

# DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN COSECHADOR DE CAFÉ POR VIBRACIÓN CIRCULAR AL TALLO

Carlos Mario Ramírez Vélez<sup>1</sup>, Fernando Alvarez Mejía<sup>2</sup>,  
Carlos Oliveros Tascón<sup>3</sup>, Iván Darío Aristizabal Torres<sup>4</sup>

---

## RESUMEN

*El presente trabajo fue desarrollado en el Centro Nacional de Investigaciones de Café CENICAFÉ como parte de las investigaciones en cosecha mecanizada de café. Se diseñó y construyó un prototipo para aplicar vibración circular al tallo del café, accionado por un sistema oleohidráulico acoplado al toma de fuerza de un motocultor de 10 KW de potencia. Se hicieron las pruebas de evaluación de la potencia del motocultor, se realizó el diseño y la selección de los componentes del sistema de vibración y la construcción del prototipo.*

**Palabras claves:** *diseño de equipos, prototipo, vibración circular, café.*

---

## ABSTRACT

*The present work was developed at the Centro Nacional de Investigaciones de Café CENICAFÉ as a part of the researches in mechanical harvesting of coffee. A prototype using circular vibration on the coffee's stem was designed and constructed. This prototype was activated for using a hydraulic system, the pump was connected to the PTO's motocultor. Tests of evaluation of the power motocultor were realized, design and selection of the components for the vibration system and construction of the prototype were made.*

**Key words:** *design of equipment, prototype, circular vibration, coffee.*

---

---

<sup>1</sup> Ingeniero Agrícola - Disciplina de Ingeniería Agrícola - CENICAFÉ

<sup>2</sup> Profesor Titular - Universidad Nacional de Colombia, Sede Medellín - Facultad de Ciencias Agropecuarias - A.A. 1779 - e-mail: falvarez@perseus.unalmed.edu.co

<sup>3</sup> Investigador científico III - disciplina de Ingeniería Agrícola - CENICAFÉ - e-mail: Carlos.Oliveros@cafedecolombia.com

<sup>4</sup> Instructor Asociado - Universidad Nacional de Colombia - Sede Medellín - Facultad de Ciencias Agropecuarias - A.A. 1779 - e-mail: idaristi@perseus.unalmed.edu.co

## INTRODUCCIÓN

La recolección de café en el mundo se realiza manualmente, con excepción de algunas áreas cafeteras en Brasil, Hawaii y Australia. La recolección del café en Colombia utiliza mano de obra proveniente de zonas urbanas y rurales la cual generalmente carece de capacitación en esta labor. Como consecuencia directa de esto, el rendimiento y la calidad en la recolección, en promedio, son deficientes. Existen diferencias apreciables entre el rendimiento de los cosecheros, presentando un rango que varía entre 50 y 200 kilogramos de café cereza por día, se recolecta más del 5% del café verde en la masa cosechada, las pérdidas por abscisión de frutos sobremaduros son del 10% y similarmente 10% de los frutos maduros se dejan sin recolectar (Ramírez, 1999).

Según FEDERACAFÉ (1996), la mano de obra representa un 77,53% de los costos laborales de producción, para un cafetal de 6 años tecnificado, con presencia de broca. Entre los costos de mano de obra la recolección constituye 59,6%, valor mas alto seguido del control de la broca 15,3% y administración 13,8%. Los costos de recolección se agravan aun más cuando hay concentración en la maduración y homogeneidad de la misma, esto genera mayor demanda de cosecheros y se incrementa el costo de la recolección por el déficit de recolectores para laborar en las fincas.

La mecanización de la recolección puede contribuir a la disminución de los costos de producción y a mejorar la competitividad de la industria cafetera colombiana. El desarrollo tecnológico aunque desplaza la mano de obra no calificada en las labores agrícolas, permite obtener algunas ventajas importantes como: humanización del trabajo en el campo, incremento en la capacidad de operación, aumento en la efectividad del uso de la mano de obra, reducción de accidentes de trabajo y reducción en los costos de producción de un determinado renglón agrícola (Ramírez, 1999).

Los productores de café, en suelos de ladera, disponen de pocas alternativas para mecanizar las labores de cultivo, solo pequeñas máquinas como: guadañas, motosierras (zoqueo) y fumigadoras (aspersión de agroquímicos) son las más utilizadas.

En el caso del café en Colombia factores como: condiciones topográficas (zona de ladera), desuniformidad en la cosecha, condiciones climáticas adversas en la época de recolección (precipitaciones y alta humedad), alto costo de inversión en maquinaria, tradición y carencia de oferta tecnológica apropiada, han caracterizado la producción de café colombiano como de alta demanda de mano de obra (Ramírez, 1999).

En CENICAFÉ se adelantan actividades de investigación en cosecha de café buscando generar tecnologías que sean viables técnica y económicamente para pequeños,

medianos y grandes productores localizados en suelos con pendientes hasta el 50%, que de acuerdo con el estudio de ecotopos desarrollado por Caballero y Baldion (1993), representan más de 300.000 hectáreas.

Este trabajo de investigación se planteo, explorando el principio de vibración aplicada al tallo, teniendo presente los resultados promisorios obtenidos en experimentos previos en esta área, para esto se diseño y construyo un prototipo para transmitir vibración circular al cafeto utilizando como fuente de potencia un motocultor de 10 kW . Se presenta en este artículo la metodología de diseño y construcción de este prototipo.

## REVISIÓN DE LITERATURA

Yung y Wang (1969), afirman que el desprendimiento mecánico de café por vibración circular presenta diferencia en la aplicación transversal de la vibración en el plano del movimiento comparada con la vibración unidireccional. Observaron que estudiando el comportamiento de las ramas laterales del café sometidas a movimientos circulares se puede explorar una alternativa promisoriosa como medio para lograr buen desprendimiento selectivo de los frutos maduros y obtener conocimiento en el estudio de la vibración del sistema fruto pedúnculo. Estos autores proponen que la remoción mecánica de cerezas puede ser realizada por vibración de tronco con movimiento lineal o circular (Figura 1).

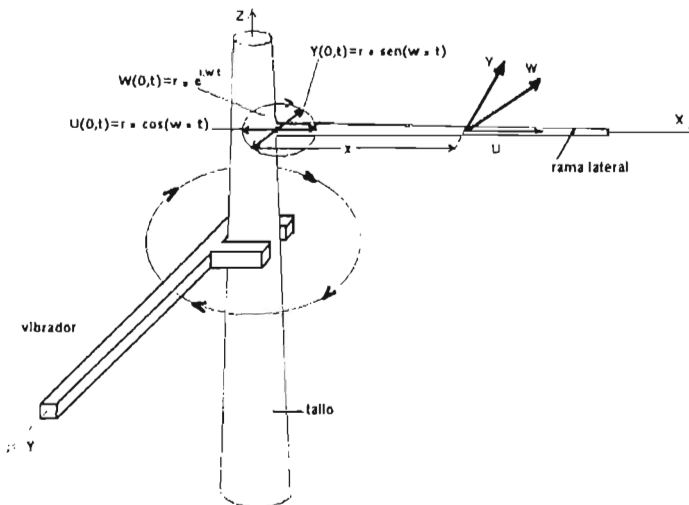


Figura 1. Movimiento circular aplicado en la base de la rama lateral del café.  
Fuente: Yung y Wang, 1969.

Sin embargo con movimiento lineal aplicado a las ramas hay deficiencias de transmisión de energía en la aplicación transversal de la vibración en el plano de movimiento de esta.

Según Rayleigh citado por Yung y Wang (1969), un movimiento circular uniforme puede considerarse compuesto de dos movimientos armónicos simples a lo largo de líneas perpendiculares, con igual periodo y amplitud, pero con un desfase de un cuarto de periodo. Cuando se aplica un movimiento circular a la base de una rama lateral (Figura 1), se genera una vibración transversal y una vibración longitudinal a lo largo de la rama lateral al mismo tiempo. El movimiento resultante puede ser representado por la siguiente ecuación en el plano complejo:

$$W(x,t) = U(x,t) + i \times Y(x,t) \quad (1)$$

donde las condiciones de frontera son:

$$W(0,t) = U(0,t) + i \times Y(0,t) = r \times \cos(\omega \times t) + i \times r \times \sin(\omega \times t) = r \times e^{i(\omega \times t)} \quad (2)$$

En Colombia, Aristizábal (1998), desarrolló un prototipo para aplicar vibraciones circulares al tallo del café, el cual fue accionado por el sistema oleohidráulico de un tractor de 67 kW. Los resultados mostraron menor desprendimiento de frutos verdes (9%) para una combinación de frecuencia, amplitud y tiempo de vibración de 500 c.p.m, 3 cm y 40 s, respectivamente. El porcentaje de desprendimiento de cerezas maduras estuvo entre 38% y 63%, con rendimientos que variaron

entre 50 y 118 kg de café cereza/hora. Además fue observado desprendimiento de la corteza del tallo, en el punto de acople del órgano vibrador y el tallo, cuando la vibración circular tenía amplitud de 3 cm.

**Motocultores.** Un tractor es considerado minitractor cuando la potencia del motor es inferior a 15 kW. Los minitracutores que han sido diseñados usando dos ruedas, son llamados tractores de mano o motocultores y son pequeñas máquinas autopropulsadas, provistas de un motor de combustión interna (diesel o gasolina), de un eje con dos ruedas motrices, con una potencia que oscila entre 3,7 y 13,4 kW, y que tienen la capacidad de halar o empujar implementos agrícolas, realizando así diversidad de labores principalmente en terrenos pequeños y/o de alta pendiente, en los cuales los tractores convencionales (de más de 15 kW), no serían solución dada la poca maniobrabilidad y su elevado costo de adquisición y manutención. Los motocultores generalmente vienen equipados con un PTO (toma de fuerza), pero en algunos casos traen dos: uno adelante, para el eventual accionamiento de una segadora, y otro atrás, para la utilización de diferentes herramientas (Botero, 1996).

## MATERIALES Y MÉTODOS

El diseño y la construcción del prototipo para aplicar vibraciones circulares al tallo de café se realizaron en el Laboratorio de Cosecha de la Disciplina de Ingeniería Agrícola del

Centro Nacional de Investigaciones de Café "Pedro Uribe Mejía" Cenicafé ubicado en el municipio de Chinchiná (Caldas). Las pruebas para determinar las curvas de potencia del motocultor fueron realizadas en el Laboratorio de Mecanización Agrícola de la Universidad Nacional de Colombia sede Medellín.

Se utilizaron los siguientes equipos y materiales:

- Motocultor Goldoni Special Lux 150 de 10 kW de potencia.
- Tanque para almacenamiento de aceite hidráulico.
- Indicador de nivel y temperatura
- Filtros de aire, succión y retorno.
- Bomba hidráulica VICKERS PBV5 RSY 31C 20 de desplazamiento variable.
- Acople unidireccional y campana de alineación.
- Válvulas de control de flujo EASY READ EF25B.
- 2 Manómetros (0 a 3000 PSI) con aisladores.
- 2 Válvulas direccionales 4/2 de 12,7 mm y 9,5 mm con retención mecánica.
- Flujómetro.
- Motor hidráulico PARKER serie PZG-051.
- Válvula reductora de presión VICKERS RV3-10.
- Cilindro hidráulico de doble efecto, 15 cm de carrera.
- 10 de manguera hidráulica 12,7 mm de alta presión 34,4 Mpa con accesorios.
- Estructura metálica tipo prensa en "C".
- Masas excéntricas de bronce.

- Calibrador digital Digikanon rango de 0 a 150 mm, sensibilidad de 0,001 mm.
- Flexómetros.
- Equipo DINAPOWER.
- Tacómetro Digital con sensor inductivo.

## METODOLOGÍA.

Determinación de las variables cinemáticas y dinámicas para la generación de vibración circular en el tallo. Para el desarrollo del prototipo se inicio un análisis teórico del sistema vibrador circular-árbol, utilizando el modelo propuesto por Block citado por Whitney, Smerage y Block (1990). En este análisis se planteó el balance de la fuerza inercial generada por el vibrador, la fuerza de amortiguación y la fuerza elástica presente en el árbol tanto en las direcciones  $x$  y  $y$  del plano horizontal de vibración. Se resolvió para cada componente la ecuación diferencial obteniéndose el desplazamiento y la velocidad en función del tiempo. También se determinó la fuerza resultante y la potencia requerida por el vibrador para diferentes combinaciones de frecuencia de rotación y radios de giro.

Propiedades físicas y mecánicas del tallo zoqueado. Fue necesario determinar la fuerza requerida para deflectar el tocón del árbol (parte más gruesa del tallo zoqueado) diferentes longitudes de acuerdo con las amplitudes teóricas previamente calculadas. Se utilizó para esto la ecuación propuesta por De Reffye (1976) empleando las propiedades mecánicas determinadas

para la variedad Colombia por Aristizábal (1998) y las dimensiones físicas promedias del tocón, diámetro inferior, medio y superior y altura medidas en 25 zocas.

**Evaluación de la potencia del motocultor.** En el laboratorio de Mecanización Agrícola de la Universidad Nacional de Colombia Sede Medellín se realizaron las pruebas para determinar la curva de potencia generada por el toma de fuerza superior del motocultor. Se utilizó el equipo Dinapower y el método de corrección por pérdidas de potencia citado por Ashburner y Sims (1984).

**Selección de la bomba y componentes del sistema oleohidráulico del vibrador.** Conocida la potencia mecánica entregada por el motocultor se procedió a determinar la potencia requerida por la bomba en función de la presión, el

caudal y el rendimiento mecánico. A partir de estos cálculos se seleccionó la bomba y demás componentes del sistema oleohidráulico.

**Diseño y construcción del prototipo.** Los elementos seleccionados fueron instalados en el motocultor. Se realizó el diseño de la estructura y el mecanismo de sujeción del vibrador para acoplar en ella el hidromotor. Se hicieron los cálculos para determinar la geometría de la masa excéntrica y la selección del material para su construcción.

## RESULTADOS Y DISCUSIÓN

**Determinación de las variables cinemáticas y dinámicas para la generación de vibración circular en el tallo.** Se partió del modelo teórico idealizado del sistema vibrador-árbol mostrado en la Figura 2.

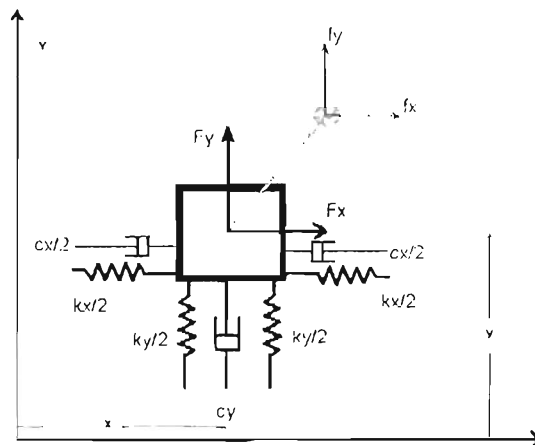


Figura 2. Sistema idealizado del conjunto árbol vibrador. Fuente: Whitney, 1990.

En este sistema ideal se consideran las siguientes variables:

- m: masa excéntrica del vibrador [N]
- M: masa total del sistema árbol-vibrador [N]
- Kx, Ky: constantes de elasticidad del tallo [N/m]
- Cx, Cy: coeficientes de amortiguamiento del árbol [N\*s/m]
- e: excentricidad de la masa inercial [m]
- $\omega$ : frecuencia angular de rotación de la masa excéntrica [rad/s]
- $\omega_n$ : frecuencia natural del tallo [rad/s]

El sistema puede analizarse de manera similar para cualquiera de las dos componentes x,y del movimiento, si la fuerza de restitución es proporcional al desplazamiento y si la fuerza de fricción interna es proporcional a la velocidad. Aplicando la segunda ley de Newton para la componente en la dirección y se tiene:

$$(M-m) \frac{d^2 y}{dt^2} = -c_y \frac{dy}{dt} - k_y \cdot y - m \cdot \frac{d^2}{dt^2} (y + e \cdot \text{sen} t) \quad (3)$$

Reagrupando términos en (3) se obtiene:

$$M \cdot \frac{d^2 y}{dt^2} + c_y \cdot \frac{dy}{dt} + k_y \cdot y = m \cdot e \cdot \omega^2 \cdot \text{sen}(\omega \cdot t) \quad (4)$$

La solución a (4) es de la forma:

$$y_s = A \cdot \text{sen}(\omega \cdot t) + B \cdot \cos(\omega \cdot t) \quad (5)$$

Aplicando la primera y segunda derivada respecto a t ( $y_s'$  y  $y_s''$ ) y reemplazando estas en (4) se obtienen:

$$\frac{1}{\omega_h^2} \left[ \frac{d^2 y}{dt^2} + \frac{2 \cdot i}{\omega_h} \frac{dy}{dt} + y \right] = k_1 \cdot \text{sen}(\omega \cdot t) \quad (6)$$

$$A = \frac{\left[ 1 - \left( \frac{\dot{\omega}}{\omega_h} \right)^2 \right] \cdot k_1}{\left[ 1 - \left( \frac{\dot{\omega}}{\omega_n} \right)^2 \right]^2 + 4 \cdot \xi^2 \cdot \left( \frac{\omega}{\omega_h} \right)^2} \quad (7)$$

$$B = \frac{2 \cdot \xi \cdot \left( \frac{\omega}{\omega_h} \right) \cdot k_1}{\left[ 1 - \left( \frac{\dot{\omega}}{\omega_h} \right)^2 \right]^2 + 4 \cdot \xi^2 \cdot \left( \frac{\dot{\omega}}{\omega_h} \right)^2} \quad (8)$$

Reemplazando (7) y (8) en (5) se obtiene:

$$y_s = \left[ \frac{\left( \omega_h^2 - \omega^2 \right) \cdot k_1 \cdot \omega_n^2}{\left( \omega_n^2 - \omega^2 \right)^2 + 4 \cdot \xi^2 \cdot \omega_n^2 \cdot \omega^2} \right] \cdot \text{sen}(\omega \cdot t) - \left[ \frac{2 \cdot \xi \cdot \omega \cdot k_1 \cdot \omega_n^3}{\left( \omega_n^2 - \omega^2 \right)^2 + 4 \cdot \xi^2 \cdot \omega_n^2 \cdot \omega^2} \right] \cdot \cos(\omega \cdot t) \quad (9)$$

Donde  $y_s$  es el desplazamiento del sistema árbol-vibrador en el punto de acople en la dirección y. Considerando un desarrollo similar para la segunda componente y asumiendo que las propiedades de elasticidad ( $K_y = K_x$ ) y amortiguamiento ( $C_y = C_x$ ) son iguales

en esta dirección se tiene para el desplazamiento en la dirección  $x$  del conjunto árbol-vibrador en el punto de acople :

$$x_s = \left[ \frac{(\omega_n^2 - \omega^2) * k * \omega_n^3}{(\omega_n^2 - \omega^2)^2 + 4 * \xi^2 * \omega_n^2 * \omega^2} \right] * \cos(\omega * t) - \left[ \frac{2 * \xi * \omega * k * \omega_n^3}{(\omega_n^2 - \omega^2)^2 + 4 * \xi^2 * \omega_n^2 * \omega^2} \right] * \sin(\omega * t) \quad (10)$$

El ángulo de desfase  $\phi$  entre los dos desplazamientos esta dado por la siguiente expresión:

$$\phi = - \tan^{-1} \left[ \frac{2 * \xi * \left( \frac{\omega}{\omega_n} \right)}{1 - \left( \frac{\omega}{\omega_n} \right)^2} \right] \quad (11)$$

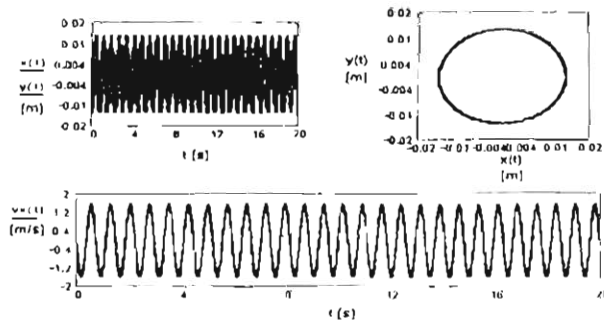
Donde  $\xi$  y  $\omega_n$  son respectivamente la relación de amortiguamiento y la frecuencia natural del árbol, expresadas por las siguientes ecuaciones:

$$\xi = \frac{c}{2 * \sqrt{M * k}} \quad (12)$$

$$\omega_n = \sqrt{\frac{k}{M}} \quad (13)$$

Utilizando este análisis, con las propiedades de masa, elasticidad, amortiguamiento y frecuencia natural del árbol determinadas por Arisizábal (1998), se puede graficar el desplazamiento, la velocidad y fuerza teórica para diferentes combinaciones de frecuencia y excentricidad del vibrador circular.

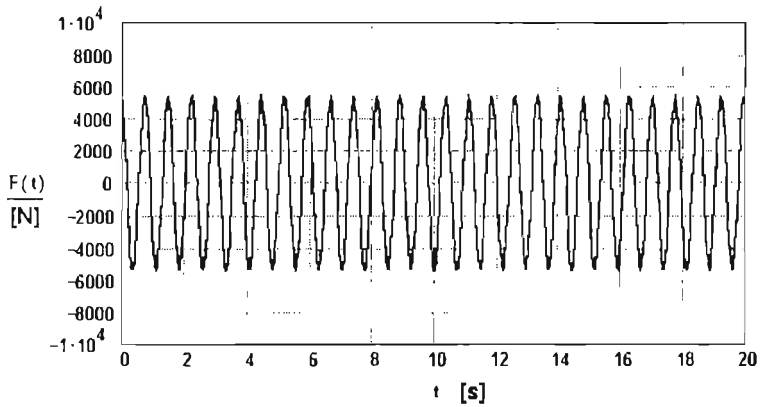
En la Figura 3 se muestra el desplazamiento generado en ambas direcciones y la velocidad lineal teórica de 1,6 m/s en la dirección  $x$ , obtenidos para una frecuencia de rotación de 1000 cpm y una excentricidad de 1,5 cm de la masa excéntrica del vibrador. Se observa que para estas condiciones se obtendría una amplitud de vibración del tallo en el punto de acople de aproximadamente 1,3 cm.



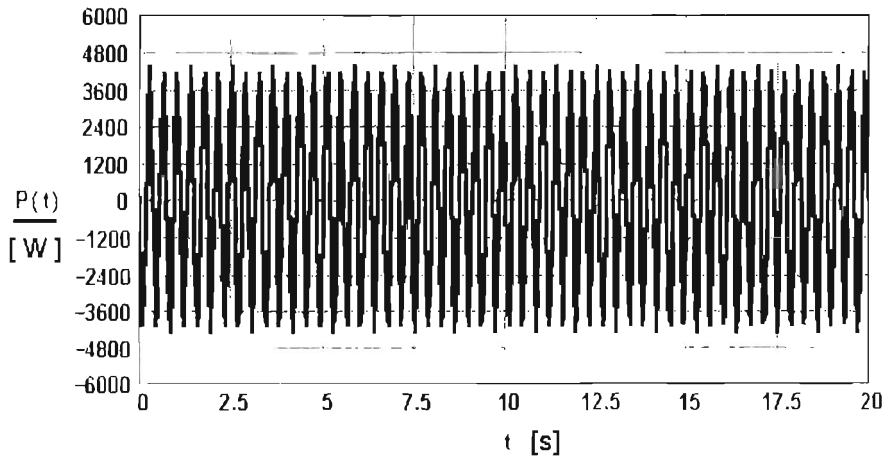
**Figura 3.** Amplitud y velocidad de desplazamiento del sistema árbol-vibrador calculadas para una frecuencia de 1000 cpm y una excentricidad de 1,5 cm.



En la Figuras 4 y 5 se muestran la fuerza resultante teórica ejercida por el vibrador en el punto de acople y la potencia requerida por este para las mismas condiciones de frecuencia y excentricidad.



**Figura 4.** Fuerza resultante generada por el vibrador circular a una frecuencia de 1000 cpm y una excentricidad de 1,5 cm.



**Figura 5.** Potencia requerida por el vibrador a una frecuencia de 1000 cpm y una excentricidad de 1,5 cm.

Propiedades físicas del tallo zoqueado. Según De Reffye (1976), la fuerza F necesaria para deflectar una barra cónica (Figura 6) se puede expresar mediante la siguiente ecuación:

$$F = \frac{(3 * \pi * D_0^3 * d * E)}{64 * h_0^3} * y_0 \quad (14)$$

Donde:

- D<sub>0</sub>: Diámetro de la base mayor del tocón [cm]
- d: Diámetro de la base superior del tocón [cm]
- E: Módulo de elasticidad del tallo [N/cm<sup>2</sup>]
- h<sub>0</sub>: Altura del tocón [cm]
- Y<sub>0</sub>: Deformación del tocón [mm]

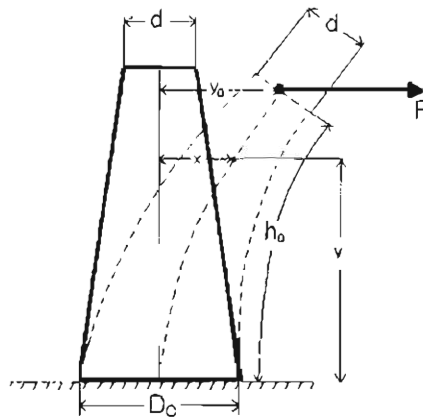


Figura 6. Flecha del extremo de una barra cónica sobre la cual actúa una fuerza de deformación. Fuente: De Reffye, 1976.

Las dimensiones D<sub>0</sub>, d y h<sub>0</sub> fueron medidas directamente en tocones de zocas de Variedad Colombia (Figura 7). Los valores promedios para cada una de ellas fueron:

D<sub>0</sub> = 11 cm , d = 10 cm , h<sub>0</sub> = 30 cm.

El módulo de elasticidad E determinado por Aristizabal (1998) es de 4,38x10<sup>5</sup> N/cm<sup>2</sup>. Reemplazando los valores anteriores en (14) se obtiene la siguiente relación lineal entre la fuerza y la deformación del tocón:

$$F = 3178 * Y_0 \quad (15)$$

### Dimensiones Características Del Tocón

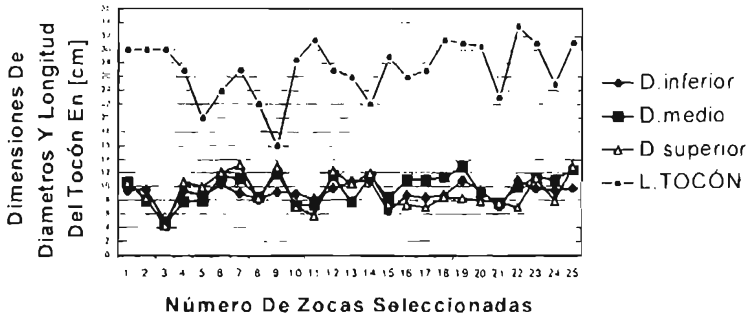


Figura 7. Dimensiones del tocón de zocas de café variedad Colombia.

Utilizando esta ecuación se mm. Los resultados se muestran en la determinó la variación de la fuerza Figura 8. necesaria para deflectar de 1 mm a 10

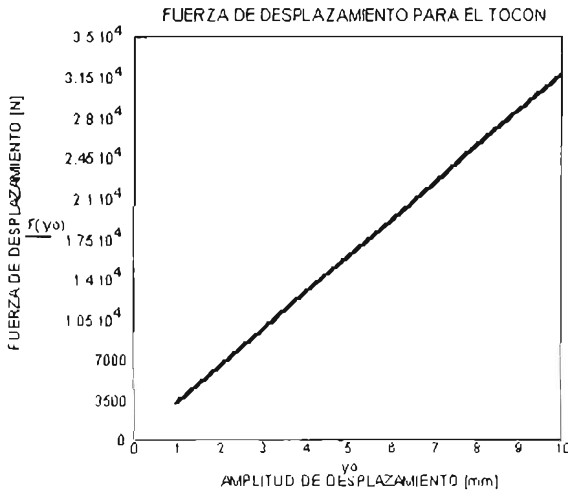


Figura 8. Fuerza necesaria para deformar el tocón desde su eje principal

Evaluación de la potencia del motocultor. La fuente de potencia utilizada para accionar el sistema hidráulico que proporciona la energía para activar el vibrador inercial es un

motocultor GOLDONI special lux-150 con un motor RUGGERINI serie MD/2 Diesel de 10 kW de potencia en la volante (Figura 9).



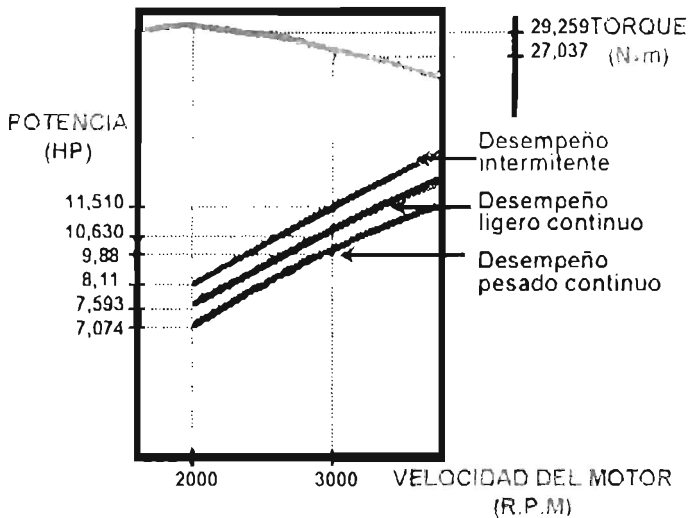
Figura 9. Motocultor utilizado como fuente de potencia.

Algunas de las principales características técnicas de este equipo son: motor diesel de dos cilindros, 654 cm<sup>3</sup> de cilindrada y una carrera de 65 mm, relación de compresión de 19:1, máxima velocidad del motor 3000 RPM, par máximo de 32 N-m, 6 velocidades de marcha (4 adelante y 2 en reversa),

toma de fuerza superior con dos velocidades 546 y 892 RPM, toma de fuerza inferior con tres velocidades 683, 1402 y 3000 RPM. Refrigeración con aire forzado, lubricación forzada con bomba de lóbulos. Peso del equipo 210 kg y lastre de 42 kg.

En la Figura 10 se muestra los resultados obtenidos en la evaluación de potencia y torque del toma de fuerza superior del motocultor Goldoni para el rango de velocidades entregadas por este. Con esta información se determinó en forma experimental la potencia real entregada por el toma de fuerza en un rango de 6,714 y 7,460 kW (9 y 10 HP), rango de potencia requerido para

accionar la bomba del sistema oleohidráulico del vibrador circular. Se verificaron estos resultados realizando los cálculos para corregir la potencia nominal del motor incluyendo las pérdidas de potencia por presión atmosférica y temperatura para las condiciones de Medellín (Ashburner y Sims 1984).



**Figura 10.** Curvas de potencia y torque entregados por el toma de fuerza superior.

**Selección de la bomba y componentes del sistema oleohidráulico del vibrador.**

Con base en los resultados de potencia disponible en el toma de fuerza del motocultor se diseñó el sistema oleohidráulico para una potencia de 6,7 kW. La bomba fue seleccionada calculando la potencia hidráulica para

diferentes valores de presión entre 1000 y 3000 PSI y rango de caudales entre 3,0 y 8,0 GPM para un rendimiento mecánico de 0,64, utilizando la siguiente expresión:

$$HP = \frac{P \times Q}{1714 \times \eta} \tag{16}$$

Donde:

HP: potencia hidráulica [HP]  
 P: presión de trabajo de la bomba [PSI]  
 Q: caudal de la bomba [GPM]  
 $\eta$ : rendimiento mecánico

$$T = \frac{HP \cdot 63025}{r.p.m.} \quad (17)$$

Seleccionando como presión de trabajo  $P=2000$  PSI y caudal  $Q=4,5$  GPM se requiere una potencia oleohidráulica de 8,2 HP (6,1 kW).

El torque  $T$  requerido se calculó en función de la potencia a 2000 r.p.m:

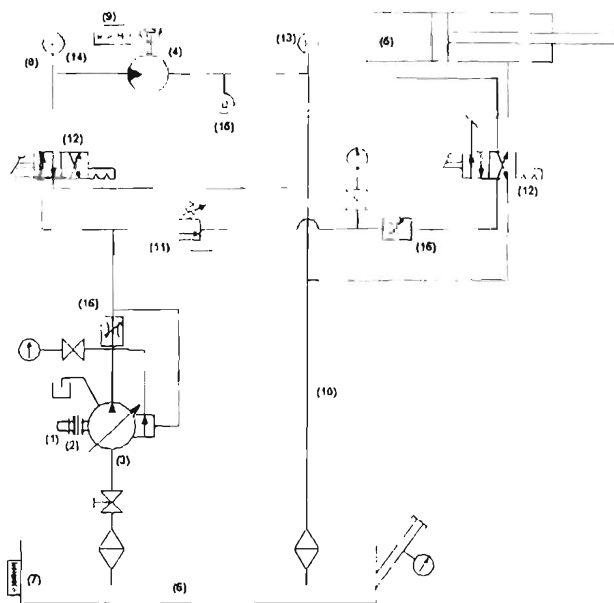
Obteniéndose un torque de 258,4 lb-plg (29,2 N-m). Con estos valores determinados de potencia y torque se seleccionó una bomba de pistones de desplazamiento variable, marca VICKERS ref. PBV5 RSY 31C 20, de 8,2 HP y un desplazamiento de 10,55  $\text{cm}^3/\text{rev}$  velocidad máxima de rotación de 3000 r.p.m y máxima presión de salida de 3000 PSI (Figura 11).



**Figura 11.** Bomba oleohidráulica acoplada a la toma de fuerza del motocultor.

En la Figura 12 se muestra el plano del circuito hidráulico con todos los elementos seleccionados. El accionamiento del sistema se hace a través del toma de fuerza superior del

motocultor (1), cuya potencia suministrada a sobrecarga es aproximadamente de 4,849 kW (6,5 HP) a velocidad de régimen de 2.000 r.p.m. y un torque suministrado de 29,2 N.m.



**Figura 12.** Plano del sistema oleohidráulico diseñado para adaptarlo al toma de fuerza del motocultor Goldoni y accionar el vibrador inercial circular.

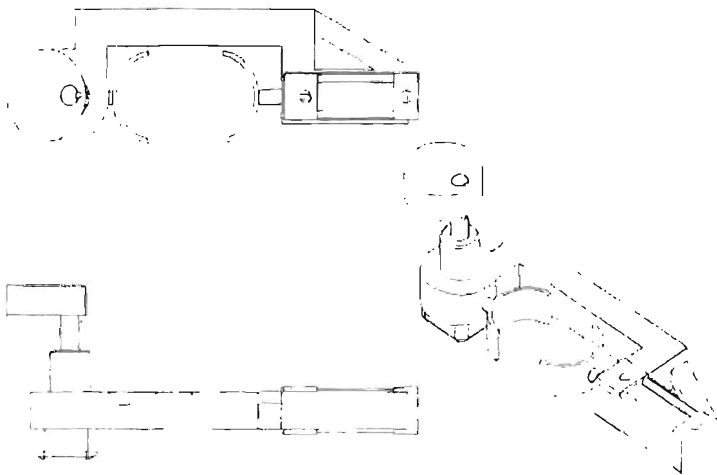
A la máxima velocidad de rotación de 3.000 r.p.m. suministra 7,376 kW (9,888 HP) y un torque de 27,037 N.m. La bomba (3) se conecta por el acople ranurado unidireccional (2) al toma de fuerza, dicha bomba alimenta el hidromotor (9) y el cilindro (17), para su accionamiento, la bomba succiona el aceite del depósito (20), el termómetro (23) indica la temperatura y el visor de nivel (24) la cantidad de aceite del depósito (20), los manómetros (6) y (14) registran la presión. El tacómetro digital (10) cuenta los ciclos de entrada al motor y la línea (12) es el retorno a tanque del circuito del hidromotor.

El hidromotor suministra la energía para accionar una masa excéntrica que rota para generar la vibración circular. La válvula estranguladora de caudal (7) permite regular la carga suministrada al hidromotor y la válvula (15) regula la velocidad de entrada y salida del vástago del cilindro oleohidráulico (17). La válvula direccional con retención mecánica (8) controla la velocidad de rotación del hidromotor. La válvula direccional monoestable con muelle (16) controla la entrada y salida del cilindro oleohidráulico, la fuerza del cilindro se regula mediante la válvula reguladora de presión (13), el flujómetro (11) permite

permite cuantificar el caudal suministrado al hidromotor. La bomba posee un sistema de filtrado en la línea de retorno a tanque (19) y en la línea de succión (21), un control de paso de fluido (22), un control de sobrepresión (4) y un retorno a tanque (5)

**Diseño y construcción del prototipo.** A partir de los resultados de fuerza y potencia requerida se diseñó y construyó el prototipo de vibrador inercial circular (Figura 13) para conectarse con el sistema oleohidráulico. Este prototipo con un peso total de 18 kg consta de una estructura metálica construida en ángulos de acero de 25,4 mm en forma de prensa en "C", fueron reforzados los

puntos interiores de la prensa en "C" (sometidos a esfuerzos de tracción) con láminas en forma de nervaduras. En un extremo se acopló, como mecanismo de sujeción del tallo, el cilindro hidráulico con un vástago de 25,4 mm de diámetro y 150 mm de longitud y flanche frontal. Este sistema de sujeción permite reducir el tiempo de acople y desacople del dispositivo al tallo a tan solo 4 segundos y permite trabajar con una amplia gama de diámetros de tallo debido al diseño de un sistema de mordazas cóncavas intercambiables recubiertas con material vulcanizado que ayudan a reducir el daño mecánico a la corteza del tallo.



**Figura 13.** Plano del dispositivo inercial para aplicar vibración circular al tallo de café.



En el otro extremo de la estructura se instaló el hidromotor PGZ-050 con una potencia máxima disponible de 6 HP a 4000 r.p.m. y 2000 PSI, caudal máximo de 4,65 GPM y un desplazamiento volumétrico de 5,1cm<sup>3</sup>/rev. En el extremo de su eje fue acoplada la masa excéntrica rotante de 2 kg que se muestra esquematizada en la Figura 14. Esta fue construida en bronce, con un diámetro de 10 cm y espesor de 2 cm.

La fuerza inercial de vibración circular se genera al rotar la masa cuyo centro de gravedad esta excéntrico 1 cm con relación a su centro de rotación. También fue incorporado un tacómetro digital de alta precisión para registrar la velocidad de rotación de la masa excéntrica. En la Figura 15 se muestra el prototipo y el sensor que se instaló para el registro de la frecuencia de rotación.

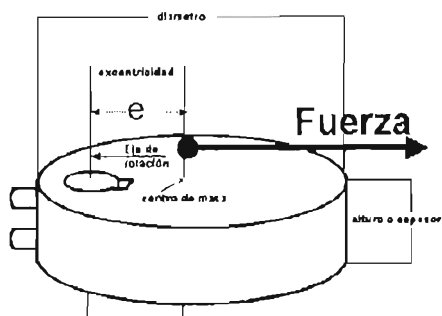


Figura 14. Masa excéntrica diseñada para el vibrador circular.



Figura 15. Prototipo de vibrador circular de tallo y detalle del sensor instalado para registrar la velocidad de rotación de la masa excéntrica.

El prototipo de cosechador por vibración circular al tallo, con su fuente de potencia, el motocultor de 10 kW, el sistema oleohidráulico con todos sus componentes ensamblados al motocultor

y el vibrador circular con el motor hidráulico, la masa excéntrica y el cilindro hidráulico utilizado como mecanismo de sujeción al tallo son mostrados en la Figura 16.



Figura 16. Prototipo de cosechador de café por vibración circular al tallo.

## BIBLIOGRAFÍA

- ARISTIZÁBAL, I. D. Estudio del efecto de la vibración del árbol de café en la selectividad de la cosecha. Chinchiná: Cenicafé, 1998. 46p.
- ASHBURNER, J. y SIMS, S. Elementos de diseño del tractor y herramientas de labranza. San José, Costa Rica IICA. 1984. 437 p.
- BOTERO, J. Alternativas para la mecanización agrícola en ladera. Medellín: Universidad Nacional de Colombia, 1996. 38p.
- CABALLERO R., A. y BALDION R., J. V. Proyecto caracterización agroecológica de la zona cafetera colombiana, ecotopos cafeteros: avances de resultados. Santafé de Bogotá: Federecafé, 1993. 84p.
- DE REFFYE, P. Modélisation et simulation de la vere du caféier, a l'aide de la théorie de la resistance des matérianse. *En: Café Cacao Thé.* Vol. 20, No.4 (1976); p. 251-272.
- FEDERACIÓN NACIONAL DE CAFETEROS DE COLOMBIA. DIVISIÓN DE PRODUCCIÓN Y DESARROLLO SOCIAL CAFÉ Y ADMINISTRACION RURAL. Costos de producción de café, zona central cafetera. Santafé de Bogotá: Federecafé, 1996. 60p.
- RAMÍREZ V., C.M. Desarrollo y evaluación de un cosechador de café por vibración circular al tallo. Medellín, 1999. 131p. Trabajo de grado (Ingeniero Agrícola). Universidad Nacional de Colombia. Facultad de Ciencias Agropecuarias
- WHITNEY, J.D.; SMERAGE, G.H. and BLOCK, W.A. Dynamic analysis of a trunk Shaker-post system. *En: Transactions of the ASAE.* Vol. 33, No. 4 (1990); p.1066-1070.
- YUNG, C and WANG, K. J. Response of coffee laterals to circular base motion. *En: Transactions of the ASAE.* Vol 12, No. 5 (1969), p.580-583.

Aprobado para su publicación  
Septiembre 10 de 2001