e^{-i2\pi ft} \cdot dt \quad (3)$$

y donde:

$x_s(t)$: señal de salida en los frutos
 $x_e(t)$: señal de entrada en el tallo
 t : tiempo
 f : frecuencia de vibración

$Y_s(f)$ y $Y_e(f)$ son las transformadas de Fourier de los registros digitales históricos $x_s(t)$ y $x_e(t)$, las cuales transforman las funciones de salida y entrada del tiempo $x_s(t)$ y $x_e(t)$ al dominio de la frecuencia.

Se define también la función de densidad espectral de potencia $\delta Y(f)\delta^2$ como el cuadrado del valor absoluto de la función de transferencia $Y(f)$, que expresa los factores por los cuales las densidades espectrales son cambiadas a medida que las entradas se convierten en salidas (Gillespie, Liang y Myers, 1975).

Según Doebelin (1990) la densidad espectral de potencia es otro método para determinar el contenido de frecuencia de una señal aleatoria y su principal aplicación es la determinación experimental de la función de transferencia sinusoidal (Y_s / Y_e) de un sistema lineal. El autor indica que existen tres métodos para calcularla. Uno de ellos es mediante el límite de la transformada de Fourier. Este método lo utilizaron Gillespie, Liang y Myers,

(1975), expresando la función de transferencia de potencia como:

$$|Y(f)|^2 = \frac{P_s(f)}{P_e(f)} \quad (4)$$

Donde:

$$P_s(f) = \lim_{T \rightarrow \infty} \left[\frac{1}{T} \int_{-\infty}^{\infty} X_s(t) \cdot e^{-i2\pi f t} \cdot dt \right]^2 \quad (5)$$

$$P_e(f) = \lim_{T \rightarrow \infty} \left[\frac{1}{T} \int_{-\infty}^{\infty} X_e(t) \cdot e^{-i2\pi f t} \cdot dt \right]^2 \quad (6)$$

Los términos $P_s(f)$ y $P_e(f)$ son considerados como el espectro de potencia de las señales de salida y entrada respectivamente y representan físicamente la contribución de energía a la señal total para un intervalo de frecuencia (f). El término T es el período de la transformada de Fourier cuando éste se aproxima a infinito. Según Gillespie, Liang y Myers (1975) a mayor $|Y(f)|^2$ mejor será la transmisión de la vibración sobre el sistema y también habrá menor pérdida de energía.

Estos autores demostraron que la frecuencia f (y sus armónicos) que maximizan $|Y(f)|^2$, corresponden a la frecuencia óptima con la que se obtiene menor pérdida de energía y mayor transmisión de la vibración a través del sistema, en este caso el árbol de café,

cuando es sometido a vibraciones laterales en múltiples puntos.

MATERIALES Y MÉTODOS

Las pruebas para estudiar el principio de la vibración lateral en múltiples puntos del tallos, se realizaron en el Laboratorio de Mecanización Agrícola de la Universidad Nacional de Colombia, Sede Medellín.

Se utilizaron los siguientes materiales y equipos (Figura 2).

- Motor eléctrico trifásico A.C. de 3,5 kW.
- Variador electrónico de velocidad de 3,7 kW para motor eléctrico A.C.
- Prototipo constuido por: estructura de soporte en acero, mecanismo vibrador de cuatro eslabones tipo biela-balancín y barras sacudidoras de prolón NA (Figura 2).
- Tacómetro y Cronómetro digital.
- Acelerómetros ADXL 190 y ADXL 190 EM (1D) rango ± 100 g y ADXL 250 (2 D) rango ± 50 g, ACC-103 (1D) rango ± 500 g, ACC-301 (3D) rango ± 500 g.
- Fuentes para acelerómetros ACC-PS1 y ACC-PS4.
- Sensor inductivo con salida digital, rango 0 - 10.000 rpm.
- Sistema adquisición DAQBOOK 100 Omega[®].
- Computador portátil Pentium MMX 233 MHz.
- Árboles de café variedad Colombia transplantados en materos metálicos.



Figura 2. Prototipo para estudiar vibraciones laterales en múltiples puntos del café y equipos empleados para el registro de las vibraciones.

Evaluación de las eficiencias de transmisión de las vibraciones.

Con el propósito de encontrar las mejores condiciones de operación⁴ del prototipo para maximizar la eficiencia de transmisión en el árbol se utilizó un diseño experimental de superficie de respuesta central compuesto rotatabla 2^3 , con seis puntos estrella (2×3) y seis puntos centrales, para un total de 20 tratamientos (Tabla 1). Como variables

respuesta se consideraron 32 eficiencias de transmisión obtenidas mediante el cálculo de la densidad espectral de potencia y como variables controladas o regresoras se consideraron la frecuencia, la amplitud, y el número de barras sacudidoras. Para esto se utilizaron señales de salida (aceleraciones en ramas paralelas y perpendiculares al movimiento lateral de las barras) y señales de entrada (aceleraciones generadas por las barras sacudidoras) en tres estratos del árbol (inferior, medio y superior), definidos así:

⁴ Las condiciones de operación fueron definidas por los siguientes parámetros:

- Frecuencia de vibración: número de impactos de cada barra sacudidora sobre el follaje por unidad de tiempo, controlada con el variador de velocidad.
- Amplitud de vibración: magnitud de la variación del desplazamiento de las barras en el punto del impacto. Se modificó con la longitud de agarre de la barra sacudidora.
- Número y ubicación de las barras sacudidoras: cantidad de barras a cada lado, el espaciamiento entre estas se distribuyó en forma uniforme.

- Estrato 1: corresponde al tercio inferior del árbol en los primeros 70 cm a partir del suelo. En este estrato se localizan las ramas con mayor crecimiento vegetativo y ramificación, caracterizadas por tener gran curvatura y menor producción de frutos. Por las

experiencias en trabajos previos se considera esta zona como la de menor eficiencia de transmisión de las vibraciones.

- Estrato 2: corresponde al tercio medio del árbol, cubre las ramas ubicadas entre 70 y 140 cm de altura del tallo que se caracterizan por un crecimiento vegetativo intermedio, presentan menor ramificación y la mayor fructificación.

- Estrato 3: corresponde al tercio superior del árbol, allí se encuentran ubicadas las ramas de menor crecimiento vegetativo, menor longitud, ramas más rectas con un ofrecimiento de frutos intermedio.

Las señales registradas por los acelerómetros se enviaron al sistema de adquisición Daqbook-100, con capacidad de manejo de 16 canales, previamente configurados. La velocidad de muestreo fue de 1603 Hz durante un tiempo de adquisición de los datos menor a 5 segundos. Los registros para cada canal fueron grabados en archivos con formato .TXT. Cada archivo estuvo conformado por vectores (columnas de 10.000 filas) y cada columna correspondió a las señales de aceleración en una dirección (canal).

Para realizar el análisis espectral de frecuencias y determinar la eficiencia de transmisión de las señales de salida respecto a las señales de entrada, se utilizó un programa desarrollado en lenguaje MATLAB® versión 5.3 el cual, mediante diferentes algoritmos realizó lo siguiente:

S Lectura de los registros de cada canal a partir de los archivos en formato txt.

S Filtración de las señales con un filtro pasa-altas para eliminar el nivel DC de las señales.

S Conversión de los registros de voltaje a unidades de aceleración (g).

S Integración numérica de los datos para obtener los valores de velocidad y desplazamiento en el tiempo en los diferentes puntos, mediante las siguientes ecuaciones:

$$V_{(t)} = \int_0^5 X(t).dt \quad (7)$$

$$(8) D_{(t)} = \int_0^5 V(t).dt$$

S Utilizando las ecuaciones (2) y (3) mediante el algoritmo para la FFT, las señales de entrada $x_e(t)$ y de salida $x_s(t)$ registradas en el tiempo se convirtieron al dominio de la frecuencia.

S A partir de la FFT para cada señal de entrada y salida se obtuvo lo siguiente:

C Amplitud (g) del espectro de la señal de entrada y salida $A(Y_{s,e})$ (contribución de cada banda de frecuencia de la señal a la magnitud de la misma), mediante la siguiente ecuación, citada por Harvey y Cerna (1993):

$$A(Y_{s,e}) = \frac{\sqrt{[\text{real}[Y_{s,e}(f)]]^2 + [\text{imag}[Y_{s,e}(f)]]^2}}{10.000} \quad (9)$$

* Fase del espectro de frecuencias de las señales de entrada y salida f ($Y_{s,e}$) (en grados):

$$f(Y_{s,e}) = \frac{180}{\mathbf{p}} \cdot \tan^{-1} \left(\frac{\text{imag}[Y_{s,e}(f)]}{\text{real}[Y_{s,e}(f)]} \right) \quad (10)$$

S Mediante las ecuaciones (5) y (6) se obtuvo la función de densidad espectral de potencia (espectro) para las señales de entrada $P_e(f)$ y salida $P_s(f)$.

S Empleando la ecuación (4) se obtuvo la función de transferencia de potencia o eficiencia de transmisión $|Y(f)|^2$ de las señales de salida con relación a las de entrada, para la frecuencia de excitación y sus armónicas.

S Se calcularon las eficiencias de transmisión $|Y_i(f)|^2$ en las direcciones x-y-z y la eficiencia de transmisión global $|Y_g(f)|^2$ utilizando las siguientes ecuaciones:

$$|Y_i(f)|^2 = \frac{Ps_i(f)}{Pe_i(f)} \quad (11)$$

$$|Y_g(f)|^2 = \sqrt{\sum (Y_i(f))^2} \quad (12)$$

S Donde el subíndice i, indica la dirección x, y ó z.

Para el análisis estadístico de los resultados se utilizó el procedimiento RSREG del programa SAS® aplicado a las 32 variables respuesta (eficiencias de transmisión) definidas de la siguiente manera:

- EPAR_{ij}: Eficiencia de transmisión en rama paralela al movimiento lateral de la barra del estrato i respecto a la barra impactadora ubicada en estrato j.

- EPER_{ij}: Eficiencia de transmisión en rama perpendicular al movimiento lateral de la barra del estrato i respecto a la barra impactadora ubicada en estrato j.

- PAR_iX_i: Eficiencia de transmisión en X de la rama del estrato i paralela al movimiento lateral de la barra respecto a la señal en X de la barra impactadora ubicada en el mismo estrato i.

- PER_iX_i: Eficiencia de transmisión en X de la rama del estrato i perpendicular al movimiento lateral de la barra respecto a la señal en X de la barra impactadora ubicada en el mismo estrato i.

- PAR_iY_i: Eficiencia de transmisión en Y de la rama del estrato i paralela al movimiento lateral de la barra respecto a la señal en X de la barra impactadora ubicada en el mismo estrato i.

- PER_iY_i: Eficiencia de transmisión en Y de rama del estrato i perpendicular al movimiento lateral de la barra respecto a la señal en Y de la barra impactadora ubicada en el mismo estrato i.

- $PAR_i Z_i$: Eficiencia de transmisión en **Z** de rama del estrato i paralela al movimiento lateral de la barra respecto a la señal en **Z** de la barra impactadora ubicada en el mismo estrato i.

- $PER_i Z_i$: Eficiencia de transmisión en **Z** de rama del estrato i perpendicular al movimiento lateral de la barra respecto a la señal en **Z** de la barra impactadora ubicada en el mismo estrato i.

El procedimiento RSREG realizó los siguientes pasos:

- Ajuste a un modelo de segundo orden de los factores y un análisis de varianza.

- Análisis canónico para predecir la forma de la superficie de respuesta (punto estacionario).

- Análisis de sensibilidad para búsqueda de sectores de máxima respuesta dentro de la región de experimentación en la vecindad del punto estacionario.

Pruebas de desprendimiento, selectividad y rendimiento. Para probar si con las condiciones de operación que hacen máxima la eficiencia de transmisión se alcanza la máxima selectividad, alto rendimiento y mínimo daño del café se realizaron varias pruebas con el prototipo empleando tres árboles productivos o unidades experimentales (con un promedio de frutos maduros alrededor del 50%).

Se utilizó una amplitud de 55 mm, 8 barras sacudidoras a cada lado

distanciadas verticalmente 13 cm y tres valores de frecuencia 700, 750 y 805 cpm y los cafetos transplantados fueron sometidos a las vibraciones laterales en múltiples puntos durante un tiempo máximo de 5 segundos.

RESULTADOS

Evaluación de las eficiencias de transmisión de las vibraciones. En los tres estratos estudiados se obtuvo eficiencias de transmisión con valores mayores en las ramas ubicadas paralelas al movimiento lateral de las barras que en las ramas perpendiculares a este. En el estrato superior el mayor número de tratamientos presentó los valores más altos en las eficiencias de transmisión, tanto en ramas paralelas como perpendiculares al movimiento. En el estrato medio se presentaron los menores valores de eficiencia de transmisión.

En la Tabla 2 se presenta la respuesta media obtenida para todos los tratamientos por estrato y por ubicación de la rama respecto al movimiento lateral de las barras sacudidoras. También se indica con una "x", según el análisis de varianza, si hubo para el modelo ajustado efecto lineal, cuadrático, combinación de dos factores o efecto del modelo total. Según el análisis de varianza el producto cruzado de factores fue el de menor efecto en el modelo ajustado. Mayor efecto presentaron los factores lineales, cuadráticos y totales del modelo.

Del análisis canónico se presenta el tipo de punto estacionario obtenido para cada variable respuesta. Sólo dos

variables presentaron punto estacionario máximo pero con alguno de sus factores fuera de la región experimentada. También dos variables presentaron punto mínimo que no son de interés para el análisis. El resto de variables res-

puesta (16 variables) presentaron punto estacionario de silla. Para estas variables fue necesario investigar la superficie de respuesta en la vecindad de este punto para optimizar la respuesta.

Tabla 2. Análisis de varianza y puntos estacionarios obtenidos del análisis canónico para el modelo ajustado de superficie de respuesta.

Estrato árbol	Rama respecto al movimiento	Variable Respuesta	Media	D.E.	R ²	C.V.	Lineal Pr > F	Cuadrada Pr > F	Interacción Pr > F	Total Pr > F	Análisis Canónico	
1 - INFERIOR	PARALELA	EPAR ₁₁	0,146	0,029	0,94	20,1	x	x		x	silla	
		PAR ₁ X ₁	0,113	0,084	0,66	74,1					silla	
		PAR ₁ Y ₁	0,221	0,115	0,66	52,0					máximo	
		PAR ₁ Z ₁	0,234	0,080	0,77	34,1	x			x	silla	
	PERPENDICULAR	EPER ₁₁	0,079	0,020	0,94	24,8	x	x		x	mínimo	
		PER ₁ X ₁	0,035	0,008	0,96	21,5	x	x		x	silla	
		PER ₁ Y ₁	0,129	0,030	0,88	22,9	x	x		x	silla	
		PER ₁ Z ₁	0,165	0,062	0,71	37,7	x	x			mínimo	
	2 - MEDIO	PARALELA	EPAR ₂₂	0,046	0,100	0,62	215,3					silla
			PAR ₂ X ₂	0,017	0,019	0,65	109,3					silla
PAR ₂ Y ₂			0,032	0,022	0,91	69,1	x	x		x	silla	
PERPENDICULAR		EPER ₂₂	0,036	0,023	0,84	64,6	x	x	x	x	silla	
		PER ₂ X ₂	0,011	0,012	0,66	109,5	x				silla	
		PER ₂ Y ₂	0,090	0,080	0,77	89,2	x	x		x	silla	
3 - SUPERIOR	PARALELA	EPAR ₃₃	0,265	0,218	0,66	82,4					silla	
		PAR ₃ X ₃	0,153	0,103	0,76	67,3	x			x	silla	
		PAR ₃ Y ₃	0,349	0,045	0,98	12,8	x	x	x	x	máximo	
	PERPENDICULAR	EPER ₃₃	0,180	0,068	0,82	37,9	x			x	silla	
		PER ₃ X ₃	0,054	0,038	0,81	70,2	x			x	silla	
		PER ₃ Y ₃	0,488	0,164	0,90	33,6	x	x		x	silla	

En la Tabla 3 se presenta la respuesta media obtenida en la eficiencia de transmisión de las vibraciones laterales de los estratos inferiores hacia los estratos superiores del árbol, en otras palabras, ésta permite analizar cómo fue la transmisión de energía a través del árbol de abajo hacia arriba. Se encontró una respuesta relativamente alta principal-

mente entre el estrato inferior 1 y el estrato superior 3. Entre el estrato medio y el superior la transmisión fue muy baja. El menor efecto en el ajuste del modelo también lo tuvo el producto combinado de factores. Para todas las variables respuesta se obtuvo puntos estacionarios de silla, que no permiten inicialmente optimizar la eficiencia de transmisión con estas variables.

Tabla 3. Análisis de varianza y puntos estacionarios obtenidos para el análisis de la eficiencia de transmisión de estratos inferiores a superiores.

Del estrato inferior al superior	Variable Respuesta	Media	Root MSE	R ²	C.V.	Lineal Pr >F	Cuadrada Pr >F	Interacción Pr >F	Total Pr >F	Análisis Canónico
1 al 2	EPAR ₂₁	0,295	0,152	0,81	51,6	x			x	silla
	EPER ₂₁	0,295	0,118	0,90	40,1	x	x	x	x	silla
1 al 3	EPAR ₃₁	0,507	0,151	0,79	29,7	x				silla
	EPER ₃₁	0,427	0,077	0,94	18,1		x		x	silla
2 al 3	EPAR ₃₂	0,046	0,024	0,89	53,2	x	x		x	silla
	EPER ₃₂	0,037	0,024	0,87	65,4	x	x		x	silla

En la Tabla 4 se analiza la eficiencia de transmisión a través del árbol desde los estratos superiores hacia los inferiores. Se encontró que esta respuesta de transmisión es muy baja. En el modelo de ajuste hubo un mayor efecto lineal y total de los factores. Como en el caso anterior para todas las variables respuesta el análisis canónico mostró puntos estacionarios silla.

Con los resultados del análisis de varianza y el análisis canónico se realizó para todas las 32 variables de eficiencia, un análisis de sensibilidad en la vecindad del punto estacionario. En la ecuación ajustada del modelo de superficie de respuesta de segundo orden se variaron los factores (Frecuencia, Amplitud y Número de

Barras) con valores cercanos al punto estacionario para la búsqueda de sectores de máxima respuesta dentro de la región de experimentación, la ecuación ajustada es de la forma:

$$\begin{aligned}
 Ef = & \mathbf{b} + \mathbf{b}_1 * F + \mathbf{b}_2 * A + \mathbf{b}_3 * N + \mathbf{b}_4 * F^2 \\
 & + \mathbf{b}_5 * F * A + \mathbf{b}_6 * A^2 + \mathbf{b}_7 * N * F + \mathbf{b}_8 * N * A \\
 & + \mathbf{b}_9 * N^2
 \end{aligned}
 \tag{13}$$

Donde:

Ef: Variable respuesta eficiencia de transmisión
 \$: parámetros del modelo
 A: Factor Amplitud (mm)
 F: Factor Frecuencia (cpm)
 N: Factor Número de barras sacudidoras

Tabla 4. Análisis de varianza y puntos estacionarios obtenidos para el análisis de la eficiencia de transmisión de estratos superiores a inferiores.

Del estrato superior al inferior	Variable Respuesta	Media	Root MSE	R ²	C.V.	Lineal Pr >F	Cuadrada Pr >F	Interacción Pr >F	Total Pr >F	Análisis Canónico
2 al 1	EPAR ₁₂	0,009	0,006	0,77	70,3	x	x		x	silla
	EPER ₁₂	0,004	0,002	0,77	60,9	x	x	x	x	silla
3 al 1	EPAR ₁₃	0,055	0,030	0,86	53,5	x		x	x	silla
	EPER ₁₃	0,022	0,007	0,89	30,9	x			x	silla
3 al 2	EPAR ₂₃	0,105	0,079	0,69	75,1	x				silla
	EPER ₂₃	0,127	0,023	0,98	18,5	x	x	x	x	silla

En la Tabla 5 se muestran los resultados del análisis de sensibilidad, específicamente los rangos para las variables respuesta seleccionadas en los cuales la eficiencia de transmisión de las vibraciones laterales es máxima. No se consideraron para el análisis las variables respuesta en las que se obtuvo

una respuesta menor a 0,62. Las variables fueron agrupadas en esta tabla por rangos comunes en cada factor. Los valores seleccionados para cada factor son aquellos dentro del rango de experimentación que, en combinación, permiten maximizar tres o más eficiencias de transmisión.

Tabla 5. Regiones experimentales que maximizan las variables respuesta Eficiencia de transmisión.

VARIABLE RESPUESTA	FRECUENCIA [cpm]	AMPLITUD [mm]	No BARRAS	EFICIENCIA	VALORES SELECCIONADOS		
					Frecuencia [cpm]	Amplitud [mm]	No. Barras
EPER ₁₁	300 a 370	15	4 o 5	0,62-0,67		f.r.e.*	
EPAR ₃₂	600 a 1000	95 a 100	2 a 5	0,95-0,99	700	f.r.e.	
EPER ₂₁	630 a 700	70 a 75	2 a 4	0,95-0,99	700		
EPER ₃₂	960 a 1000	100	7 a 8	0,90-0,94	e.d.m**	f.r.e.	
EPAR ₃₃	540 a 700	25 a 55	8 a 10	0,95-0,99			
EPER ₃₁	460 a 550	55 a 65	6 a 8	0,95-0,99	700	55	8
EPAR ₂₁	300 a 600	30 a 60	8 o 9	0,95-0,99			
EPAR ₃₁	600 a 700	60 a 90	6 a 9	0,95-0,99	700		
EPAR ₁₁	370 a 650	17 a 20	9 o 10	0,85-0,99		f.r.e.	
EPER ₂₂	810 a 900	19	10	0,85-0,99		f.r.e.	
EPAR ₂₂	710 a 890	17 a 32	6 a 10	0,95-0,99	805	19	10
EPER ₃₃	890 a 1000	15 a 30	6 a 10	0,95-0,99	e.d.m		
EPER ₂₃	760 a 960	20 a 30	7 a 10	0,80-0,99	950	30	10
EPAR ₁₃	950 a 1000	10 a 30	10	0,64-0,93	e.d.m		
EPAR ₂₃	300 a 330	100	10	0,78-0,81		f.r.e.	

* Fuera del rango de experimentación

** excesivo daño mecánico al café

De estos se descartan aquellos que no se pueden probar por estar fuera del rango de experimentación (f.r.e.) y aquellos en los cuales se sobrepasa la frecuencia de 900 cpm debido a que por encima de este valor se produce gran defoliación, daño mecánico de ramas y otras estructuras del árbol (e.d.m.) y se generan vibraciones indeseables en la estructura del prototipo que pueden hacerlo colapsar.

Del anterior análisis y de las observaciones realizadas durante las pruebas de evaluación se determinó, como valores óptimos para alcanzar la máxima eficiencia de transmisión en los estratos más productivos del cafeto (estratos medio y superior), utilizar en la siguiente fase de evaluación una frecuencia entre 700 y 805 cpm, una

amplitud de 55 mm y 8 barras sacudidoras (16 en total) de Prolón NA de una longitud de 146,7 cm cada una.

Pruebas de desprendimiento, selectividad y rendimiento.

Los resultados obtenidos en estas pruebas se muestran en la Tabla 6. Se observó que al aumentar la frecuencia entre 700 y 805 cpm se incrementa el desprendimiento de frutos maduros y verdes, el rendimiento del desprendimiento, pero la calidad de la recolección se disminuye. Los frutos maduros no desprendidos correspondieron principalmente a ramas perpendiculares al movimiento lateral de las barras sacudidoras ubicadas en el estrato medio, zona donde las eficiencias de transmisión son muy bajas según pruebas anteriores.

Tabla 6. Evaluaciones de desprendimiento, selectividad y rendimiento para las condiciones de operación de máxima eficiencia de transmisión.

Prueba No.	Frecuencia [cpm]	Frutos iniciales [%]		Desprendimiento [%]		Calidad del Café Cosechado [%]		Defoliación # Hojas	Rendimiento de Recolección [kg café / hr]
		Maduros	Verdes	Maduros	Verdes	Maduro	Verde		
1	700	59,2	40,8	35,3	23,1	69,9	31,1	35	299,7
2	750	49,0	51,0	82,9	57,3	58,2	41,8	50	327,4
3	805	41,4	58,6	80,6	67,5	55,8	54,2	21	729,8

Al analizar videos realizados durante las pruebas, en cámara lenta, se observó que las barras sacudidoras golpean las ramas con movimientos aleatorios en el plano vertical. El desprendimiento se logra en pocos segundos (casi en forma instantánea) lo cual explica los altos rendimientos alcanzados. La defoliación fue muy baja

(menos de 50 hojas desprendidas por árbol) y correspondió exclusivamente al estrato medio, en el estrato superior no se observó defoliación. En cuanto a daño mecánico, en algunas ramas se observaron fisuras en la corteza, en la parte inferior, debidas al contacto con las barras sacudidoras durante los impactos en esa zona.

CONCLUSIONES

El mejor patrón de vibración lateral en múltiples puntos del cafeto se logra cuando las barras sacudidoras permanecen en contacto permanente con el follaje.

En los tres estratos del árbol estudiados se lograron eficiencias de transmisión más altas en las ramas ubicadas paralelas al movimiento lateral de las barras sacudidoras, que en las ramas perpendiculares a éste y en el estrato superior del árbol se presentaron los valores más altos en las eficiencias de transmisión tanto en ramas paralelas como perpendiculares al movimiento.

El análisis de sensibilidad permitió definir los siguientes rangos de operación del prototipo en los cuales se alcanza la máxima eficiencia de transmisión de las vibraciones laterales en los estratos medio y superior del árbol: una frecuencia entre 700 y 805 cpm, una amplitud de 55 mm y un número de 8 barras sacudidoras (16 en total) de Prolón NA de 146,7 cm de longitud.

Para las condiciones anteriores se obtuvo un desprendimiento de frutos maduros del 83% y de frutos verdes del 57% y un rendimiento de 327 kg de café cereza por hora con mínimo daño físico visible en las estructuras del cafeto.

RECOMENDACIONES

Explorar diferentes valores de frecuencia en el rango entre 700 y 805 cpm, que permitan maximizar los valores de eficiencia de transmisión

entre estratos para ramas paralelas y perpendiculares al movimiento lateral de las barras sacudidoras.

Evaluar para las condiciones óptimas de vibración encontradas en este estudio, el efecto de la velocidad de avance del prototipo sobre la selectividad, el desprendimiento y el daño ocasionado al cafeto.

AGRADECIMIENTOS

Los autores expresan sinceros agradecimientos a COLCIENCIAS, al Centro Nacional de Investigaciones del Café – CENICAFÉ y a la Universidad Nacional de Colombia Sede Medellín por toda la colaboración y apoyo realizado en esta investigación.

BIBLIOGRAFÍA

ALLHOUSE, G. W. and MORROW, C. T. Machine harvests apples from trellised trees. *En: Science in Agriculture*. Vol. 28, No. 1 (1970). p.1038-1043.

_____ and _____. Over the row harvester for dwarf fruit trees. *En: Transactions of the ASAE*. Vol.15, No. 6 (1972); p.1038-1043.

ARNAUD, J. Les machines a vendanger et leurs incidences viti-vinicoles. France : Institut Technique de la Vigne et du Vin 21, 1995. 68p. (Guide Pratique; No.20).

BERLAGE, A. G. and WILLMORTH, F.M. Fruit removal potential of high frequency vibrations. *En: Transactions of the ASAE*. Vol. 17, No. 2 (1974); p.233-234.

CARGILL, B. F. and BOOSTER, D. F. Vibrational removal techniques: high-density applications. *En: O'BRIEN, M. ; CARGILL, B.F. and FRIDLEY, R.B., ed. Principles and*

- practice for harvesting and handling fruits or nuts. Westport, Ct. :AVI. 1983. p.1-6
- CHEN, L. H. et al. Muscadine grape harvester. *En: Applied Engineering in Agriculture*. Vol.6, No. 2 (1990); p.121-124.
- DIENER, R. G.; MOHSENIN, N.N.and JENKS, B. L. Vibration characteristics of trellis-trained apple trees with reference to fruit detachment. *En: Transactions of the ASAE*. Vol.18, No. 1 (1965); p. 20-24.
- DOEBELIN, E. O. Diseño y aplicación de sistemas de medición. México: Diana, 1990. 732 p.
- GIL R. J. y GRACIA L. C. Estudio de la eficiencia de transmisión de vibraciones en la estructura de los olivos. *En: Anales del Instituto Nacional de Investigaciones Agrarias*. Vol. 5, No. 5 (1979); p.95-117.
- GILLESPIE B. A.; LIANG T. and MYERS A. L. Multiple spectral analysis for tree shaker parameter optimization. *En: Transactions of the ASAE*. Vol. 18, No. 2 (1975); p. 227-230.
- GLENN, M.; PETERSON, D. and GIOVANNINI, D. Mechanical thinning of peaches is effective postbloom. *En: Hortscience*. Vol. 29, No. 8 (1994); p.850-853.
- HARVEY, A. F. and CERNA, M. The fundamentals of FFT-based signal analysis and measurement in LabView and labWindows. [on line]. s.l. National Instruments Corporations, 1993. 20p. (Application Note ; no. 041).
- MARTIN, L. W. Cultural modifications for improving mechanical harvesting of red raspberries and blackberries. *En: Hortscience*. Vol. 20, No.6 (1984); p.1014-1015.
- MONROE, G. E. and LEVIN, J. H. Mechanical harvesting of cultivated blueberries. *En: Transactions of the ASAE*. Vol. 9, No. 1 (1972); p. 4-5.
- MORRIS, J. R. Approaches to more efficient vineyard management. *En: Hortscience*. Vol. 20, No. 6 (1984); p.1008-1013.
- ORTIZ C. J. and GIL S. J. Diseño de vibradores de tronco para la recolección de aceituna. *En: Anales del Instituto Nacional de Investigaciones Agrarias*. Vol. 1, No.1 (1986); p. 65-84.
- _____ and HERNANZ, A. Técnica de la mecanización agraria. 3ed. Madrid: Mundi-Prensa, 1989. 641 p.
- PETERSON, D. L. and BROWN, G. K. mechanical harvester for fresh market quality blueberries. *En: Transactions of the ASAE*. Vol. 39, No. 3 (1996); p.823-827.
- _____; TAKEDA, F. and KORNECKI, T. Harvester for "T", "V", and "Y" trellised easterd thornless blackberries. *En: Applied Engineering in Agriculture*. Vol. 8, No. 1 (1992); p.9-12.
- PETERSON, D. L. et al. Fresh market quality blueberry harvester. *En: Transactions of the ASAE*. Vol. 40, No. 3 (1997); p.535-540.
- SHEPARDSON, E. S. et al. . Mechanical grape harvesting. *En: Transactions of the ASAE*. Vol. 43, No. 2 (1962); p. 63-71.
- SMITH J. O. Vibration measurement and analysis. London: Butterworth. 1989. 165 p.

Recibido: 16-08-2002
Aceptado: 13-11-2002