



UNIVERSIDAD AUTÓNOMA CHAPINGO

POSTGRADO EN INGENIERIA AGRICOLA Y USO INTEGRAL DEL AGUA

DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN DISPOSITIVO COSECHADOR DE MANGO

TESIS

Que como requisito parcial
para obtener el grado de:

MAESTRO EN CIENCIAS EN
MECANIZACIÓN AGRICOLA

PRESENTA:

ING. ALBERTO MAURICIO SANTOS HERNANDEZ



DIRECCION GENERAL ACADEMICA
DEPTO. DE SERVICIOS ESCOLARES
EXAMENES PROFESIONALES

DIRECTOR:

M.I. PEDRO CRUZ MEZA

Chapingo, Estado de México, Enero de 2012





El presente trabajo titulado "Diseño y construcción de un dispositivo cosechador de mango" fue realizado por el Ing. Alberto Mauricio Santos Hernández bajo la dirección del M.I. Pedro Cruz Meza, con la asesoría del Dr. Eugenio Romantchik K. y el Dr. Federico F. Hahn Schlam, y ha sido revisado y aprobado por el Comité Asesor, como requisito parcial para obtener el grado de:

Maestro en Ciencias en:

MECANIZACIÓN AGRÍCOLA

COMITÉ ASESOR

M.I. PEDRO CRUZ MEZA
DIRECTOR

DR. EUGENIO ROMANTCHIK K.
ASESOR

DR. FEDERICO F. HAHN SCHLAM
ASESOR

Chapingo, México, Enero de 2012



DEDICATORIA

A mi madre, por estar siempre conmigo y apoyarme cuando de ella he necesitado.

A mi padre, por los valores inculcados para lograr todo lo que me he propuesto.

A mis hermanos, fuente de inspiración que me han dado el ánimo para alcanzar mis metas.

A toda mi familia y seres queridos, por contar con ellos durante estos años.

A mis amigos, que en cualquier momento me han acompañado y en mi confían.

Con afecto: Mauricio



AGRADECIMIENTOS

Al pueblo de México, por sus aportaciones para que la educación pública siga existiendo, formándonos para su servicio.

Al Consejo Nacional de Ciencia y Tecnología, por el apoyo económico otorgado durante el presente periodo.

A la Universidad Autónoma Chapingo por brindarme la formación personal y profesional durante estos años.

A mis compañeros, profesores y al personal del Postgrado en Ingeniería Agrícola y Uso Integral del Agua de la UACH, por dedicarme incondicionalmente su apoyo y experiencia.

Al departamento de Ingeniería Mecánica Agrícola, en particular al M.I. Pedro Cruz Meza, Dr. Eugenio Romantchik K. y al Dr. Federico F. Hahn Schlam por su apoyo durante la elaboración, análisis, y corrección del presente trabajo.

A quienes de alguna manera colaboraron en la revisión y corrección de la tesis, así como en la ejecución de las actividades realizadas.

A Dios, por expresarme una vez más que por difícil que sea el camino siempre habrá una esperanza para salir adelante.

Gracias Totales: A. M. S. H.



DATOS BIOGRÁFICOS

Nace el 23 de enero de 1986 en Huauchinango, Puebla, radicando hasta 2001 en Xicotepec de Juárez, dos de los principales municipios de la Sierra Norte del estado.

Ese mismo año, inicia sus estudios a nivel preparatoria en la Universidad Autónoma Chapingo hasta 2004, donde continúa con su licenciatura en Ingeniería Mecánica Agrícola concluyendo en 2008, para obtener así el título de Ingeniero Mecánico Agrícola en 2009.

Sus áreas de trabajo son la mecanización, el diseño y la construcción de máquinas agrícolas.

.



**CONSTRUCCIÓN DE UN
DISPOSITIVO PARA LA COSECHA
DEL MANGO
BUILDING OF A DEVICE FOR
MANGO HARVESTER**

Alberto Mauricio Santos Hernández, Pedro
Cruz Meza, Eugenio Romantchik K. y
Federico F. Hahn Schlam

Universidad Autónoma Chapingo.
Postgrado en Ingeniería Agrícola y Uso
Integral del Agua. Km 38.5 carretera México
- Texcoco. CP 56230. Tel. 01 (595)952-
1680. e-mail: xicote1986@gmail.com.mx

RESUMEN: A pesar de que la cosecha del mango es una actividad rentable y una alternativa viable en México, su productividad está limitada al rendimiento de la mano de obra. Por ello, en el presente trabajo se diseñó y construyó un dispositivo para el vibrado de las ramas del mango. El mecanismo consta de un motor eléctrico de 1 HP con una frecuencia de rotación de 1745 rev/min, el cual mueve dos masas excéntricas con una amplitud de 32 – 19 mm. Para sujetar las ramas del árbol se utiliza un cilindro neumático de 50 mm de diámetro y 305 mm de carrera. La productividad teórica del equipo es de 96 rejas del fruto por día. Las dimensiones de la

máquina en posición de transporte son: 4.5 x 1.8 x 2.0 m (largo x ancho x altura).

PALABRAS CLAVE: Cosecha, mecanización, vibración.

ABSTRACT: Although the mango crop is a profitable and a viable alternative in Mexico, its productivity is limited to the performance of labor. Therefore, in the present work a device to the vibration of the branches of mango was designed and built. The mechanism consists of an electric motor 1 HP with a rotation frequency of 1745 rev / min, which moves two eccentric masses with a range of 32 to 19 mm. To attach the tree branches a pneumatic cylinder of 50 mm diameter x 305 mm career is used. The theoretical productivity of the team is 96 boxes of fruit picked per day. The dimensions of the machine in carrying position are: 4.5 x 1.8 x 2.0 m (length x width x height).

KEYWORDS: Harvest, mechanization, vibration.



ÍNDICE

CUADROS-----	iii
FIGURAS -----	iv
INTRODUCCIÓN -----	1
OBJETIVOS-----	3
GENERAL -----	3
PARTICULARES -----	3
HIPÓTESIS-----	3
JUSTIFICACIÓN -----	3
1 REVISIÓN DE LITERATURA -----	4
1.1 El cultivo del mango-----	4
1.1.1 COSECHA -----	4
1.1.2 UTENSILIOS RUDIMENTARIOS UTILIZADOS EN LA COSECHA -----	6
1.2 Mecanismo de vibrado-----	6
1.2.1 MECANISMOS DE INERCIA -----	8
1.3 Análisis de equilibrio de la estructura-----	13
1.3.1 LAS LEYES DE NEWTON -----	13
1.3.2 EQUILIBRIO DE UN CUERPO RÍGIDO -----	13
1.3.3 ROTACIÓN DE UN CUERPO RÍGIDO EN TORNO A UN EJE FIJO -----	15
2 MATERIALES Y MÉTODOS -----	16
2.1 Determinación de la productividad requerida-----	16
2.1.1 ESTUDIO DE TIEMPOS Y MOVIMIENTOS -----	16
2.1.2 RENDIMIENTO DE LA MÁQUINA-----	17
2.2 Propiedades físico-mecánicas del mango-----	18
2.3 Diseño -----	20
2.3.1 CONCEPTUAL -----	20
2.3.2 DETALLE-----	20
2.3.2.1 Mecanismo de vibrado, fuerza de excitación y potencia del motor -----	21
2.3.2.2 Dimensionado de la pluma -----	22
2.3.2.3 Sistema de izaje-----	22
2.3.2.4 Sistema de transmisión-----	24
2.3.2.5 Mecanismo de sujeción -----	26
2.3.2.6 Sistema neumático -----	26
2.3.2.6.1 Cilindro de sujeción -----	26
2.3.2.6.2 Cilindro de levante -----	26
2.3.2.6.3 Diámetro de las mangueras -----	27
2.3.2.6.4 Pérdidas de presión-----	27
2.4 Construcción del prototipo -----	29
2.4.1 RUTA DE TRABAJO -----	29
2.4.2 PROCESO DE MANUFACTURA -----	29
2.4.3 HOJAS DE PROCESO DE PRODUCCIÓN -----	29
2.4.4 FABRICACIÓN DE LOS ELEMENTOS -----	30
2.4.5 ENSAMBLE DEL PROTOTIPO -----	31
2.5 Prueba de taller-----	32
2.5.1 DEFINICIÓN DE PRUEBA Y EVALUACIÓN -----	32
2.5.2 PRUEBA SIN CARGA DEL PROTOTIPO (EN VACÍO)-----	34
2.5.3 PRUEBA CON CARGA-----	34
2.6 Análisis de costos del prototipo -----	35
2.6.1 COSTO HORARIO DEL PROTOTIPO -----	35
2.6.1.1 Costo fijo -----	35
2.6.1.2 Costos de consumo -----	37
2.6.1.3 Costo de operación-----	37
2.6.2 COSTO DE LA MATERIA PRIMA -----	38
2.6.3 INGRESO POR LA COMERCIALIZACIÓN DEL PRODUCTO -----	38



3 RESULTADOS Y DISCUSION-----	40
3.1 Determinación de la productividad requerida-----	40
3.1.1 ESTUDIO DE TIEMPOS Y MOVIMIENTOS -----	40
3.1.2 RENDIMIENTO DE LA MÁQUINA-----	40
3.2 Propiedades físico-mecánicas del mango-----	41
3.3 Diseño -----	46
3.3.1 CONCEPTUAL -----	46
3.3.1.1 Propuesta de diseño -----	48
3.3.2 DE DETALLE-----	50
3.3.2.1 Mecanismo de vibrado, fuerza de excitación y potencia del motor -----	50
3.3.2.2 Dimensionado de la pluma -----	50
3.3.2.2.1 Selección del perfil a utilizar -----	52
3.3.2.3 Sistema de izaje-----	54
3.3.2.3.1 Coeficientes de clasificación de carga -----	54
3.3.2.3.2 Cálculos de las solicitaciones -----	56
3.3.3 ESTABILIDAD -----	66
3.3.4 SISTEMA DE TRANSMISIÓN -----	68
3.3.5 ANÁLISIS DE EQUILIBRIO DE LA ESTRUCTURA-----	76
3.3.6 ANÁLISIS DINÁMICO DE LA ESTRUCTURA -----	79
3.3.7 SISTEMA NEUMÁTICO -----	81
3.3.7.1 De sujeción -----	81
3.3.7.2 De levante -----	83
3.3.7.3 Selección del diámetro de las mangueras.-----	83
3.3.7.4 Pérdidas de presión -----	84
3.4 Construcción del prototipo-----	85
3.4.1 RUTA DE TRABAJO -----	85
3.4.2 PROCESO DE MANUFACTURA-----	85
3.5 Pruebas de funcionamiento en taller-----	88
3.5.1 PRUEBA DEL PROTOTIPO-----	88
3.5.1.1 Mecanismo de izaje -----	88
3.5.1.2 Mecanismo de traslación de la barra telescópica.-----	88
3.5.1.2 Mecanismo de giro de la pluma -----	89
3.5.2 PRUEBA DEL SISTEMA NEUMÁTICO-----	89
3.5.3 PRUEBA DEL SISTEMA DE VIBRADO -----	90
3.5.4 PRUEBA DE ESTABILIDAD DE LA ESTRUCTURA EN GENERAL -----	90
3.6 Análisis de costos del prototipo -----	91
3.6.1 COSTO HORARIO DEL PROTOTIPO -----	93
3.6.1.1 Costo fijo -----	93
3.6.1.2 Costos de consumo -----	94
3.6.1.3 Costos de operación -----	94
3.6.2 COSTO DE MATERIA PRIMA-----	94
3.6.3 INGRESO POR LA COMERCIALIZACIÓN DEL PRODUCTO -----	95
CONCLUSIONES-----	96
LITERATURA CITADA -----	97



CUADROS

Cuadro 1. Estacionalidad de la producción de mango según variedades.	5
Cuadro 2. Sistemas de vibrado, clasificación.	7
Cuadro 3. Mecanismo biela-manivela y ejemplos de vibradores.	8
Cuadro 4. Mecanismos de Vibración.	8
Cuadro 5. Vibraciones en Frutales.	9
Cuadro 6. Relaciones entre las norma FEM y UNE.	23
Cuadro 7. Cadena ANSI sencilla (Dimensiones).	24
Cuadro 8. Paso de cadena 50 en función de la frecuencia de rotación de la rueda menor.	24
Cuadro 9. Ruedas para cadenas de transmisión (paso 5/8").	25
Cuadro 10. Formato para presentar las hojas de proceso de producción.	30
Cuadro 11. Propiedades Físico-Mecánicas del sistema Fruto-Pedúnculo del mango.	42
Cuadro 12. Datos obtenidos de la prueba de corte.	44
Cuadro 13. Principios de solución de las subfunciones del mecanismo.	47
Cuadro 14. Carta de evaluación del mecanismo.	48
Cuadro 15. Vida del mecanismo.	54
Cuadro 16. Estado de carga (según FEM sección II)	55
Cuadro 17. Clasificación de aparatos.	55
Cuadro 18. Aceleraciones y fuerzas debidas a movimientos horizontales.	59
Cuadro 19. Viento de servicio y viento máximo a considerar según el tipo de grúa.	59
Cuadro 20. Valores de M en función del grupo.	60
Cuadro 21. Presión del viento en relación a la altura.	61
Cuadro 22. Valores de C para distintos tipos de estructura.	61
Cuadro 23. Resumen de dimensiones laterales de la pluma.	62
Cuadro 24. Solicitaciones de la pluma y carga.	62
Cuadro 25. Resumen de cargas verticales y horizontales.	63
Cuadro 26. Presión del viento respecto a la altura.	64
Cuadro 27. Cargas producidas por el viento máximo.	65
Cuadro 28. Solicitaciones de la pluma.	65
Cuadro 29. Factor de servicio de cadenas sencillas.	68
Cuadro 30. Coeficiente de corrección por diente de las catarinas, C_1	69
Cuadro 31. Tipos de lubricación en función de la velocidad de la cadena.	71
Cuadro 32. Dimensiones de las cadenas de rodillos.	72
Cuadro 33. Dimensiones de las cadenas de rodillos.	73
Cuadro 34. Presión admisible en las articulaciones de las cadenas.	74
Cuadro 35. Coeficientes para determinar la duración de la cadena.	75
Cuadro 37. Longitud y masa general de los perfiles.	76
Cuadro 38. Longitud y masa de los perfiles utilizados.	76
Cuadro 39. Parámetros técnicos de la grúa.	80
Cuadro 40. Ciclo de operación del cilindro neumático.	82
Cuadro 41. Longitud equivalente de los accesorios utilizados.	84
Cuadro 42. Costo de fabricación del prototipo.	91



FIGURAS

Figura 1. Dispositivos Cosechadores de Árboles Frutales.	1
Figura 2. Herramientas para cosechar el mango.	2
Figura 3. Zonas cultivadas a nivel mundial.	5
Figura 4. Herramientas utilizadas en la cosecha del mango.	6
Figura 5. Comparación de las vibraciones aplicadas en frutales.	10
Figura 6. Vibrador inercial de masa rotatoria simple.	10
Figura 7. Vibrador inercial de doble masa en movimiento.	11
Figura 8. Momento angular para una partícula, L.	15
Figura 9. Colocación de los pedúnculos para determinar el Módulo de Young.	19
Figura 10. Colocación de los pedúnculos para determinar el coeficiente de Poisson.	19
Figura 11. Diagrama de cuerpo libre del mecanismo de vibrado.	21
Figura 12. Diagrama de cuerpo libre.	23
Figura 13. Nomograma de selección del diámetro de tubería.	28
Figura 14. Dimensiones generales del Mango.	41
Figura 15. Principales parámetros dimensionales del Mango.	42
Figura 16. Máquina Instron.	43
Figura 17. Muestras del fruto de mango.	43
Figura 18. Corte realizado.	43
Figura 19. Colocación del fruto en la máquina de prueba.	43
Figura 20. Función global.	46
Figura 21. Subfunciones.	46
Figura 22. Subfunciones Particulares (Estructura de Funciones).	46
Figura 23. Criterios de solución para el dispositivo.	47
Figura 24. Sistemas de sujeción y vibrado del fruto.	48
Figura 25. Sistema de izaje.	49
Figura 26. Sistema de accionamiento.	49
Figura 27. Bastidor y sistema de transporte.	49
Figura 28. Remolque.	51
Figura 29. Torre.	51
Figura 30. Mecanismo de vibrado.	52
Figura 31. DLC Barra superior y sección a calcular.	52
Figura 31. Reacción en B para calcular el cilindro.	53
Figura 32. dimensiones y propiedades del perfil (IMCA, 2001).	54
Figura 33. Solicitaciones principales en una grúa torre.	56
Figura 34. Distancias entre centros de gravedad de la carga y pluma.	58
Figura 35. Cargas producidas por el viento con la grúa en servicio.	61
Figura 36. Cargas debidas al viento estando la grúa fuera de servicio.	64
Figura 37. Capacidades de transmisión de potencia en cadenas de rodillos.	69
Figura 38. Formas de tensar las cadenas.	71
Figura 39. Dimensiones principales de la grúa a construir; pulgadas, [mm].	76
Figura 40. Centro de masa.	76
Figura 41. Fuerzas que actúan en la estructura.	77
Figura 42. Pesos que equilibran la estructura a construir.	78
Figura 43. Parámetros principales de la pluma.	80
Figura 44. Circuito neumático.	84
Figura 45. Duración del proceso de manufactura, horas.	85
Figura 46. Construcción de la plataforma.	85
Figura 47. Brazo-Pluma.	86
Figura 48. Cilindro y mecanismo de vibración terminado.	86
Figura 49. Válvula neumática.	87
Figura 50. Motor con masa excéntrica.	87
Figura 51. Mecanismo de izaje.	88
Figura 52. Tambor de extensión.	88
Figura 53. Mecanismo de giro de la pluma.	89
Figura 54. Prueba de Vibrado.	90



INTRODUCCIÓN

Dada su importancia comercial, el cultivo del mango (*Mangifera indica*) ha sido uno de los productos agrícolas mejor posicionados a nivel nacional y en otras regiones del mundo como Asia, Europa y Estados Unidos (**Sosa, 2008**).

En la agricultura existen dos formas de cosecha: manual y mecanizada. La cosecha manual es el sistema predominante para la recolección de frutas y hortalizas para el consumo en fresco, mientras que la mecanizada es preferida en hortalizas con fines industriales y en otras cultivadas normalmente en grandes extensiones (**López, 2003**).

En cuanto a la cosecha mecanizada de frutales, se han desarrollado dispositivos cosechadores para diferentes cultivos como: manzana, cítricos, café y chabacano (Fig. 1).

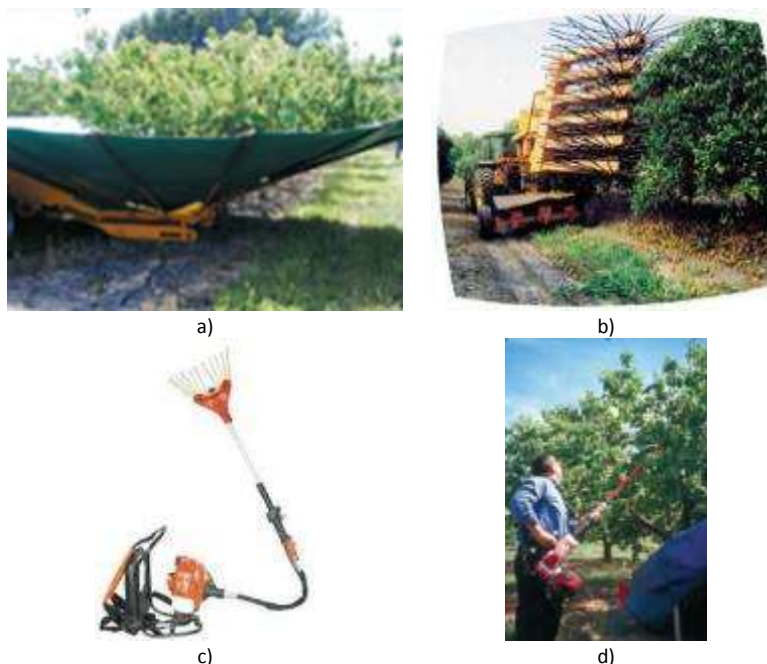


Figura 1. Dispositivos Cosechadores de Árboles Frutales.

a) Vibrador con paraguas (manzana); b) Cosechadora para cítricos; c) Cosechadora de café portátil; d) Vibrador manual neumático (chabacano).



En la cosecha manual del mango se emplea una amplia variedad de herramientas (Fig. 2). De las herramientas más comunes usadas son: cuchillos y fileras, herramientas para cavar y recipientes para la cosecha **(FAO, 1987)**.

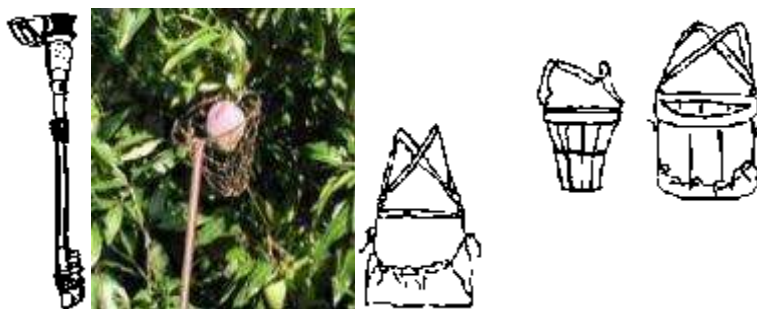


Figura 2. Herramientas para cosechar el mango.

En los últimos años, el uso de los equipos por vibración en troncos y ramas obliga a estudiar y mejorar estos equipos así como sus condiciones de utilización, buscando el menor daño, la máxima eficacia y calidad en la recolección **(Blanco, 2002)**.

El desprendimiento por vibración se utiliza para cosechar la fruta que va a ser procesada industrialmente. Fridley (1983), estudia los mecanismos para el derribo por vibración e indica que son los más prometedores para recolectar la mayor parte de los frutos. Parte fundamental de estas investigaciones ha sido determinar las propiedades físico-mecánicas de cada cultivo.

Es necesario conocer las propiedades del sistema fruto pedúnculo, para determinar los regímenes óptimos de vibración que permitan el desprendimiento de los frutos sin dañar a las plantas **(Bouza et al., 2007)**.



OBJETIVOS

General

- Diseñar y construir un dispositivo cosechador de mango.

Particulares

- Realizar el diseño conceptual y a detalle del mecanismo.
- Determinar las propiedades dimensionales y físico-mecánicas de los frutos y pedúnculos del mango (*Mangifera indica*).
- Construir el dispositivo de corte.

HIPÓTESIS

Se pretende minimizar el empleo de la mano de obra en un 50%, así, la productividad aumentará al doble de lo recolectado manualmente.

JUSTIFICACIÓN

Numerosos estudios se han realizado en cuanto al manejo y conservación del cultivo del mango, sin embargo, en cuanto a la mecanización de la cosecha no se tienen investigaciones o procedimientos que sugieran el desarrollo de esta actividad. La cosecha del mango generalmente se realiza de forma manual y en algunos casos se utilizan herramientas simples como garruchas con una cuchilla para desprender el fruto. Sin embargo estos métodos no son suficientes cuando se trata de árboles con una altura superior a los 15 m, incrementando los costos de esta actividad. Una posible solución a este problema es mecanizar el proceso mediante vibraciones aplicadas en las ramas del árbol. Por tal motivo se propone el presente trabajo, para minimizar los costos e incrementar la productividad de la cosecha.



1 REVISIÓN DE LITERATURA

1.1 El cultivo del mango

El árbol del mango (*Mangifera indica* L.) pertenece a la familia Anacardiácea, su centro de origen se ubica en Asia, se cultiva en los trópicos y se caracteriza por mantener el color verde todo el año. Constituye un árbol de tamaño mediano, de 10 a 30 m de altura. El tronco es más o menos recto, cilíndrico y de 0.75 a 1 m de diámetro **(Infoagro, 2010)**.

El tamaño y peso del fruto varía de 4 a 25 cm de largo y 1.5 a 10 cm de grosor, su peso varía desde 0.15 hasta 2.3 kg **(CEI-RD, 2009)**. El color puede estar entre verde, amarillo y diferentes tonalidades de rosa, rojo y violeta.

1.1.1 Cosecha

El mango fue introducido a México a través de los españoles en 1779, quienes trajeron las primeras variedades de las Islas Filipinas (Fig. 4). El fruto se cultiva en 26 de los 32 estados, las principales zonas productoras se hallan en el litoral del Golfo de México (Cuadro 1) **(Domínguez, 2009)**.

Concentra su producción (94%) en las regiones de Veracruz, Oaxaca, Nayarit, Guerrero, Jalisco, Michoacán, Sinaloa y Chiapas **(Claridades Agropecuarias, 1996)** y produce las variedades Tommy Atkins, Haden, Manila, Kent, Keitt, Manzanillo Núñez, Ataulfo, Irwin y Diplomático.

La temporada de cosecha se concentra en los meses de abril a junio, y la comercialización inicia a mediados de febrero y culmina a principios de agosto.

La variedad que más se cultiva en el país es el mango manila (48%), seguida de las variedades Haden de exportación, Tommy Atkins y Ataulfo. Los precios fluctúan desde los \$3.93 a los \$8.57 por kg.



Cuadro 1. Estacionalidad de la producción de mango según variedades.

Variedad	Ene	Feb	Mar	Abr	May	Jun	Jul	Ago	Sep
MANILA									
Colima									
Chiapas									
Guerrero									
Michoacán									
Campeche									
Oaxaca									
Sinaloa									
Veracruz									
HADEN									
Colima									
Guerrero									
Jalisco									
Michoacán									
Nayarit									
Sinaloa									
TOMMY A									
Campeche									
Colima									
Guerrero									
Jalisco									
Michoacán									
Nayarit									
Oaxaca									
Sinaloa									
KEITT									
Colima									
Jalisco									
Nayarit									
Sinaloa									
KENT									
Colima									
Jalisco									
Michoacán									
Nayarit									
Sinaloa									
ATAULFO									
Chiapas									
Guerrero									
Michoacán									
Campeche									
ORO									
Oaxaca									

Fuente: Empacadoras de Mango de Exportación, 2008.

En México, el mango ocupa el tercer lugar en superficie cosechada, 16.49% nacional, detrás de naranja y plátano; asimismo es el tercer productor y el mayor exportador a nivel mundial seguido de la India y Brasil, que ofrecen el 55% de la producción en mercados internacionales (Fig. 3) (FAO, 2011).



Figura 3. Zonas cultivadas a nivel mundial.



La producción de un árbol de mango, para un ejemplar de tamaño medio se calcula un rendimiento de 200 kg, llegando a cargar más de 1000 kg de fruta por árbol, es decir 30 000 - 40 000 kg/ha. Los frutos requieren de 105 a 130 días desde el amarre del fruto hasta su plena madurez **(Veracruz, 2009)**.

1.1.2 Utensilios rudimentarios utilizados en la cosecha

La cosecha es la separación de la planta madre de la porción vegetal de interés comercial, pueden ser frutos, raíces, hojas, bulbos, tubérculos, tallos, pecíolos e inflorescencias.

La recolección del mango es manual o con garrocha con una red o bolsa de lona en el extremo (Fig. 4), para evitar caídas al suelo o el maltrato del fruto, no deben cargarse con más de tres frutos a la vez, pues los pedúnculos podrían quebrarse y derramar el látex sobre las demás frutas.



Figura 4. Herramientas utilizadas en la cosecha del mango.

1.2 Mecanismo de vibrado

Los vibradores son máquinas de gran rendimiento, pudiendo recolectar de 30 a 60 árboles/h **(Ortiz-Cañavate, 1989)**. Su modo de operar consiste en provocar sacudidas violentas en el árbol que hacen que se desprendan los frutos. Mediante el empleo de vibradores la productividad de los operarios queda multiplicada por 5, 10, o por 25 veces **(Ortiz-Cañavate, 1989)**.



Dos inconvenientes observados en este tipo de mecanismos son:

- La falta de selectividad por madurez de los frutos. Depende de la vibración recibida, o la posición del fruto en el árbol.
- El daño causado a los frutos cosechados, solo pueden ser destinados a la industria de la transformación.

Los sistemas de vibrado, se clasifican en (Cuadro 2):

Cuadro 2. Sistemas de vibrado, clasificación.

Clasificación	Tipo	Componente/Accionamiento
Según el punto de unión:	Vibradores de ramas	
	Vibradores de troncos	
Según el sistema de generación de vibraciones:	Desplazamiento lineal	Con barra Con cable
	De inercia	Biela-manivela Masas excéntricas
	De impacto	Accionamiento hidráulico Accionamiento neumático

Fuente: Blanco, 2002

Los vibradores de inercia son el tipo más generalizado de uso. Deben estar totalmente aislados de la máquina que los soporta, de modo que ésta no reciba ninguna excitación de las fuerzas generadas en el vibrador.

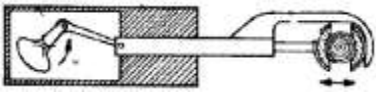
Los vibradores de tronco son más rápidos y fáciles de operar que los vibradores de ramas. No requieren una poda especial, mientras que los vibradores de ramas necesitan que haya pocas ramas principales (tres o cuatro) con facilidad de acceso para poderlas sujetar (**Ortiz-Cañavate, 1989**).



1.2.1 Mecanismos de inercia

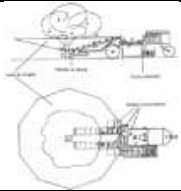
Los vibradores por biela-manivela (Cuadro 3), se aplican en ramas secundarias, de no más de cinco centímetros de diámetro (Gil, 2006).

Cuadro 3. Mecanismo biela-manivela y ejemplos de vibradores.

Mecanismo Biela-Manivela		Cosechadoras de café Dakimaq (ContinentalTrading, 2010)	
Vibradores de mochila para el albaricoque (Torregrosa, 2009)		Del tronco de café (Henao, 2000)	

Existen diversas máquinas utilizadas para la cosecha de frutales que funcionan bajo el principio de vibraciones multidireccionales (Cuadro 4):

Cuadro 4. Mecanismos de Vibración.

Vibradores de paraguas invertido: cítricos, nuez, etc. (Ortiz, 1989)		Vibradores de tronco: café	
Vibradores de tronco: durazno (cosechamecanizadedefrutas.cl, 2010)		Vibradores: Olivar (NOLI, 2010)	

Fridley (1983) concluye que al aumentar la frecuencia o la distancia entre el punto de agarre a la unión de las ramas, produce una mayor amplitud del movimiento en la zona de los frutos.

Los árboles con troncos y ramas erguidas tienen buena transmisión y por el contrario, los de ramas flexibles y colgantes transmiten menos vibración.



Vibrado orbital

La generación del movimiento es muy simple, una masa excéntrica m gira con velocidad angular constante w y la fuerza centrífuga es (**Ortiz-Cañavate, 1989**):

$$F = mrw^2 e^{iwt} \quad [1]$$

Parameswarakumar *et al.* (1991), citado por Blanco (2002) diseñan un vibrador inercial para la recogida de frutos de mango. Los datos muestran que la máxima recolección y mínimo daño se consiguen con desplazamientos de 76 a 102 mm y frecuencias de 13 a 11 Hz durante cuatro segundos.

En la figura 5 se muestran algunas características de vibración favorables para el desprendimiento de algunos frutales (Cuadro 5 y Fig. 5): Un árbol tipo 1 tiene una estructura y pedúnculo rígido, en cambio un árbol tipo 5 tiene una estructura menos rígida y un pedúnculo largo y flexible:

En a) para lograr un mejor desprendimiento se debe aplicar una frecuencia al tronco mayor que la amplitud y en b) pasa todo lo contrario, significa que el desprendimiento por ramas requiere una mayor amplitud y menor frecuencia de vibración.

Cuadro 5. Vibraciones en Frutales.

Especies	Tipo de árbol	Vibrador utilizado	Vibración aplicada	
			Frecuencia (Hz)	Amplitud (mm)
Albaricoques	1	Tronco/Ramas	15-30/10-20	12-8/40-25
Almendras	1	Ramas/Tronco	15-20/15-25	40-25/12-8
Cerezas	4	Ramas/Tronco	10-20/12-24	60-35/16-12
Ciruelas	2	Tronco/Ramas	15-25/10-20	14-10/40-25
Manzanas	2	Ramas/Tronco	10-20/15-25	40-35/12-8
Melocotones	3	Tronco	15-25	16-12
Nogal	3	Ramas/Tronco	7-16/15-20	50-30/14-10
Naranja	5	Ramas/Tronco	1.6-6/10-15	125-100/16-12
Olivo	5	Tronco/Ramas	25-35/20-35	30-15/75-50

Fuente: Ortiz-C, 1989.

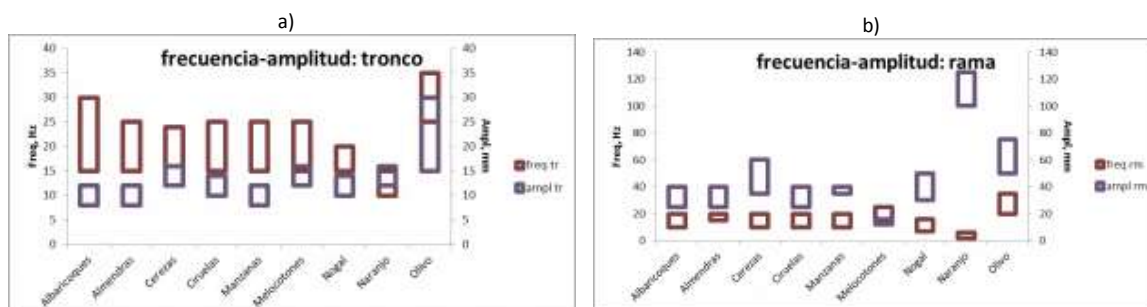


Figura 5. Comparación de las vibraciones aplicadas en frutales.

Vibrador orbital, conceptos teóricos.

Un vibrador simple con una masa, m , se muestra en la figura 6. Suponiendo que el eje de rotación (0, 0) se fija en el espacio y que la masa inercial del vibrador, m , gira con velocidad angular constante, w , en sentido antihorario. El ángulo de rotación es igual al producto del tiempo, t , y w . En cualquier tiempo t el centro de masa m está situado en el punto (x, y) donde:

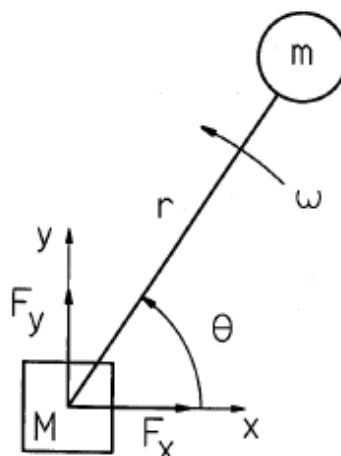


Figura 6. Vibrador inercial de masa rotatoria simple.

$$x = r \cos(\omega t)$$

[2]

$$y = r \sin(\omega t)$$

[3]

Donde:

- x, y . Desplazamientos, m;
- r .- Radio, m;
- t .- Tiempo, s;
- ω . Frecuencia angular, rad/s.



La fuerza centrífuga F creada por el movimiento circular de la masa, m , alrededor de $(0,0)$ puede ser resistido por las dos componentes de la fuerza:

$$F_x = m \frac{d^2x}{dt^2} = -m\omega^2 r \cos(\omega t) \quad [4]$$

$$F_y = m \frac{d^2y}{dt^2} = -m\omega^2 r \sin(\omega t) \quad [5]$$

Por la disposición de las dos levas en el árbol del vibrador se tiene $2F_y$.

Vibrado Multidireccional

El movimiento de una o varias masas dentro de una carcasa de un vibrador origina fuerzas, son las que hacen vibrar el árbol. Se consideran dos tipos de vibradores de inercia de masas excéntricas (**Ortiz-Cañavate, 1989**):

- Vibrador orbital. Con una sola masa excéntrica giratoria (Fig. 6).
- Vibrador de dos masas independientes en su giro.

Vibrador de dos masas independientes.

Tanto la dirección como el patrón de vibrado se pueden controlar agregando una segunda masa como se muestra en la figura 7. También se asume que la masa de la base M , es muy grande de tal manera que la resultante del movimiento “pequeño” de M , no invalide los cálculos de las sumatorias de las fuerzas inerciales de F_x y F_y . Usando los resultados del vibrador de simple masa, para la figura 7 se tiene [6] y [7]:

$$\sum F_x = M \frac{d^2x}{dt^2} = -m_1\omega_1^2 r_1 \cos(\omega_1 t) - m_2\omega_2^2 r_2 \cos(\theta - \omega_2 t) \quad [6]$$

$$\sum F_y = M \frac{d^2y}{dt^2} = -m_1\omega_1^2 r_1 \sin(\omega_1 t) - m_2\omega_2^2 r_2 \sin(\theta - \omega_2 t) \quad [7]$$

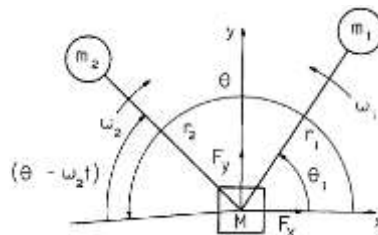


Figura 7. Vibrador inercial de doble masa en movimiento.



En el caso simétrico, $\omega_1=\omega_2=\omega$, $m_1=m_2=m$, $r_1=r_2=r$, y $\theta=\pi$, se tiene:

$$\sum F_x = 0 \quad [8]$$

y

$$F_y = -2m\omega^2 r \sin(\omega t) \quad [9]$$

Bajo estos supuestos, la fuerza del vibrador está balanceada en la dirección de x , con una fuerza de excitación sinusoidal pura en la dirección de y .

Si la fuerza en la dirección de y [9] es dividida por la masa, m , e integrado dos veces con límites de integración indefinidos, entonces la ecuación del desplazamiento en la dirección de y está dada por:

$$y = \left(\frac{2mr}{M}\right) \sin(\omega t) \quad [10]$$

Las ecuaciones [8] y [9] pueden someterse a una integración doble indefinida para obtener las ecuaciones generales del desplazamiento para los centros de masa M que se asume como centro de rotación de las masas m_1 y m_2 . Estas ecuaciones generales del desplazamiento son [11] y [12]:

$$x(t) = \left(\frac{m_1}{M}\right) r_1 \cos(\omega_1 t) + \left(\frac{m_2}{M}\right) r_2 \cos(\theta - \omega_2 t) \quad [11]$$

$$y(t) = \left(\frac{m_1}{M}\right) r_1 \sin(\omega_1 t) + \left(\frac{m_2}{M}\right) r_2 \sin(\theta - \omega_2 t) \quad [12]$$



1.3 Análisis de equilibrio de la estructura

1.3.1 Las leyes de Newton

Para el análisis de equilibrio de estructura se aplican las leyes de Newton. De acuerdo con la ley de inercia (**Vásquez, 2010**), todo cuerpo permanece en su estado de reposo o movimiento uniforme a menos que sobre él actúe una fuerza externa. Así, la fuerza es igual a la masa por la aceleración producida en el cuerpo:

$$\vec{F} = m\vec{a} \quad [13]$$

Donde:

F. Fuerza, N;

m. Masa, kg y

a. Cantidad de movimiento, o aceleración, 9.81 m/s².

La ley de acción-reacción afirma que por cada acción hay una reacción igual y de signo opuesto. Si un cuerpo *A* ejerce una fuerza sobre un cuerpo *B*, entonces *B* ejerce sobre *A* una fuerza de igual magnitud y dirección opuesta:

$$F_A + F_B = 0 \quad [14]$$

1.3.2 Equilibrio de un cuerpo rígido

Al tratar la rotación del cuerpo, el análisis se simplifica si se considera como un objeto rígido y se debe tener en cuenta las dimensiones del cuerpo (**Inzunza, 2002**).

Así, si la resultante tanto de las fuerzas como los torques que actúan sobre el cuerpo rígido es cero, este no tendrá aceleración lineal ni angular, y si está en reposo, estará en equilibrio estático. La rama de la mecánica que estudia el equilibrio estático de los cuerpos se llama estática. El equilibrio se define como el estado en que un cuerpo se mantiene en reposo relativo, o en movimiento con velocidad constante.



Para que un cuerpo rígido este en equilibrio estático se deben cumplir dos requisitos simultáneamente, llamados condiciones de equilibrio. La primera condición de equilibrio es la Primera Ley de Newton, que garantiza el equilibrio de traslación. La segunda condición de equilibrio, corresponde al equilibrio de rotación **(Inzunza, 2002)**.

Para que un cuerpo se encuentre en equilibrio estático es necesario que las fuerzas y momentos externos se encuentren balanceados de tal manera que no puedan impartir traslación ni rotación **(Vázquez, 2010)**:

$$\sum \vec{F} = 0 \quad \sum \vec{M}_0 = \sum (\vec{r} \times \vec{F}) = 0 \quad [15]$$

Momento de fuerza (momento de torsión, torque)

Un cuerpo se encuentra en equilibrio si la suma de los torques que actúan sobre él es cero, se interpreta como la cancelación de los torques que intentan producir un giro determinado sobre un cuerpo:

$$\sum \tau = 0 \quad [16]$$

Su valor se calcula conociendo la distancia relativa al brazo de palanca d .

El torque es positivo si el giro es antihorario y negativo si es horario.

Para calcular el torque debido al peso, se puede considerar como si todo el peso estuviera concentrado en un solo punto, llamado centro de gravedad.

El centro de gravedad es la posición donde se puede considerar actuando la fuerza de gravedad neta, es el punto ubicado en la posición promedio donde se concentra el peso total del cuerpo.



Cuando se estudia el movimiento de un cuerpo rígido se puede considerar la fuerza neta aplicada en el centro de masa y analizar el movimiento del centro de masa como si fuera una partícula. Cuando la fuerza es el peso, entonces se considera aplicado en el centro de gravedad **(Inzunza, 2002)**.

1.3.3 Rotación de un cuerpo rígido en torno a un eje fijo

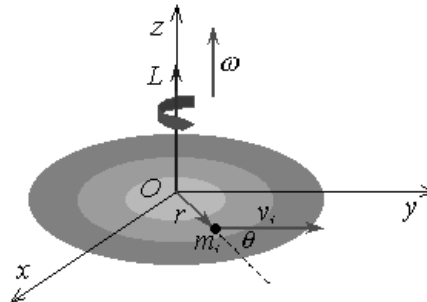


Figura 8. Momento angular para una partícula, L.

Para todo cuerpo rígido (Fig. 8), la componente z del momento angular total es la suma de L_i de cada partícula del cuerpo rígido **(Inzunza, 2002)**:

$$L_z = \sum m_i r_i^2 \omega \Rightarrow L_z = I\omega \quad [17]$$

Donde:

I. Momento de inercia del cuerpo rígido alrededor del eje.

El momento de inercia es una medida de la resistencia de un objeto a cambiar su movimiento rotacional.

$L=I\omega$ es el análogo rotacional del momento lineal $p=mv$.

El torque neto sobre un cuerpo que gira en torno a un eje fijo es igual al momento de inercia por la aceleración angular **(Inzunza, 2002)**.

$$\sum \tau = I\alpha \quad [18]$$



2 MATERIALES Y MÉTODOS

El trabajo se realizó en dos fases a partir de septiembre de 2009 hasta julio de 2011 en las instalaciones del posgrado en Ingeniería Agrícola y uso Integral del Agua (IAUIA), y en el Departamento de Ingeniería Mecánica Agrícola (DIMA), ambos de la Universidad Autónoma Chapingo (UACH).

Para elaborar el prototipo se llevó a cabo la revisión de literatura correspondiente a diferentes principios y modelos de vibración mecánica, así como el diseño conceptual del dispositivo, donde se realizaron las especificaciones correspondientes que mencionan las características del prototipo tales como sus dimensiones y funcionamiento. El diseño y planos del mecanismo se generaron en el Programa SolidWorks® Office Premium 2008.

Se utilizaron los materiales siguientes:

- Fuentes bibliográficas relacionadas con la cosecha mecanizada de frutales y los principios de vibración mecánica
- 1 Motor eléctrico (fuente de potencia)
- Actuadores (cilindros neumáticos y válvulas)
- 1 Compresor de aire (para generar el fluido)
- 1 banco de prueba para medir la frecuencia en vibraciones mecánicas.

2.1 Determinación de la productividad requerida

2.1.1 Estudio de tiempos y movimientos

Detalla la distribución del uso del tiempo en las diversas tareas que comprenden un determinado esquema de trabajo, incluyendo también el estudio del tiempo consumido por otros eventos ajenos en principio al objetivo como retrasos, pausas, incidentes, entre otros (**Tolosana et al.,2000**).



El tiempo de ciclo de cosecha de un árbol se calcula mediante:

$$T_C = T_{elev} + [(T_{rama})n + T_{crr}(n - 1)]m + (T_{desp\ p})(m - 1) + T_{desc} + T_{desp} \quad [19]$$

Donde:

T_C . Tiempo de ciclo, min;

T_{elev} . Tiempo de elevación de la pluma a la rama del árbol, min;

T_{rama} . Tiempo de la cosecha de una rama, min;

n . Cantidad de ramas cosechadas en una posición;

T_{crr} . Tiempo de cambio de la posición de rama a rama, min; y

m . cantidad de posiciones alrededor de un árbol

$T_{desp\ p}$. Tiempo de cambio de la posición alrededor de un árbol, min;

T_{desc} . Tiempo de descenso de la pluma para cambiar a otro árbol y

T_{desp} . Tiempo de desplazamiento de la máquina a otro árbol, min.

2.1.2 Rendimiento de la máquina

$$R = 60 \frac{Q}{T_C} \quad [20]$$

Donde:

R . Rendimiento de la máquina, kg/h y

Q . Masa de fruto cosechado, kg.



2.2 Propiedades físico-mecánicas del mango

Para coleccionar de forma mecánica los productos agrícolas es importante conocer las propiedades físico-mecánicas del sistema fruto-pedúnculo en el cultivo de interés. En este caso, las mediciones se realizaron de manera convencional y con la ayuda de la Máquina universal Instron.

Las principales propiedades del objeto de estudio fueron:

- Dimensiones fruto-pedúnculo del mango
- Propiedades Inerciales del fruto (masa, densidad, momento de inercia)
- Propiedades elásticas del pedúnculo (módulo de Young, modulo cortante, coeficiente de Poisson).

Las muestras de estudio fueron tomadas de frutos y pedúnculos del mango Ataulfo (*Mangifera indica*), cultivado en Tuxtla Gutiérrez, Chiapas.

Las características dimensionales de los frutos se determinaron utilizando instrumentos de medición convencionales. La longitud y diámetro de los pedúnculos se determinaron mediante un vernier con precisión de 0.1 mm. Se pesó un grupo de 42 frutos con una báscula de 0.005 kg de precisión.

El módulo de Young se obtuvo de los datos de la prueba, mediante [21]:

$$E = \frac{PL^3}{3YI} (1 - k) \left(\frac{2K}{3} - \frac{k^2}{3} \right)^{\frac{3}{2}} \quad [21]$$

Donde:

- E . Módulo de Young, Nm^{-2} ;
- P . Carga aplicada, N ;
- L . Longitud entre los apoyos, m y
- Y . Deformación producida, m .

$$I = \frac{\pi d^4}{64} \quad [22]$$

Donde:

- I . Momento de segundo orden de la sección del pedúnculo, m^4 .



$$k = \frac{A}{L} \quad [23]$$

Los pedúnculos fueron sometidos a una carga determinada, midiéndose así la deformación correspondiente en su diámetro (Fig. 9). Las muestras de los pedúnculos se midieron con el vernier de 0.1 mm de precisión.

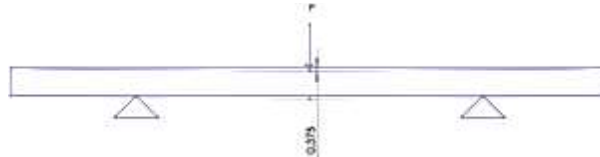


Figura 9. Colocación de los pedúnculos para determinar el Módulo de Young.

El coeficiente de Poisson se determinó de manera similar al módulo de Young, se utilizaron los datos de la prueba realizada en la Máquina universal Instron, las cargas aplicadas fueron traccionales en dirección longitudinal al pedúnculo del fruto, midiéndose las deformaciones longitudinales y transversales del mismo (Fig. 10). Con los datos obtenidos, se determinó el coeficiente de Poisson mediante la expresión:

$$\mu = -\frac{\varepsilon_y}{\varepsilon_x} = -\frac{\frac{\Delta Y}{Y}}{\frac{\Delta X}{X}} \quad [24]$$

Donde:

ε_x , ε_y : Deformaciones longitudinales los ejes x , y , respecto a la dirección de tracción.

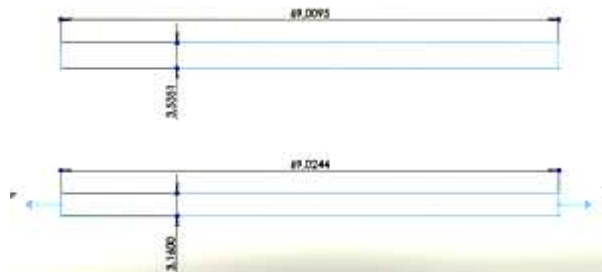


Figura 10. Colocación de los pedúnculos para determinar el coeficiente de Poisson.

Una vez conocidos el módulo de Young y el coeficiente de Poisson, se determinó el modulo cortante (G , Nm^{-2}) con la expresión siguiente:

$$G = \frac{E}{2(1+\mu)} \quad [25]$$



2.3 Diseño

2.3.1 Conceptual

Para la elaboración técnica del dispositivo se utilizó el procedimiento para el diseño conceptual, que incluye una revisión de los mecanismos de cosecha por vibración existentes, y la elaboración en papel de la primera propuesta del prototipo de interés.

De esta manera se utilizó una combinación de los métodos de diseño establecidos: convencionales, intuitivos y digresivos.

- Del método convencional se efectuó una revisión bibliográfica de los mecanismos cosechadores existentes.
- Con el método intuitivo se reforzó la información buscando diferentes puntos de vista respecto al tema de investigación, principalmente por el asesor del proyecto.
- El método digresivo se utilizó para elegir las soluciones del diseño (normas, catálogos, manuales).

De tal forma se obtuvieron las especificaciones principales de la máquina, de acuerdo a la formulación del problema de interés. Para esto se compararon dos criterios de solución para construir la máquina, analizados en base a una carta de evaluación y un árbol de objetivos. Así fue como se definieron los requerimientos obligatorios y deseables del mecanismo.

2.3.2 Detalle

Se determinaron algunos parámetros del mecanismo como: la potencia y fuerza de diseño en sus componentes, el dimensionado y la descripción de la construcción, así como el estudio de costos de mano de obra y manufactura.



2.3.2.1 Mecanismo de vibrado, fuerza de excitación y potencia del motor

El par o momento se obtiene al determinar las reacciones en los apoyos de los rodamientos (Fig.11), a continuación se determina la fuerza de fricción.

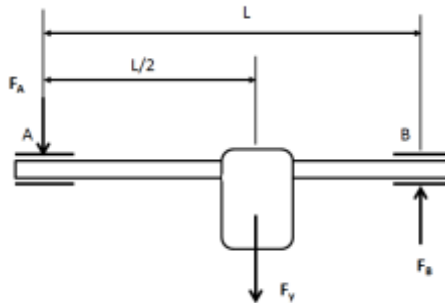


Figura 11. Diagrama de cuerpo libre del mecanismo de vibrado.

$$F_A = F_B = \frac{F_y}{2} \quad [26]$$

La fuerza de fricción en los apoyos es:

$$F_r = 2\mu F_B \quad [27]$$

Donde:

μ . Coeficiente de fricción cinético, acero con acero lubricado ($\mu = 0.04$), adim.

El momento torsor que debe vencer el mecanismo de vibrado es:

$$M = F_r R \quad [28]$$

Donde:

R . Radio del árbol motriz, m.

La velocidad angular de rotación (rad/s) se calcula con:

$$\omega = \frac{\pi n}{30} \quad [29]$$

Donde:

n . Velocidad de Rotación del excéntrico, rev/min.

La potencia consumida es:

$$P = \frac{M\omega}{1000\eta} \quad [30]$$

Donde:

P . Potencia del motor, kW;

η . Eficiencia mecánica, adim, (0.7-0.85).



2.3.2.2 Dimensionado de la pluma

El análisis para seleccionar el perfil será por rigidez, así, para el cálculo de diseño por esfuerzo permisible se deberá cumplir la siguiente condición:

$$\sigma_{max} = \frac{M_A}{W} \leq \sigma_{permisible} = \frac{S_u}{F_s} \quad [31]$$

Donde:

- F . Fuerza normal máxima a tensión o compresión
- A . Área de la sección tensionada o comprimida
- S_u . Resistencia de fluencia
- F_s . Factor de seguridad
- M_A . Momento flector máximo
- W . Módulo resistente de la sección, cm^3 .

2.3.2.3 Sistema de izaje

Con la ayuda del programa SolidWorks® 2011 se realizaron los dibujos técnicos para los componentes del sistema, como: el remolque donde se colocó el equipo (Fig. 39), la torre y el cuerpo de vibración para las ramas.

Hay dos consideraciones en el diseño de los mecanismos de izaje. Lo primero es que la pluma debe levantar una carga de un peso especificado y una altura dada, y el segundo es que la pluma debe seguir siendo estable y no derribarse cuando la carga se levanta y se mueve a otra localización.

Aplicando la teoría de las leyes de Newton y las condiciones de equilibrio de un cuerpo rígido, se obtuvo el análisis estático de la estructura diseñada.

De esta forma, se siguió el procedimiento para dibujar el Diagrama de Cuerpo Libre (DCL) de un cuerpo rígido (Fig. 12) (Vázquez, 2010):

1. El primer paso en el análisis de equilibrio estático de un cuerpo es identificar todas las fuerzas que actúan sobre el cuerpo (DCL).
2. Seleccionar el sólido separándolo de su base de apoyo y se desliga de cualquier otro cuerpo. A continuación se croquiza el contorno.



3. Indicar el punto de aplicación, magnitud y dirección de las fuerzas externas, incluyendo el peso.
4. Las fuerzas externas desconocidas consisten normalmente en reacciones. Las que se ejercen en los puntos en que el sólido está apoyado o unido a otros cuerpos.
5. El DCL debe incluir también dimensiones, las que permiten calcular momentos de fuerzas.

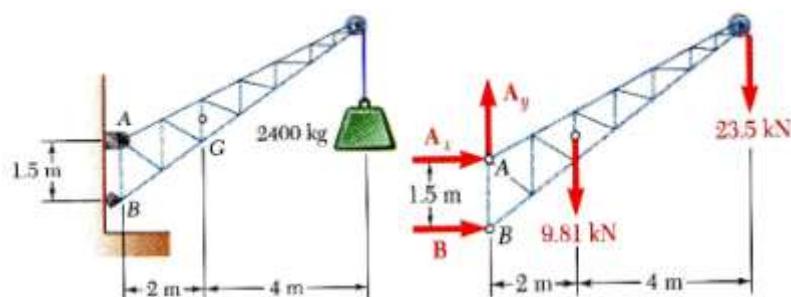


Figura 12. Diagrama de cuerpo libre.

Con estos datos se determinó la masa del contrapeso de la pluma para equilibrar la estructura del mecanismo.

Se determinaron los diversos parámetros del recorrido del mecanismo, basados en la teoría del movimiento circular de un móvil, tales como su posición, velocidad y aceleración en un determinado periodo de tiempo.

Para el diseño de los elementos de la pluma, se empleó la relación de las siguientes normas (Cuadro 6) y sus procedimientos de evaluación:

Cuadro 6. Relaciones entre las norma FEM y UNE.

58-112/1-91	Grúas y aparatos de elevación. Clasificación. Parte 1: general.
EN 13000:2010	Grúas móviles.
UNE 58-119-94	Grúas móviles. Determinación de la estabilidad.

Con esto se obtuvieron diferentes parámetros indicativos tales como: la vida útil del mecanismo, su estado de carga, las solicitaciones principales del aparato en servicio y con condiciones de viento, así como el cálculo de la estabilidad del mecanismo contra posibles volcaduras.



2.3.2.4 Sistema de transmisión

El motor de movimiento se seleccionará a partir de la necesidad de mover la pluma con los mecanismos de sujeción, vibración y la fuerza de fricción al extender-contrair la pluma.

$$P = Fv_{pluma} \quad [32]$$

Donde:

F . Carga a mover, N;

V_{pluma} . Velocidad de la pluma, m/s.

Se diseñó la cadena del prototipo en base a diferentes parámetros como la longitud de la cadena, la carga admisible, el tipo de lubricación y el número de dientes de las catarinas.

El tipo de transmisión a utilizar para el mecanismo fue mediante cadena de rodillos. Se utilizó una cadena ANSI 50-1X10FT (Cuadro 7).

Cuadro 7. Cadena ANSI sencilla (Dimensiones).



CADENA NUMERO	DIMENSIONES							LIMITE DE ROTURA lbs	PESO lbs/pie 30.5 cm
	PASO P pulg mm	LARGO RODILLO W	DIAMETRO RODILLO D	DIÁMETRO PASADOR C	GRUESO CHAPETA F	ANCHO CHAPETA H	M		
50	5/8" 15.87	0.375	0.400	0.200	0.080	0.584	0.460	6.100	0.69

Fuente: ANSI.

La resistencia de la cadena en función de la velocidad de rotación del piñón se determinó por el Cuadro 8, muestra la velocidad permisible para el paso de cadena utilizado, en este caso la cadena soporta hasta 1000 rev/min.

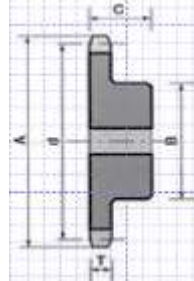
Cuadro 8. Paso de cadena 50 en función de la frecuencia de rotación de la rueda menor.

Frecuencia de rotación de la rueda menor (rev/min)	Paso recomendado de cadena (mm)	Paso máximo de cadena recomendado (mm)
1000	15.875	31.75



Para accionar la cadena, se utilizaron tres piñones, uno de 16 dientes (50B16) y dos de 12 (50B12). Sus características se muestran en el cuadro 9:

Cuadro 9. Ruedas para cadenas de transmisión (paso 5/8").



Paso de cadena	T	N	M2	M3	T1
ASA-50 (5/8")	8.4	9.7	26.5	44.6	8.7

PASO 5/8"		ASA 50	Rodillo 10.16 mm					
		BS	Diámetro Cubo (B)			Largo Total (C)		
Dientes	Diámetro Primitivo (d)	Diámetro Exterior (A)	S	D	T	S	D	T
12	61.30	68.80	45	45	45	30	42	60
16	81.40	89.30	65	65	65	30	42	60

Fuente: DIN-8187. Donde: S, T, D (Simple, Doble y Triple hilera).

Los piñones se colocaron de forma oblicua, evitando que la posición de la cadena no se acercara a la vertical, además, se colocó una catarina a media distancia entre los dos piñones extremos para evitar un tramo flojo de cadena.

La literatura no permite utilizar piñones menores a 17 dientes, solo en el caso que los valores de potencia y frecuencia de rotación sean mínimos, como en éste caso, donde el accionamiento será manual.

Debido a que no se manejan grandes velocidades de rotación, El tipo de lubricación será manual, cuando se requiera. Para condiciones de trabajo con una temperatura promedio entre 5 y 25 °C se recomienda utilizar aceite SAE 30, procurando que se encuentre libre de abrasivos, suciedades y humedad.



2.3.2.5 Mecanismo de sujeción

De acuerdo con la revisión de literatura se recomienda el empleo de un cilindro neumático que desarrolle la fuerza necesaria para sujetar la rama.

2.3.2.6 Sistema neumático

El sistema neumático consta de un compresor, de dos cilindros, uno para sujetar la rama y otro para levantar la pluma; así como dos válvulas de control y de las mangueras.

2.3.2.6.1 Cilindro de sujeción

Se selecciona de con la fuerza (f_{cil}) del vibrador mediante la fórmula:

$$f_{cil} = mr\omega^2 \quad [33]$$

Donde:

- m. Masa del excéntrico, kg;
- r. Radio del centro de la masa del excéntrico, m;
- ω . Velocidad angular, rad/s.
- n. Número de excéntricas

Después se seleccionan un compresor con motor eléctrico para una presión establecida (p_{trb}) y suministro de cierta cantidad de aire ($\dot{m}$) determinada de los ciclos de trabajo. Finalmente se calcula el diámetro del cilindro con:

$$D = \sqrt{\frac{4f_{cil}}{\pi p_{trb}}} \quad [34]$$

De acuerdo con diámetro calculado se seleccionará un cilindro comercial.

2.3.2.6.2 Cilindro de levante

Para el levante se usa otro cilindro neumático que se selecciona de acuerdo con la fuerza a desarrollar para levantar la pluma de la masa (m_{plum})

$$F_{plum} = m_{plum}g \quad [35]$$



Para seleccionar el cilindro comercial, su diámetro se calcula por [36]:

$$D = \sqrt{\frac{4F_{plum}}{\pi p_{trb}}} \quad [36]$$

2.3.2.6.3 Diámetro de las mangueras

Para esto se tomó en cuenta el caudal suministrado, la longitud del sistema y las pérdidas de presión en la red.

2.3.2.6.4 Pérdidas de presión

Es una pérdida de energía originada en el aire comprimido ante los obstáculos que presenta en su recorrido hacia los puntos de utilización. No debe exceder del 3% de la presión máxima del depósito. Se origina en: los tramos rectos, por el rozamiento del aire comprimido contra las paredes del cilindro; y en los accesorios, originada en curvas, conexiones T, válvulas, etc.

La caída de presión en la red se expresa mediante:

$$\Delta p = \frac{\beta}{RT} \left(\frac{v^2}{D} \right) L_p \quad [37]$$

Donde:

Δp . Caída de presión, bar;

P . Presión, bar;

R . Ctte, para aire=29.27;

T . Temperatura absoluta= (t+273); siendo t. temperatura del aire al interior de la tubería: temperatura ambiental;

D . Diámetro del conducto, mm;

L . longitud de la tubería, m;

v . velocidad del aire, m/s;

β . Grado de resistencia, que es función del caudal másico.

La determinación del diámetro de la tubería se hizo mediante el nomograma mostrado en la figura 13, tomado del manual de neumática de FMA Pokorny, Francfort. Los valores requeridos en este nomograma son: el caudal, l/min, la presión de servicio y la pérdida de presión, kgf/cm².

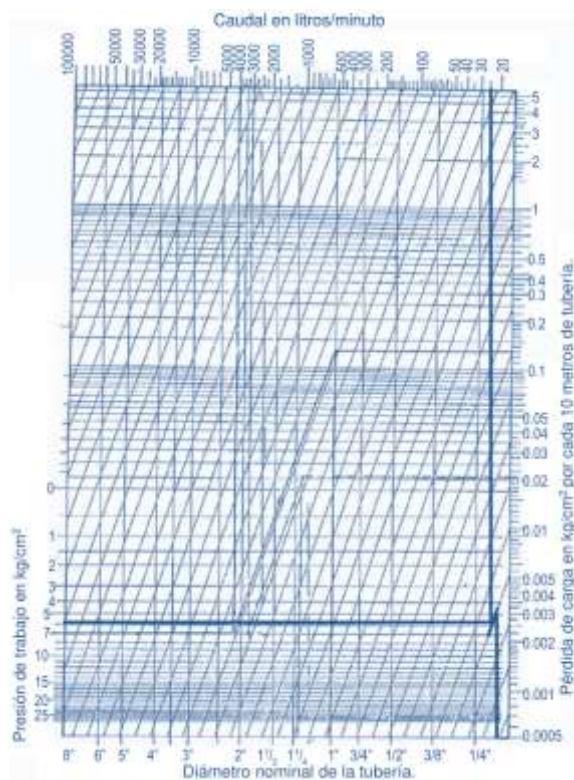


Figura 13. Nomograma de selección del diámetro de tubería



2.4 Construcción del prototipo

Para construir el prototipo se llevarán a cabo en los talleres del DIMA las tareas de corte, torno, soldadura, etc. Primero se construirá la plataforma tipo remolque donde irá colocado el mecanismo. Para esto se adquirirán y colocarán diversos materiales como PTR 3x2", lamina antiderrapante, la barra de tiro, los neumáticos y algunos componentes del eje, etcétera. De igual manera se construirá un brazo tipo pluma y su base para cumplir con la función principal de diseño. Por último se construirá una tenaza neumática para sujetar la rama en el árbol y realizar el trabajo de corte.

2.4.1 Ruta de trabajo

Se determinó la secuencia para los diferentes procesos de manufactura y ensamble, así como los tiempos necesarios para su ejecución en función del recurso disponible.

2.4.2 Proceso de manufactura

Una vez que se concluye con la fase del diseño conceptual y de detalle, se construye el prototipo de acuerdo a las especificaciones de los planos de fabricación. Es importante determinar el proceso de manufactura a utilizar y el orden en el cual se van a realizar las diferentes operaciones en función de la maquinaria y equipo disponible en el taller.

2.4.3 Hojas de proceso de producción

Son de gran utilidad para la correcta planificación del trabajo a realizar en un taller. Para cada pieza o componente se necesita una hoja de proceso, donde se reúnen los datos para controlar el paso de la pieza por el taller. Los datos que incluye una hoja de proceso son los siguientes:



1. Número de hoja y otros datos que se consideren importantes.
2. Símbolos e identificación de la pieza.
3. Datos de fabricación:
 - a) Lista de operaciones que hay que realizar en la pieza.
 - b) Máquina que deberá emplearse para cada operación.
 - c) Orden de sucesión fijo de las operaciones, si hay que seguir alguno.
4. Tiempo en que deberá terminarse el trabajo.

En el cuadro 10 se muestra el formato que se utilizará para la construcción de cada una de las piezas, que constituyen el prototipo, se excluyen las piezas comerciales.

Cuadro 10. Formato para presentar las hojas de proceso de producción.

Nombre de la pieza: _____ No. de plano: _____ Material: _____					
OPERACIÓN/ PRÓCESO	DESCRIPCIÓN	HERRAMIENTAS NECESARIAS	INSTRUMENTOS	TIEMPO EMPLEADO	COSTO
					...

2.4.4 Fabricación de los elementos

Para facilitar la fabricación de cada una de las piezas, se seguirá lo estipulado en las hojas de procesos de producción, auxiliándose con los planos de fabricación.

Cada uno de los diferentes elementos se fabrica considerando medidas estándares determinadas en el diseño de detalle.

En la construcción del prototipo se usan elementos comerciales como son: tornillos, catarinas, cadenas, chumaceras, bandas, poleas, reductor de velocidad y motores eléctricos.



2.4.5 Ensamble del prototipo

Una vez fabricadas las piezas y que se hayan adquirido los elementos comerciales se procede a ensamblarlas por sistemas como a continuación se mencionan:

- a) Chasis o plataforma.
- b) Sistema de vibrado.
- c) Sistema de sujeción de la rama.
- d) Estructura



2.5 Prueba de taller

2.5.1 Definición de prueba y evaluación

El término “prueba” se refiere al análisis del comportamiento de una máquina comparándola con normas o valores definidos bajo condiciones ideales, con el propósito de obtener información confiable y repetible de la misma (**Iglesias et al., 1999**).

Los procedimientos de pruebas no abarcan aquellas mediciones y características que estén influenciadas por las condiciones cambiantes del medio, pues de lo contrario no serían repetibles.

El término “evaluación” involucra el análisis del comportamiento de una máquina bajo condiciones agrícolas reales. El propósito es obtener información de la misma bajo las condiciones del medio para el cual fue diseñada y que varía continuamente (**Iglesias et al., 1999**).

De todo lo anterior se concluye que la prueba y la evaluación son dos aspectos no excluyentes, sino complementarios y que ambos posibilitan obtener un criterio integral sobre el medio que se analiza para determinadas condiciones de trabajo.

Independientemente de las diferencias que existan entre ambas definiciones, es una práctica habitual utilizar el término “prueba” para referirse a ambas. En el presente trabajo también se adopta éste criterio, excepto en aquellos casos donde se desee emplear el término “evaluación” para precisar algún aspecto relativo sólo a esa parte.



Durante el proceso de creación de nuevas máquinas se contemplan tres etapas fundamentales: etapa de diseño, etapa de construcción del prototipo y etapa de fabricación en serie.

En la etapa de diseño, se precisa justificar la innovación propuesta. El proceso involucra la verificación y definición de su necesidad o requerimiento en términos técnicos, sociales y económicos.

La etapa de construcción contempla pruebas prácticas de prototipos y sus componentes, mecanismos y procesos, bajo condiciones de laboratorio y de campo. El objetivo es determinar si el prototipo funciona como se esperaba de una forma efectiva, económica y segura. Casi siempre este proceso concluye con modificaciones, las cuales a su vez tienen que ser evaluadas.

En la etapa de fabricación en serie las pruebas y evaluaciones tienen por finalidad medir la calidad del producto, su durabilidad y eficiencia; permiten hacer comparaciones entre distintos modelos o marcas. Se pueden incluir encuestas considerando la experiencia de los usuarios, los cuales brindan información sobre la confiabilidad y las fallas más comunes.

Muchas veces, las pruebas de fábrica se llevan a cabo en bancos y laboratorios especializados que permiten obtener grandes volúmenes de información en tiempos reducidos. Tanto en estos casos, como durante las evaluaciones en condiciones reales, se permiten aplicar metodologías especiales y hacer muestreos experimentales que posibiliten detectar los defectos y fallas en el funcionamiento de las máquinas, las que pueden ser solucionadas modificando o cambiando el diseño de piezas y mecanismos, durante el mismo proceso de pruebas.



2.5.2 Prueba sin carga del prototipo (en vacío)

Se refiere a poner en funcionamiento la máquina durante periodos de tiempo determinados sin material de trabajo. La finalidad de esta prueba es verificar el funcionamiento de las partes en movimiento, y realizar las regulaciones necesarias.

Antes de realizar la prueba verificar lo siguiente:

- a) Verificar que los elementos de sujeción, tales como tornillos, opresores, etc. estén apretados correctamente.
- b) Verificar que las chumaceras estén bien sujetadas al chasis y debidamente engrasadas.
- c) Checar que las poleas y catarinas de los mecanismos en movimiento estén bien alineadas.
- d) Comprobar que la tensión de la banda de transmisión sea la adecuada.
- e) Cerciorarse que no existan objetos extraños que pudieran dañar las partes en movimiento y/o provocar un accidente.

Durante el funcionamiento se debe observar que todos los componentes trabajen adecuadamente y reparar inmediatamente las averías que surjan.

2.5.3 Prueba con carga

Durante esta etapa se evalúa el desempeño de la máquina, interactuando sobre las ramas del árbol y los frutos de mango. Se comprueba si la máquina cumple con el objetivo de desprender el fruto sin provocarle demasiado daño mecánico.

Durante esta etapa se reparan las averías más comunes y se mejoran los procesos de construcción, hasta que las pruebas resulten satisfactorias y entonces pasar a la etapa de la evaluación.



2.6 Análisis de costos del prototipo

Una de las etapas del diseño de máquinas, es el análisis económico en el que se determina la factibilidad económica de la propuesta de solución comparando los ingresos con respecto a los egresos. En el caso de que la propuesta técnica no sea factible económicamente debe de buscarse otra propuesta de solución que garantice dicho criterio.

El costo del prototipo depende de las inversiones o gastos que se generan en cuanto al consumo de materia prima, uso de máquinas herramientas, mano de obra y otros gastos generales.

Para realizar una estimación completa del costo de fabricación del prototipo deben tomarse en cuenta los siguientes costos:

1. Materiales para construcción. Es el costo de los materiales empleados en la fabricación del prototipo considerando el pago del 16% de IVA.
2. Mano de obra. Se calcula considerando el 50 al 100 % del costo de materiales.
3. Uso de instalaciones. Se utilizará un 20 % del costo de materiales.
4. Consumo de energía eléctrica. Considerando el uso de máquinas herramientas en un 100 % se estima que el consumo de energía sea de \$ 50.00 diarios.

2.6.1 Costo horario del prototipo

Para la elaboración de la metodología del costo horario se tomaron trabajos desarrollados por diferentes autores **(Aburto, 1990; Peurifoy y Oberlender, 1992; Blank y Tarquin, 1992).**

2.6.1.1 Costo fijo

Los costos fijos se refieren a los costos que se tienen desde que se compra la máquina, independientemente del grado de utilización al que esté sometida ésta. Los costos fijos principalmente son:



1. Depreciación. Es la pérdida del valor original de la maquinaria, como consecuencia de su uso durante el tiempo de su vida económica. Existen muchas formas para valorar este concepto, pero la más comúnmente empleada en México es la depreciación lineal. Se representa por la siguiente expresión:

$$D = \frac{V_a - V_r}{nH_a} \quad [38]$$

Donde:

- V_a . Valor de adquisición, \$;
- V_r . Valor de rescate, \$; entre (0.1- 0.2) V_a ;
- H_a . Horas anuales de uso, h/ año;
- n . Número de años de vida útil, años.

2. Inversión. Es el cargo equivalente a los intereses correspondientes al capital invertido en maquinaria. Está representado por la ecuación:

$$I = \frac{i(V_a + V_r)}{2H_a} \quad [39]$$

Donde:

- i . Tasa de interés anual; 20 %.

3. Seguros. El necesario para cubrir los riesgos a que está sometida la maquinaria durante su vida y por los accidentes que sufra. Se representa por la siguiente expresión:

$$S = \frac{s(V_a + V_r)}{2H_a} \quad [40]$$

Donde:

- s . Prima anual promedio de seguros; habitualmente se considera de 1 a 2 %.

4. Almacenaje. Dependerá del tamaño de la máquina y de las condiciones de protección que requiera. Está representada por:

$$A = kD \quad [41]$$

Donde:

- k . Factor de almacenaje, adim; se considera 0.01.

El costo fijo es:

$$CF = D + I + S + A \quad [42]$$



2.6.1.2 Costos de consumo

Dependen del grado de uso de la maquinaria. Entre ellos se encuentran:

1. Consumo de energía eléctrica. Derivado de las erogaciones por los consumos de energía eléctrica y representa el costo que tenga la energía consumida en la unidad de tiempo considerada. Está representado por:

$$E_c = 0.653N_nP_e \quad [43]$$

Donde:

N_n . Potencia nominal del motor, HP;

P_e . Precio de la unidad de energía eléctrica suministrada, \$/kW.h; \$ 0.733/ kW.h.
Según C.F.E.

2. Mantenimiento y reparación. Son los originados por todas las erogaciones necesarias para conservar la maquinaria en buenas condiciones a efecto de que trabaje con rendimiento normal durante su vida económica. Este cargo se calcula de la siguiente manera:

$$M = QD \quad [44]$$

Donde:

Q . Factor de mantenimiento, adim; se considera de 0.40 – 1.0;

D . Depreciación de la máquina, \$/h.

El costo de consumo es:

$$CC = E_c + M \quad [45]$$

2.6.1.3 Costo de operación

Se deriva de las erogaciones que se hacen por concepto del pago de salarios del personal encargado de la operación de la máquina, por hora efectiva de la misma. Este cargo está representado por:

$$O = \sum_{i=1}^n \frac{SB(FSR)}{H} \quad [46]$$

Donde:

SB . Salario base, \$;

FSR . Factor de salario real, adim y

H . Horas efectivas de trabajo, h.



En este caso se necesitan dos personas para operar la máquina con un salario base de \$100.00 con prestaciones de acuerdo a la ley federal del trabajo, por lo que se considera un factor de salario real de 1.2.

El costo horario total por el uso de la máquina se calcula con:

$$CHT = CF + CC + O \quad [47]$$

2.6.2 Costo de la materia prima

En un huerto el costo de un árbol de mango con fruta es de \$1000.00/árbol. Del que se cosechan en promedio 800 kg/árbol de fruta. Se requiere de 2 personas para cortar el fruto y una persona para llenar las cajas por árbol de mango. Pagándole \$200.00 /día a los cortadores y \$100.00/día al vaciador. La tarea de cada cortador es de 20 cajas/día.

Para determinar el costo de la materia prima se utiliza:

$$CH_{mp} = P_M P_{mp} \quad [48]$$

Donde:

P_M . Productividad de la máquina, kg/h;

P_{mp} . Precio de la materia prima, \$/kg;

2.6.3 Ingreso por la comercialización del producto

Los ingresos horarios se determinan con la siguiente expresión:

$$IH = P_M P_H \quad [49]$$

Donde:

P_M . Productividad de la máquina, kg/h;

P_H . Precio del fruto de mango, \$/kg.

Las utilidades son los ingresos o las ganancias obtenidos al restarse los costos de producción.



Las utilidades se determinan mediante la siguiente fórmula:

$$U = IH - (CHT + CH_{mp}) \quad [50]$$

Donde:

CH_{mp} . Costo de la materia prima, \$/kg.

La relación beneficio costo se determina mediante la siguiente fórmula:

$$R_{b/c} = \frac{IH}{(CHT + CH_{mp})} \quad [51]$$

Donde:

$R_{b/c}$. Relación beneficio-costo, adim.



3 RESULTADOS Y DISCUSION

Se construyó el dispositivo cosechador, y ya terminado se efectuó una prueba para determinar su funcionamiento. También se construyó un dispositivo para transportar la estructura de soporte del mecanismo cosechador.

3.1 Determinación de la productividad requerida

3.1.1 Estudio de tiempos y movimientos

El tiempo de ciclo de la cosecha de un árbol, se calculó de acuerdo a la ecuación [19] y es igual 43.5 minutos.

$$T_c = 0.08 + [(0.46)6 + 0.1(5)]5 + (3)(4) + 0.08 + 15 = \mathbf{43.46min}$$

Donde:

T_c . Tiempo de ciclo, min;

$T_{elev.}$ 0.08, min;

$T_{rama.}$ 0.46 min;

n . 6 ramas cosechadas en una posición

$T_{crr.}$ 0.1 min

m . 5 posiciones

$T_{desp.p.}$ 3, min;

$T_{desc.}$ 0.08, min;

$T_{desp.}$ 15 min;

3.1.2 Rendimiento de la máquina

Suponiendo que al cosechar un árbol se obtienen 800 kilogramos, Se calculó el rendimiento por hora de trabajo de acuerdo con la ecuación [20].

$$R = 60 \frac{800}{43.5} = \mathbf{1103.45 \frac{kg}{h}}$$

Donde:

Q . 800 kg.



3.2 Propiedades físico-mecánicas del mango

En el Cuadro 1 se muestran los resultados correspondientes de las propiedades evaluadas de los frutos y pedúnculos, y en la Figura 15 las principales propiedades dimensionales de los frutos y pedúnculos del mango.

El error de la media entre las propiedades dimensionales varía entre el 2.94 y 4.36 %, siendo mayor error el caso de la longitud del pedúnculo 11.32 %.

En las propiedades elásticas del pedúnculo, el error de la media fue mayor al 37 %, siendo aceptable si se considera la complejidad de la medición.

De las propiedades dimensionales (Fig. 14), la longitud polar y el diámetro ecuatorial de los frutos fue 118.12 y 75.54 mm respectivamente.

Comparando la longitud media de los pedúnculos con el promedio de otros cultivos, como el café (4.7 mm) (**Bouza et al., 2007**), el valor para el mango fue 69 mm, esto supone una reducción en las frecuencias de vibración para el desprendimiento de los frutos mediante este principio de cosecha.

La masa y densidad másica de los frutos fue 304.634 g y 1.07 gcm^{-3} . Los valores medios del Módulo de Young y el Coeficiente de Poisson para el pedúnculo del mango fueron de $2.16 \times 10^{10} \text{ Nm}^2$ y $\mu=0.0108$ (Cuadro 11).

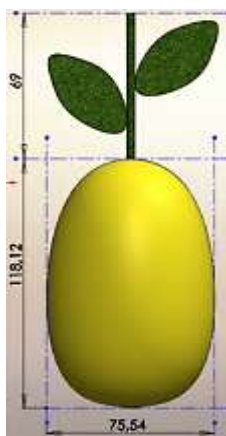
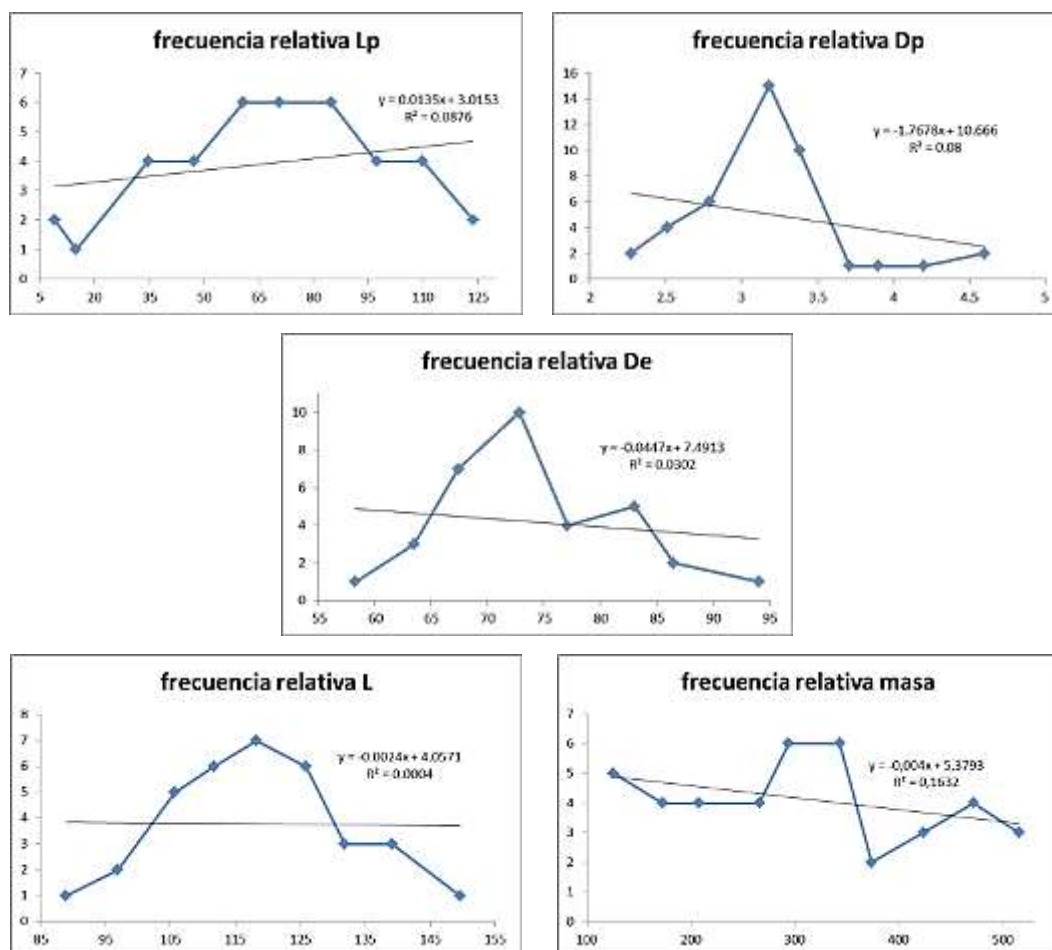


Figura 14. Dimensiones generales del Mango.

**Cuadro 11. Propiedades Físico-Mecánicas del sistema Fruto-Pedúnculo del mango.**

PROPIEDADES DIMENSIONALES	Media	Desviación Estándar	Error de la Media	Porcentaje
Diámetro del pedúnculo Dp, mm	3.16	0.529	0.137	4.36
Longitud del pedúnculo Lp, mm	69.0	29.9	7.81	11.3
Diámetro Ecuatorial del fruto De, mm	75.5	8.53	2.22	2.94
Diámetro Polar del fruto L, mm	118.1	13.4	3.49	2.95
PROPIEDADES INERCIALES				
Masa de los frutos m, gr	304.6	121,2	31,5	10,3
Densidad kg/dm ³	1.07			
PROPIEDADES ELÁSTICAS				
Módulo de Elasticidad de los Pedúnculos, Nm ²	2.1661E+10	78806442102	20521197523	94.7374026
Coefficiente de Poisson, adim	0.011	0.015	0.004	37.22
Módulo de cortante, Nm ²	1.077E+10	39295487226	10232544874	94.99

**Figura 15. Principales parámetros dimensionales del Mango.**



Para determinar la fuerza de desprendimiento del mango, en la máquina universal Instron (Fig. 16) se midió la tracción del pedúnculo hasta separarse del fruto.



Figura 16. Máquina Instron

Se ocuparon 42 muestras del fruto con diferentes grados de maduración provenientes de Tuxtla Gutiérrez, Chiapas (Fig. 17).



Figura 17. Muestras del fruto de mango

Los frutos se cortaron (Fig. 18) para fijarse a la máquina (Fig. 19).



Figura 18. Corte realizado



Figura 19. Colocación del fruto en la máquina de prueba



Se midieron las dimensiones principales del sistema fruto-pedúnculo. Los resultados de la prueba fueron los siguientes (Cuadro 12):

Cuadro 12 Datos obtenidos de la prueba de corte.

Variedad de mango	Ataulfo							
Grado de maduración (%)	60							
Lugar de origen	Tuxtla Gutiérrez Chiapas							
Lugar y fecha de prueba	DIMA, UACH	27/05/2011						
	Fruto			Pedúnculo				
	Peso	ϕ Polar	ϕ Ecuatorial	Longitud	ϕ Inicial	ϕ Final	Δx	Fuerza de Desprendimiento
Muestra	G	Mm						N
1	180	108.55	67.02	32.84	4	3.5	0.5	47.5
2	215	115.63	80.55	81.85	3.65	2.5	1.15	42.34
3	187	115.38	73.56	84.48	2.92	2.8	0.12	9.7
4	102	94.02	58.23	100.43	3.01	3	0.01	16.4
5	182	114.44	72.13	105.78	3.68	2.7	0.98	24.58
6	144	106.59	66.71	52.83	2.86	2.8	0.06	17.45
7	135	110.66	68.55	48.19	3.12	3.1	0.02	6.02
8	184	120.1	76.03	57.17	3.05	3	0.05	4.66
9	348	142.2	94.08	116.55	4.83	4.6	0.23	24.04
10	131	105.24	61.62	83.97	3.32	3.3	0.02	12.45
11	310	136.66	85.12	48.39	3.76	3.4	0.36	30.9
12	134	109.85	67.99	15.01	4.78	4.2	0.58	2.21
13	289	130.16	84.95	85.28	3.85	3.5	0.35	20.23
14	125	104.15	66.07	10.76	4.9	4.6	0.3	30.15
15	228	117.25	80.99	127.02	4.86	3.9	0.96	25.68
16	362	123.52	74.59	64.61	3.23	3.18	0.05	18.1
17	340	116.99	72.02	77.36	3.75	3.19	0.56	16.7
18	296	118.76	71.65	98.44	2.71	2.45	0.26	7.5
19	354	122.91	77.27	108.47	3.57	3.43	0.14	23.48
20	480	149.66	80.82	96.28	3.13	2.52	0.61	19.3
21	264	97.61	71.13	55.96	2.98	2.88	0.1	41.9
22	280	113.91	73.18	90.36	2.93	2.69	0.24	8.09
23	267	106.8	66.65	69.08	3.3	2.6	0.7	12.3
24	290	96.15	63.92	48.07	3.86	3.13	0.73	31.04
25	444	128.12	80.33	66.66	3.68	2.7	0.98	3.85
26	465	130.05	84.92	68.74	3.99	3.71	0.28	20.1
27	386	117.67	81.15	109.29	3.13	2.26	0.87	6.38
28	528	126.61	95.57	94.44	2.85	2.28	0.57	31.25



29	352	125.53	76.26	63.32	3.65	2.8	0.85	9.75
30	500	135.39	86.29	82.84	3.81	3.52	0.29	30.78
31	417	127.05	81.07	39.71	3.97	3.39	0.58	44.3
32	300	120.38	73.22	75.21	3.26	3.14	0.12	14.35
33	520	137.71	86.64	34.86	3.44	3.31	0.13	16.74
34	474	124.4	85.13	44.52	3.82	3.19	0.63	43
35	318	116.49	71.76	6.19	3.29	3.14	0.15	39.26
36	265	110.26	68.7	34.67	3.39	3.35	0.04	17.2
37	410	122.86	78.67	120.64	3.6	3.32	0.28	26.6
38	200	137.08	83.17	7.54	3.32	3.24	0.08	23.8
39	469	111.16	74.96	67.28	3.59	3.3	0.29	17.84
40	347	105.63	70.1	36.51	3.27	3.16	0.11	11.4
41	268	88.66	64.86	62.79	2.97	2.92	0.05	20.76
Promedio	304.63	118.10	75.55	67.67	3.54	3.16	0.38	21.22
						Fmin	N	2.21
						Fmax		47.5

Se tiene que, para desprender un fruto la fuerza mínima de desprendimiento generada por el mecanismo de vibrado será de 21.22 N (Cuadro 12).



3.3 Diseño

3.3.1 Conceptual

Se identificó la función global del equipo (corte-cosecha), así como las subfunciones, generales y particulares para cumplirla (Figs. 20 y 21).



Figura 20. Función global

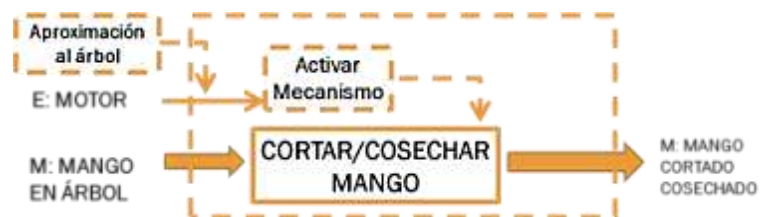


Figura 21. Subfunciones.

De la estructura de funciones se obtuvo el siguiente enunciado:

Construir y diseñar un mecanismo cosechador de mango (Fig. 22).

Para cumplir con la función global se requiere acercar el mecanismo al árbol de mango, sujetar la rama de corte y encender un motor eléctrico que active el mecanismo. Se requiere utilizar una red que deposite el fruto cortado en rejas o bandas sin maltratarlo (límites del sistema).

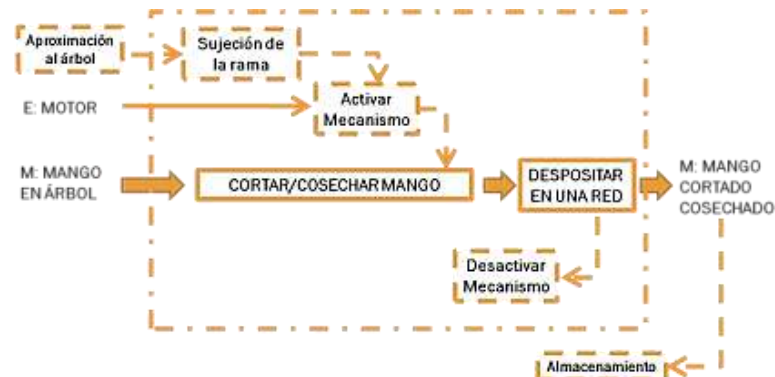


Figura 22. Subfunciones Particulares (Estructura de Funciones).



Para definir la máquina a realizar, se obtuvo la información siguiente:

- Formulación general e inicial del planteamiento del problema: Se requiere de un mecanismo cosechador de mango portátil para cultivos de porte medio.
- Reducción de la especificación: Con regulación de la altura de cosecha.
- Generalización: Para diferentes alturas de corte conforme al cultivo.
- Formulación del problema: Se requiere diseñar y construir un mecanismo cosechador de mango portátil, con regulación de la altura de corte para cultivos de porte medio.
- Denominación: Cosechador de mango “M-010”
- Alcance: Cosecha de mango de porte medio.

Se seleccionaron dos posibles soluciones de diseño (Cuadro 13).

Cuadro 13. Principios de solución de las subfunciones del mecanismo.

Subfunción		Solución		
N°	Descripción	1	2	3
1	Aproximación al árbol	Mecánica	Automática	
2	Extensión contracción de la pluma	Cadena	Tornillo sin fin	
3	Sujeción de la rama	Neumática	Gancho	Tenaza
4	Accionamiento del cosechador	Motor hidráulico	Motor de combustión interna	Motor eléctrico
5	Corte	Vibración	Hojas	Hélice
6	Caída del fruto	Túnel Tela		Placa
7	Colocación	Resaca	Bandas	
	Combinaciones deseadas	1	2	

Se construyó el árbol de objetivos (Fig. 23) y se elaboró una carta de evaluación (Cuadro 14) para determinar la opción de diseño de la máquina.

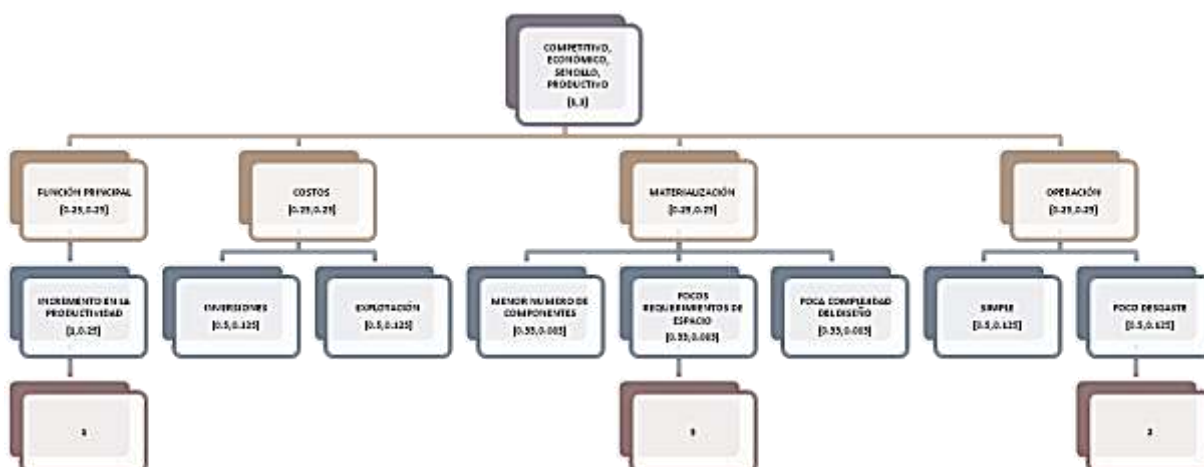


Figura 23. Criterios de solución para el dispositivo.



Cuadro 14. Carta de evaluación del mecanismo.

Criterio			Parámetros		VARIANTE 1			VARIANTE 2		
#	Denominación	w	Nombre	Unidad	Magnitud	Valor	Valor ponderado	Magnitud	Valor	Valor ponderado
1	Incremento en la productividad	0.25	Productividad	Rejas/h	248	9	2.25	230	8	2
2	Inversiones	0.125	Costo	\$	10000	9	1.125	12000	8	1
3	Explotación	0.125	Costo	\$	5000	9	1.125	6500	8	1
4	Menor número de componentes	0.083	Funcionamiento		Buena	8	0.664	Muy Buena	9	0.747
5	Poco requerimiento de espacio	0.083	Simplicidad de componentes		Buena	8	0.0664	Muy Buena	9	0.747
6	Poca complejidad del diseño	0.083	Forma/espacio		Muy Buena	9	0.747	Buena	8	0.0664
7	Operación simple	0.125	Funcionamiento		Muy buena	9	1.125	Buena	8	1
8	Poco desgaste	0.125	Desgaste		Muy buena	9	1.125	Buena	8	1
	Total	0.99				67	8.2274		69	7.5604

Se seleccionó la combinación 1, que incluye el corte del fruto por vibraciones mecánicas. Por tanto se recomienda construir un dispositivo vibrador de ramas, cuyo principio de funcionamiento dependa del movimiento de inercia multidireccional.

3.3.1.1 Propuesta de diseño

1) **Sistemas componentes de la máquina.** La máquina debe de tener los siguientes sistemas, cuyas funciones de manera resumida, se da a continuación (Fig.24):

A. **Sistema de sujeción.** Mediante un cilindro neumático se sujetarán las ramas de árbol, para su posterior vibrado.

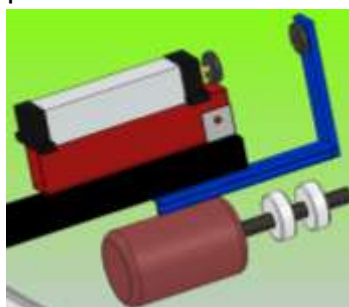


Figura 24. Sistemas de sujeción y vibrado del fruto.

B. **Sistema de vibrado.** Tiene como finalidad separar el fruto de las ramas mediante el vibrado de éstas. Sus elementos principales son:



- a) Un motor eléctrico que acciona al excéntrico.
- b) Dos masas excéntricas de 50 mm de diámetro.

C. **Sistema de izaje.** Tiene como finalidad el colocar el sistema de vibrado en la rama. Consta básicamente de una barra telescópica (Figura 25).



Figura 25. Sistema de izaje.

D. **Sistema de accionamiento.** Este se encargará de darle movimiento a las partes que así lo requieran. Sus elementos principales serán un motor eléctrico, un reductor de velocidad, catarinas y cadenas (Fig. 26).



Figura 26 Sistema de accionamiento.

E. **Bastidor y sistema de transporte.** Este será el cuerpo sobre el cual se montaran todas las partes que componen la máquina y permitirá su traslado de un árbol a otro (Fig. 27).

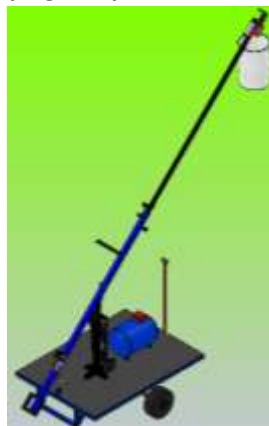


Figura 27. Bastidor y sistema de transporte.



3.3.2 De detalle

Con los requerimientos obtenidos del diseño conceptual se procedió al diseño de detalle, que consta de: dimensionar el prototipo y sus sistemas; calcular los sistemas del prototipo y sus elementos y finalmente dibujar los planos de los elementos y sistemas.

3.3.2.1 Mecanismo de vibrado, fuerza de excitación y potencia del motor

Las reacciones en los apoyos de los rodamientos, con la fuerza de la excéntrica en el órgano de corte (1253.44 N) fueron, con la ecuación [26]:

$$F_A = F_B = \frac{F_y}{2} = \frac{1253.44N}{2} = \mathbf{626.72N}$$

La fuerza de fricción en los apoyos de acuerdo a [27] equivale a:

$$F_r = 2\mu F_B = 2(0.04)(626.72) = \mathbf{50.13N}$$

El momento del mecanismo de vibrado, de acuerdo a [28] equivale a:

$$M = F_r R = 50.13(0.0254) = \mathbf{1.27Nm}$$

La velocidad angular de rotación de acuerdo a [29] fue:

$$\omega = \frac{\pi n}{30} = \frac{\pi(1500)}{30} = \mathbf{157.08rad/s}$$

Por último, se calculó la potencia consumida, de acuerdo a [30]:

$$P = \frac{M\omega}{1000\eta} = \frac{1.27(157.08)}{1000(0.8)} = \mathbf{0.25kW} \approx 0.33HP$$

3.3.2.2 Dimensionado de la pluma

En las figuras a continuación se muestran las dimensiones generales del prototipo: del remolque, de la pluma y del mecanismo de vibración.

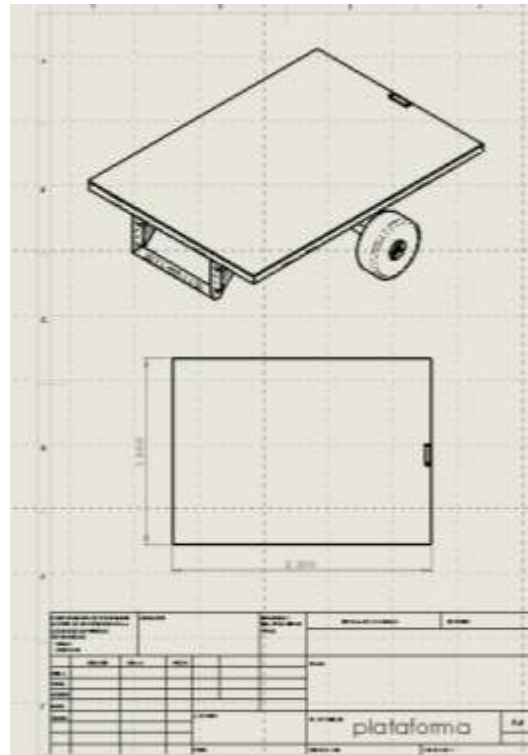


Figura 28. Remolque.

La plataforma mide 2.50 x 1.80 m (Fig. 28).

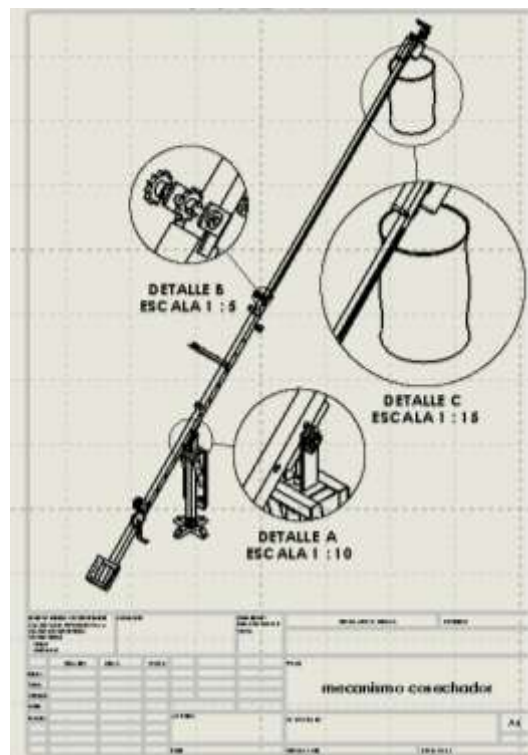


Figura 29. Torre.



En la figura 29 se muestran los componentes del mecanismo, como la red para colectar el fruto (Detalle C), la base que funcionará como pivote para dirigir el vibrador (Detalle A) y la forma en que se ajustará la altura de corte mediante un sistema de transmisión por cadenas (detalle B).

También se presentan los componentes del vibrador (Fig. 30) que funcionarán mediante dos masas excéntricas accionadas por un motor eléctrico, con una frecuencia de rotación de 1700 a 3000 rev/min.

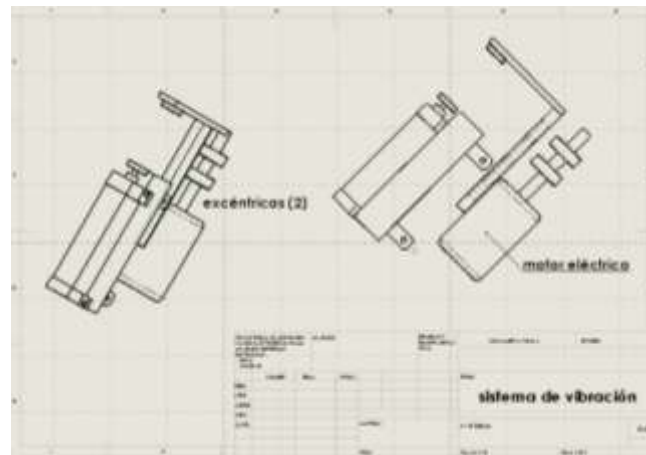


Figura 30. Mecanismo de vibrado.

3.3.2.2.1 Selección del perfil a utilizar

Para diseñar el perfil superior de la pluma (Fig. 31), se utilizó un acero estructural ASTM A 36 cuya resistencia a la fluencia es de 24810.82 N/cm^2 y un factor de seguridad de 2 recomendado en este tipo de estructura.

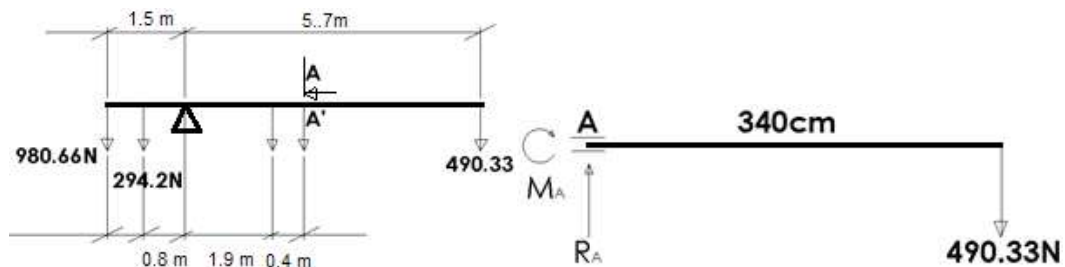


Figura 31. DLC Barra superior y sección a calcular

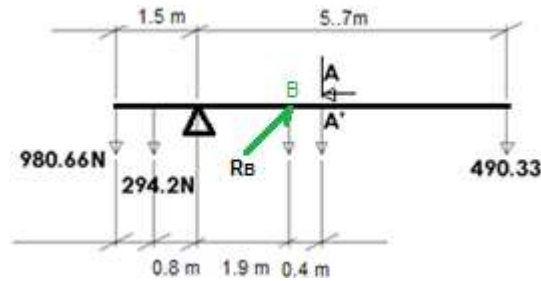


Figura 31. Reacción en B para calcular el cilindro

La carga que debe aplicarse al cilindro de levante fue:

$$R_B(1.9m) + 490.33N(5.7m) - 980.66N(1.5m) - 294.2N(0.8m) = 0 \quad [52]$$

$$R_B = 573N \approx 60kg$$

$$R_A = 490.33N$$

El cálculo del esfuerzo permisible debe cumplir la siguiente condición, de acuerdo la formula [31]

Donde:

$$S_u. 24810.82N/cm^2$$

$$F_s. 2$$

$$M_A. 166712.2 Ncm$$

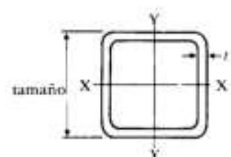
W. Módulo resistente de la sección, cm^3 .

$$\sigma_{max} = \frac{340cm(490.33N)}{W} \leq \sigma_{permisible} = \frac{24810.82 \frac{N}{cm^2}}{2}$$

$$\sigma_{max} = \frac{166712.2Ncm}{W} \leq \sigma_{permisible} = 12405.41 \frac{N}{cm^2}$$

$$W = \frac{592881.8Ncm}{12405.41 \frac{N}{cm^2}} = 13.44cm^3$$

Con el valor del módulo de la sección, se ubicó el modulo resistente, S, en la Fig. 32; el modulo aproximado al obtenido corresponde a un tubo cuadrado de 2.5" y espesor de 1/8" cuyo $W=13.88cm^3$.



OR
TUBO CUADRADO
DIMENSIONES Y PROPIEDADES

Designación Tamaño y espesor t		Peso		Área	Ejes X-X y Y-Y		
mm x mm	in. x in.	kg/m	lb./ft.		I	S	r
				cm ²	cm ⁴	cm ³	cm
25 x 2,4	1 x 0,095	1,62	1,09	2,07	1,75	1,38	0,92
x 3,4	x 0,133	2,10	1,41	2,68	2,01	1,58	0,87
38 x 2,8	1,5 x 0,11	2,95	1,98	3,74	7,36	3,96	1,42
x 3,2	x 0,125	3,29	2,21	4,17	8,21	4,30	1,40
51 x 2,8	2 x 0,110	4,00	2,69	5,11	19,04	7,49	1,93
x 3,2	x 0,125	4,54	3,05	5,79	21,40	8,42	1,92
x 4,0	x 0,156	5,45	3,55	6,97	24,70	9,72	1,88
x 4,8	x 0,188	6,43	4,32	8,19	27,80	10,95	1,84
x 6,4	x 0,250	8,05	5,41	10,26	31,88	12,55	1,76
64 x 3,2	2,5 x 0,125	5,94	3,92	7,40	44,07	13,88	2,44
x 3,6	x 0,141	6,47	4,35	8,26	48,30	15,20	2,42
x 4,8	x 0,188	8,32	5,59	10,58	59,10	18,68	2,36
x 6,4	x 0,250	10,58	7,11	13,48	70,34	22,12	2,28
76 x 3,2	3 x 0,125	7,12	4,78	9,01	78,93	20,71	2,95
x 4,8	x 0,188	10,20	6,85	13,00	108,00	28,30	2,90

Figura 32. dimensiones y propiedades del perfil (IMCA, 2001)

En este caso, el perfil ocupado fue de 2", se decidió utilizar este tamaño porque al seleccionar un perfil de 3" el mecanismo se sobredimensionaría.

3.3.2.3 Sistema de izaje

Para dimensionar la estructura se partió de una primera hipótesis de forma, lo cual proporcionó la aproximación del peso y distancias para el cálculo.

3.3.2.3.1 Coeficientes de clasificación de carga

El grupo se determinó a partir de: la vida útil del mecanismo y el estado de carga (**Luceño, 2006**).

Vida útil del mecanismo. Representa las horas de funcionamiento real que tendrá el mecanismo a lo largo de su servicio en base a siete grupos definidos (Cuadro 15).

Cuadro 15 Vida del mecanismo

Grupo	A	B	C	D	E	F	G
Vida (h)	800	1200	3200	6300	12500	25000	50000

Fuente: Larrodé, Miravete. 1996, p. 276.

El mecanismo funcionará 6 días de la semana durante 8 h diarias, por tanto el servicio semanal será de 48 h, durante un periodo de 16 semanas



(cuatro meses). El servicio anual de la máquina será de 768 h/año, de acuerdo al cuadro 15, el mecanismo se encuentra en el grupo **C**.

$$\text{Servicio semanal} = 8 \frac{h}{\text{dia}} 6 \frac{\text{dia}}{\text{semana}} = 48 \frac{h}{\text{semana}} \quad [53]$$

$$\text{Servicio anual} = 48 \frac{h}{\text{semana}} 16 \frac{\text{semana}}{\text{año}} = 768 \frac{h}{\text{año}} \quad [54]$$

Indica el número de ciclos para los cuales el aparato es capaz de levantar una fracción de la carga máxima. Se consideran cuatro estados de carga, k (Cuadro 16).

En este caso, el peso con que trabajará la pluma no excede los 10 kg, por tanto, la carga máxima admisible tendrá una frecuencia reducida de manipulación: estado de carga **1**.

Cuadro 16 Estado de carga (según FEM sección II)

Estado de carga	Servicio	Factor k
1	Frecuencia muy reducida de la carga máxima	0.125
2	Frecuencia reducida de la carga máxima	0.250
3	Frecuencia aproximada igual de cargas pequeñas, medianas y Máximas	0.500
4	Frecuencia elevada de la carga máxima	1.000

Fuente: Larrodé, Miravete, 1996, p. 277.

A partir de la vida del equipo y el estado de cargas se puede conocerla clasificación del aparato, (Cuadro 17). Así, para una vida útil tipo C y un estado de carga 1, la clasificación del aparato pertenece al grupo **M3**.

Cuadro 17 Clasificación de aparatos.

		Vida útil del mecanismo						
		A	B	C	D	E	F	G
Estado de carga	1			M3	M4	M5	M6	M7
	2		M3	M4	M5	M6	M7	M8
	3	M3	M4	M5	M6	M7	M8	M8
	4	M4	M5	M6	M7	M8	M8	M8

Fuente: FEM Sección II.



3.3.2.3.2 Cálculos de las solicitaciones

Son las fuerzas o acciones que afectan la estructura debido al peso propio de la misma, de los elementos no estructurales, de sus ocupantes y sus posesiones, efectos ambientales como viento o sismos, de los asentamientos diferenciales, y los cambios dimensionales causados por variaciones en la temperatura o efectos reológicos de los materiales. **(ACIS, 1998)**. Las solicitaciones que determinan las características de la pluma a instalar son: la altura útil, el alcance y la carga a elevar **(Rebollo, 2010)**.

La descripción se basa en la clasificación de la norma UNE58-132-91

Parte 2:

Solicitaciones principales, debidas al peso propio y cargas de servicio.
Solicitaciones debidas a los movimientos verticales
Solicitaciones debidas a movimientos horizontales y a efectos de choque.
Solicitaciones debidas a efectos climáticos, con la grúa en servicio o no.
Solicitaciones diversas

Solicitaciones principales. Se distinguen dos tipos de solicitaciones (Fig.

33) **(Rebollo, 2010)**:

- Debidas a la carga de servicio (S_g). Es el peso de la carga útil más el peso de los elementos accesorios como útiles de transporte.
- Debidas al peso de los componentes (S_L). Equivale al peso de todos los elementos que componen la grúa a excepción de la carga de servicio.

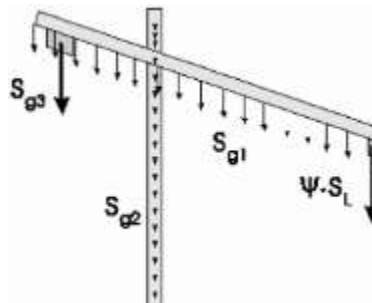


Figura 33. Solicitaciones principales en una grúa torre.

Los pesos de la grúa (S_g) y carga (S_L) del prototipo fueron $S_g = 449.8 \text{ N}$ y

$S_L = 449.8 \text{ N}$ respectivamente.



Solicitaciones debidas a movimientos verticales. Se deben a la manipulación de la carga de servicio sobre el movimiento vertical, ya sean aceleraciones o deceleraciones provocadas por el ascenso o descenso del mecanismo cosechador.

Solicitaciones por la elevación de la carga de servicio. Se obtuvieron multiplicando la carga de servicio por el coeficiente dinámico (ψ) (**Gómez, 2011**):

El dispositivo se diseñó para variar la inclinación de la pluma de 0° a 82° en 41.5 s. Partiendo de estos datos y conociendo el radio de la pluma, **5.7 m**, la velocidad de elevación del implemento, V_L , fue:

$$\omega_L = \frac{82^\circ - 0^\circ}{41.5} \frac{2\pi}{360} = \mathbf{0.0345 \text{ rad/s}} \quad [55]$$

$$V_L = \omega_L R = 0.0345 \text{ rad/s} (5.7 \text{ m}) = \mathbf{0.2 \text{ m/s}} \quad [56]$$

$$\psi = 1 + \xi V_L = 1 + 0.3(0.2) = \mathbf{1.06} \quad [57]$$

Donde:

V_L . Velocidad de elevación, **0.2 m/s**, (tomar como valor máximo 1) y

ξ . Coeficiente experimental, **0.3** para grúas.

Con $\psi=1.06$, se considera una elevación ligeramente brusca de la carga, por tanto se despreciaron tales solicitudes.

Solicitaciones debidas a movimientos horizontales. Se toma en cuenta lo siguiente (**Luceño, 2006**):

- Efectos de inercia por aceleraciones y deceleración es de movimientos de dirección, traslación, orientación y recuperación de flecha.
- Efectos horizontales transversales provocados por la rodadura.
- Efectos de choque.



Se aplicaron las solicitaciones horizontales debidas a los movimientos de orientación de la pluma y se calculó la fuerza producida por los cuerpos al acelerar debido a los movimientos de rotación de la pluma.

La velocidad de rotación máxima fue de 0.167rev/min. Se desea alcanzar esta velocidad en 10 s por lo que la aceleración angular fue:

$$\alpha = \frac{\pi n}{30 t_a} = \frac{\pi(0.167)}{30(10)} = \mathbf{0.00175 \frac{rad}{s^2}} \quad [58]$$

Esta aceleración, aplicada en el centro de gravedad del mecanismo de corte y la pluma, producirá una fuerza horizontal.

La aceleración lineal en los centros de gravedad se determinó mediante:

$$a = \alpha R \quad [59]$$

Para la posición máxima de la pluma, situada a 55° y extendida a 5.7 m, su centro de gravedad se encuentra a 1 m de distancia horizontal respecto al eje de giro de la estructura y el centro de la carga a 3.27 m (Fig. 34).



Figura 34 Distancias entre centros de gravedad de la carga y pluma

Las aceleraciones lineales de la pluma a_p y la carga a_q de acuerdo a [59] fueron:

$$a_p = 0.00175(1) = \mathbf{0.00175 \frac{m}{s^2}}$$

$$a_q = 0.00175(3.27) = \mathbf{0.00572 \frac{m}{s^2}}$$

Se obtuvo la fuerza horizontal producida por la pluma y la carga al acelerarse. El peso de la pluma (S_G) fue de 44.98 kg. Y de la carga el mismo.



$$F_P = 0.00175 \frac{m}{s^2} (44.98 kg) = \mathbf{0.08 \text{ N}} \quad [60]$$

$$F_Q = 0.00572 \frac{m}{s^2} (44.98 kg) = \mathbf{0.257 \text{ N}} \quad [61]$$

Donde:

F_P . Fuerza ejercida por la pluma, N y

F_Q . Fuerza ejercida por la carga, N .

De los movimientos horizontales se obtuvo lo siguiente (Cuadro 18):

Cuadro 18. Aceleraciones y fuerzas debidas a movimientos horizontales.

	Pluma (P)	Carga (Q)
Aceleración lineal (m/s^2)	0.00175	0.00572
Fuerza (N)	0.08	0.257

Solicitaciones debidas a efectos climáticos. Resultan de la acción del viento, la sobrecarga de la nieve y las variaciones de temperatura. La sobrecarga de nieve y variaciones de temperatura no se consideran.

Solicitaciones debidas al viento. Varían en función del medio, es decir, la altura y tipo de terreno donde se da el contacto del con la superficie de la tierra.

Para calcular la fuerza del viento, la presión es, según UNE 58-113-85:

$$P = (0.613 \times 10^{-3}) V_s^2 \quad [62]$$

Donde:

V_s . Velocidad del viento en servicio, m/s y

P . Presión, KPa .

En el Cuadro 19 se muestran las velocidades máximas del viento.

Cuadro 19. Viento de servicio y viento máximo a considerar según el tipo de grúa.

Tipo de grúa	Velocidad y presión del viento						
	Altura sobre el nivel del suelo (m)	Velocidad del viento en servicio (m/s)	Presión		Velocidad máxima del viento fuera de servicio V_w (m/s)	Presión	
			N/m^2	kPa		N/m^2	kPa
Grúas fácilmente protegibles contra la acción del viento y concebidas para utilizarse exclusivamente en caso de viento ligero.	0-20	14	125	0.125	36	800	0.800
Grúas de tipo normal que se instalen al aire libre	20-100	20	250	0.250	42	1100	1.100
Grúas de tipo portuario Que han de continuar en servicio incluso en casos de fuerte viento	>100	28.5	500	0.500	46	1300	1.300

Fuente: Norma UNE 58-113-85.



Se aplicaron estas solicitaciones, suponiendo que el viento incidirá de forma lateral en la superficie de la pluma y en la sección de la carga. La acción del viento se tomó en cuenta para los casos siguientes:

- Con la grúa en servicio. Velocidad máxima que la pluma debe resistir en servicio, en posición desfavorable y en función de su geometría.
- Con la grúa fuera de servicio. Velocidad máxima que resista el mecanismo fuera de servicio, a diferentes alturas y en veleta.

Aparato en servicio sin viento. Para este caso, la solicitación tomó el siguiente valor (**Gómez, 2011**):

$$P = [M(S_G + \psi S_L + S_H)]C_S \quad [63]$$

Donde:

C_S . Coeficiente de seguridad, **1.5**, *adim*;

M . Coeficiente, grupo al que pertenece el aparato: **1, M3** (Cuadro 20), *adim*;

ψ . Coeficiente dinámico, *adim*;

S_G . Peso propio, *KN*;

S_L . Cargas verticales, *KN*;

S_H . Fuerzas de aceleración horizontales de carga, *KN* y

S_W . Fuerza del viento en servicio, *KN*.

La solicitación no se aplicó, ya que la pluma trabajará a campo abierto.

Cuadro 20. Valores de M en función del grupo.

Grupo	M3	M4	M5	M6	M7	M8
M	1	1	1	1.06	1.12	1.2

Fuente: FEM Sección II.

Aparato en servicio con viento. La solicitación tomó el siguiente valor (**Gómez, 2011**):

$$P = [M(S_G + \psi S_L + S_H) + S_W]C_S \quad [64]$$

Donde:

C_S . Coeficiente de seguridad, **1.33***adim* y

M . **1**, Cuadro 20.



Esta solicitud considera la velocidad del viento que la grúa soporta en servicio. La pluma deberá soportar un viento en servicio de 20 m/s y fuera de servicio de 36 m/s (0 a 20 m de altura). Con vientos superiores a 42 m/s, la pluma tendrá que asegurarse **(Muñoz, 2011)**.

De esta forma, la presión máxima ejercida en el mecanismo fue:

$$P = (0.613 \times 10^{-3})(20 \text{ m/s})^2 = 0.245 \text{ KPa} \quad [65]$$

Para aplicar [17], se ocuparon datos de la presión del viento (Cuadro 21):

Cuadro 21. Presión del viento en relación a la altura.

Altura (m)	Presión del viento (KPa)
0-20	0.245
20-100	0.49

Fuente: Norma UNE 58-113-85.

En la figura 35 se observa la distribución de las cargas debidas al viento estando la grúa en servicio.

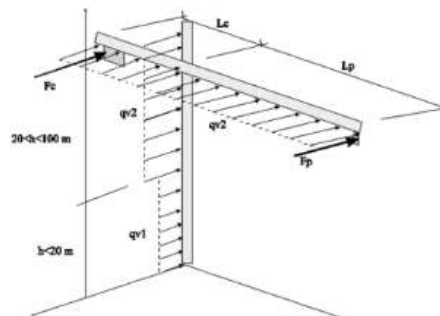
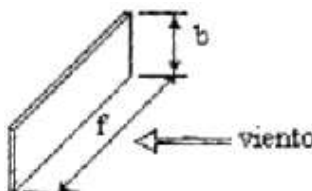


Figura 35. Cargas producidas por el viento con la grúa en servicio.

Se aplicó un factor de forma de la grúa y carga según el Cuadro 22:

Cuadro 22. Valores de C para distintos tipos de estructura.

		f/b	Cf
Placas planas por encima del nivel del suelo		≥ 80	2.00
		60	1.85
		40	1.75
		20	1.50
		15	1.40
		10	1.30
		≤ 5	1.20
		Cable metálico	Viento perpendicular al cable

Fuente: FEM.

Con f/b , en el cuadro 11 se obtuvo un coeficiente de forma $C_f = 2$.



Según las dimensiones de la pluma se tiene lo siguiente (Cuadro 23):

Cuadro 23. Resumen de dimensiones laterales de la pluma.

f (m)	b (m)	f/b	C _f
5.7	0.0762	74.8	2

Para evaluar las acciones del viento en la pluma, se calculó la fuerza aplicada sobre la estructura utilizando la norma UNE 58-113-88:

$$F_p = PAC_f = \left(0.2452 \frac{KN}{m^2}\right) (5.7m \times 0.0762m) (2) = \mathbf{0.213 KN} \quad [66]$$

Donde:

- F_p . Fuerza ejercida por el viento en la pluma, *KN*;
- P . Presión del viento sobre la superficie, **0.245 KN/m^2** ;
- A . Sección lateral de la pluma (superficie neta), proyección de la superficie solida sobre un plano perpendicular a la dirección del viento **0.4343 m^2** y
- C_f . Coeficiente de forma en dirección del viento opuesta a la estructura, **2adim.**

De igual manera, para obtener el valor de la acción del viento sobre la carga F_Q se partió del supuesto que la máxima superficie perpendicular a la dirección del viento son 0.031 m^2 , en un perfil de 16x4 pulgadas, con un coeficiente de forma $C_f=1.2$.

El valor de la fuerza del viento sobre la carga fue:

$$F_Q = (0.2452 KPa) (0.4064 \times 0.0762) (1.2) = \mathbf{0.00911 KN} \quad [67]$$

El resumen de las solicitaciones de la pluma se muestra en el Cuadro 24:

Cuadro 24. Solicitaciones de la pluma y carga.

	Solicitaciones principales		Solicitaciones movimientos horizontales (S_H)	Solicitaciones debidas a efectos climáticos (S_W)
	Peso propio (S_G) (N)	Carga útil (S_L) (N)	Solicitaciones debidas a orientación de la pluma (N)	Solicitaciones producidas por el viento en servicio (N)
Pluma	449.80	-	0.08	213
Carga	-	50	0.057	9.11



Se determinaron en conjunto las solicitaciones. El cálculo se realizó para el aparato en servicio con viento:

$$P = [M(S_G + \psi S_L + S_H) + S_W]C_S \quad [68]$$

Donde:

C_S . Coeficiente de seguridad, 1.33, *adim* y
 $M.1$, *adim*.

Cuadro 25. Resumen de cargas verticales y horizontales.

	Peso propio MS_G (N)	Carga útil $M\psi S_L$ (N)	Fuerzas de inercia de la Pluma $C_S MS_H$ (N)	Fuerzas de inercia de la Carga $C_S MS_H$ (N)	Viento sobre la pluma $C_S S_W$ (N)	Viento sobre la carga $C_S S_W$ (N)
Fuerzas verticales	449.8	476.8	-	-	-	-
Fuerzas horizontales	-	-	0.106	0.0758	283.29	12.11

Las cargas del Cuadro 25 fueron aplicadas de la siguiente manera:

- El peso propio de la pluma se aplicó como fuerza vertical en el CDG.
- La carga útil en la cabeza de la pluma se aplicó como fuerza vertical.
- Las fuerzas de inercia de la carga se aplicaron en su CDG, generando un momento torsor en la cabeza de la pluma:

$$M = Fd = 0.0758(1.2) = \mathbf{0.0909 \text{ Nm}} \quad [69]$$

- La fuerza que el viento ejerce en la pluma, se aplicó como una presión.
- La fuerza que el viento ejerce sobre la carga se aplicó en su CDG, generando un momento torsor en la cabeza de la pluma:

$$M = Fd = 12.11(1.2) = \mathbf{14.5236 \text{ Nm}} \quad [70]$$



Aparato fuera de servicio con viento máximo. Se consideró el viento soplando en la dirección más desfavorable que la pluma pudiera resistir (Fig. 36). Las presiones del viento, para diferentes tramos de altura son las siguientes (Cuadro 26):

Cuadro 26. Presión del viento respecto a la altura.

Altura (m)	Presión del viento (P , kg/m ²)
0-20	80
20-100	110

Fuente: UNE 58-132-91/2.

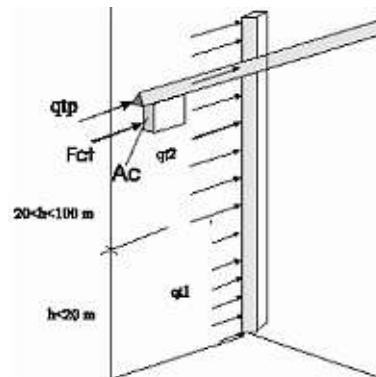


Figura 36. Cargas debidas al viento estando la grúa fuera de servicio.

El cálculo permitió determinar las solicitaciones de la grúa en situaciones de viento máximo, en reposo y fuera deservicio. Se ocupó la siguiente fórmula:

$$(S_G + S_{W_{max}})C_S \quad [71]$$

Donde:

$S_{W_{max}}$. Fuerza viento máximo, *KN* y
 C_S . Coeficiente de seguridad, **1.1**, *adim*.

En este caso, la grúa se encontrará fuera de servicio, sin ningún tipo de carga ni movimiento, por lo que reduce las fuerzas horizontales y verticales por la aceleración y desaceleración de las masas.

Así, para la velocidad del viento con la grúa fuera de servicio $V_w=42$ m/s se obtuvo una presión de 1.0813 KPa:

$$P = (0.613 \times 10^{-3}) 42^2 = \mathbf{1.0813 \text{ KPa}} \quad [72]$$



Con ésta presión, los valores del coeficiente de forma y la superficie donde hará contacto la fuerza del viento: $C=2$ y $A=0,442 \text{ m}^2$, se determinó la fuerza incidente en la pluma fuera de servicio (Cuadro 27):

$$F = (1081.3 \text{ Pa})(0.442 \text{ m}^2)(2) = 955.87 \text{ N} \quad [73]$$

Esta fuerza permite conocer las cargas producidas horizontalmente, mientras que la fuerza vertical se basa en el peso propio de la pluma, siendo de 44.98 kg (449.8 N).

Cuadro 27. Cargas producidas por el viento máximo.

	Solicitación (N)	Cs	Fuerza total (N)
Peso propio (vertical)	449.8	1.1	494.78
Solicitación por viento máximo (horizontal)	955.87	1.1	1051.457

Así, la pluma estará más solicitada trabajando en servicio con viento máximo (horizontal). Por ser la situación más desfavorable para su análisis.

Los resultados de las solicitaciones de la pluma fueron (Cuadro 28):

Cuadro 28. Solicitaciones de la pluma.

Tipo de Esfuerzo Punto de aplicación	Carga vertical [N]	Torsor [Nm]	Presión [KPa]
Cabeza de Pluma	600	3410	-
Superficie lateral de la pluma	-	-	0.25
Centro de gravedad de la pluma	450	-	-

Los resultados se usan para calcular la estabilidad y esfuerzos cortantes.



3.3.3 Estabilidad

En los mecanismos de elevación aparecen dos tipos de momento:

- Estables (M_e): que mantienen la pluma en posición vertical.
- De vuelco (M_v): los que intentan volcar el aparato.

La estabilidad (ε) es el cociente del momento estable entre el momento de vuelco (**Menendez, 2006**). Para que el aparato sea estable, la estabilidad debe ser mayor que la unidad, es decir: $M_e > M_v$.

$$\varepsilon = \frac{M_e}{M_v} > 1 \quad [74]$$

Se calcularon los dos tipos de momento:

Momento estable, M_e . Es la suma de dos tipos de momento: del producto del peso total de la grúa, P , por la mitad de la distancia entre ejes de las ruedas o la distancia entre puntos de apoyo, $0.5A$, más el producto del alcance máximo, L , por la mitad de la carga máxima a esa distancia, $0.5Q$. El momento estable fue 1489.8 Nm :

$$M_e = 0.5(PA + QL) = 0.5[(962.3N)(0.432m) + (449.8N)(5.7m)] = \mathbf{1489.8 \text{ Nm}} \quad [75]$$

Donde:

P . Peso total de la grúa, con lastre, **962.3N**;

A . Distancia entre apoyos, **0.432m**;

Q . Carga en punta, incluido el peso del gancho y el carro, **449.8 N** y

L . Alcance máximo de la grúa, **5.7 m**.

Momento de vuelco, M_v . El vuelco puede producirse por la nivelación defectuosa, fallo del terreno donde se asienta, o exceder el máximo momento de carga admisible. La tendencia al vuelco equivale a diez cargas debida al viento y a dos veces la debida a las acciones sísmicas (**McGowan, 2004**).



Se considera el momento de vuelco máximo, aquel donde coinciden las situaciones más desfavorables para la grúa, al sumarlos siguientes momentos:

- 1 Producto de la carga en punta por el alcance máximo de la grúa
- 2 Producto de la fuerza del viento por la distancia a los apoyos
- 3 Fuerza de traslación por su distancia a las vías
- 4 Fuerza de giro por la distancia a los apoyos
- 5 Fuerza de aceleración en la elevación por el alcance máximo

En la práctica, los últimos tres momentos al ser valores mínimos se omiten, y para compensar su ausencia, se incrementa en un 35% el valor de la carga en punta (**Menendez, 2006**).

Con los datos siguientes, el valor de M_v fue 2593.36 Nm:

$$M_v = 1.35QL + R_v d = 1.35(449.8N)(5.7m) + 1051.457N(1.75m) = \mathbf{5301.26Nm} \quad [76]$$

Donde:

- R_v . Fuerza resultante de la acción del viento sobre la grúa, **1051.457N** y
 d . Distancia del punto de aplicación de la fuerza del viento a los apoyos, **1.75m**.

Las grúas no tienen peligro de vuelco mientras el viento no sobrepase los 130 km/h a ras del suelo, lo que supone unos 150 km/h a unos 20 m del suelo. El único componente que se puede modificar para aumentar la estabilidad es variando el peso total de la grúa, aumentando el contrapeso (**Menendez, 2006**).

Cálculo de estabilidad de la grúa diseñada. Si la pluma soporta 50 kg a 5.7 m, entonces soporta en la base un momento flector igual a:

$$MF = 50kg(5.7m) = \mathbf{285kgm} \quad [77]$$

La fórmula que relaciona la velocidad del viento con la presión es:

$$P = \frac{v^2}{16} = \frac{\left(\frac{5.55m}{s}\right)^2}{16} = \mathbf{1.925 \frac{kg}{m^2}} \quad [78]$$

Donde:

- v . Velocidad del viento, **5.55 m/s=25km/h**.

La superficie del perfil utilizado es de 283.46x3 pulgadas:

$$A = (7.2m)(0.0762m) = \mathbf{0.54864m^2} \quad [79]$$



De esta forma, la fuerza aplicada en la superficie de la pluma fue:

$$F = PA = \left(1.925 \frac{kg}{m^2}\right) (0.54864m^2) = \mathbf{1.0561kg} \quad [80]$$

Si la pluma se coloca a su altura máxima, 7.1 m, el momento flector será:

$$MF' = (1.0561kg)(7.1m) = \mathbf{7.5kgm} \quad [81]$$

Como la superficie de la pluma es uniforme a lo largo de su altura, se cumple la siguiente condición de diseño: $MF' < MF \Rightarrow \mathbf{7.5kgm} < 285kgm$, que indica la estabilidad apropiada del implemento.

3.3.4 Sistema de transmisión

En estos mecanismos, se deben prevenir fallas por golpes, vibraciones o tirones. Para seleccionar la cadena, se determinó la potencia de diseño. Primero se obtuvo el factor de servicio, $F_S = 1.2$, y la potencia nominal a aplicar.

1. Factor de Servicio, F_S . Número de horas continuas de trabajo en función de la carga y máquina impulsora (Cuadro 29).

Cuadro 29. Factor de servicio de cadenas sencillas.

Tipo de carga impulsada	Factor de servicio de cadenas sencillas (FS)			Factor de anchos múltiples (FA)	
	Máquina impulsora			Numero de anchos	Factor de anchos múltiples
	Impulsor hidráulico	Motor eléctrico o turbina	Motor de combustión interna con transmisión mecánica		
Sin choques	1.0	1.0	1.2	2	1.7
Choques moderados	1.2	1.3	1.4	3	2.5
Choques fuertes	1.4	1.5	1.7	4	3.3

Fuente: Renold, Transmission Chains.

2. Selección del motor de extensión de la pluma. Para extender la pluma, el motor debe soportar una carga de 1000 N a una velocidad de 0.5 m/s. Se requiere ocupar un motor de 0.5 HP.

Potencia de diseño. Conociendo la potencia nominal N_{nom} y con F_S , se calculó la potencia de diseño N_D .

$$P = 1000(0.5) = 500kW = 0.5HP$$

$$N_D = N_{nom}F_S = 0.5 (1.2) = \mathbf{0.6HP} \quad [82]$$

Donde:

N_{nom} . Potencia nominal, **0.5 HP**; F_S . **1.2**



3. Con la frecuencia de rotación de la catarina (15 rev/min) y N_D , se seleccionó la cadena en la figura 37, la recomendación fue ocupar una cadena RC-40.

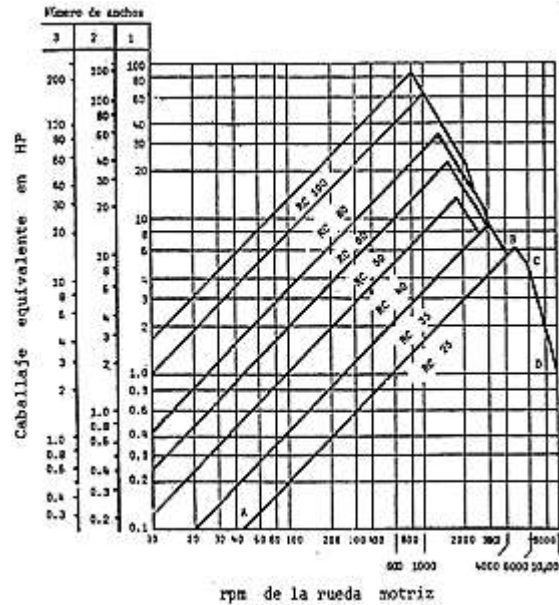


Figura 37. Capacidades de transmisión de potencia en cadenas de rodillos

4. Selección final de la cadena y la rueda motriz. Para conocer la potencia verdadera de la máquina, Se calculó la potencia corregida $N_{nom\,correg}$:

$$N_{nom\,correg} = N_{cadena} C_1 = 0.6 \text{ HP}(0.92) = \mathbf{0.5 \text{ HP}} \quad [83]$$

Donde:

N_D . Potencia transmitida por la cadena, **0.6 HP** y

C_1 . Factor de corrección del número de dientes (Cuadro 46), **0.92adim.**

Para la Catarina de 16 dientes, el valor de C_1 fue 0.92 (Cuadro 30).

Cuadro 30. Coeficiente de corrección por diente de las catarinas, C_1 .

Número de dientes de la rueda impulsora	Factor de corrección C_1				
11	0.53	17	1.00	25	1.46
12	0.62	18	1.05	30	1.73
13	0.70	19	1.11	35	1.95
14	0.78	20	1.18	40	2.15
15	0.85	21	1.26	45	2.37
16	0.92	22	1.29	50	2.51
		23	1.35	55	2.66
		24	1.41	60	2.80

Fuente: Cruz, 2009.



Al buscar $N_{nomcorreg}$ en la figura 44, se recomienda usar la cadena **RC-50**.

- Selección de la rueda impulsada (Z_2). Se multiplica la cantidad de dientes del piñón por la relación de transmisión (aproximar el resultado):

$$Z_2 = Z_1 i \quad [84]$$

Donde:

Z_1 . Número de dientes de la rueda motriz, *adim* y

i . Relación de transmisión, *adim*.

La razón entre la velocidad del eje más rápido dividido por la velocidad del eje más lento, es la relación de transmisión " i ". Así, para un piñón de 16 dientes y una rueda impulsada de 12, la relación de transmisión fue:

$$12dts = 16dts(i) \Rightarrow i = \mathbf{0.75}.$$

- Longitud de la cadena, l . Se obtuvo conociendo la distancia entre ejes, y el número de dientes de las catarinas:

$$l = \frac{Z_1 + Z_2}{2} + \frac{2C}{t_c} + \frac{t_c(Z_1 + Z_2)^2}{4\pi^2 C} = \frac{28}{2} + \frac{2(118.11)}{(0.625)} + \frac{(0.625)(28)^2}{4\pi^2(118.11)} = 392 \text{ pasos} \quad [85]$$

Donde:

Z_1, Z_2 . Dientes en la rueda menor y mayor respectivamente, **16 y 12dtes**;

C . Distancia entre centros, **118.11pulg**

t_c . Paso de la cadena, **0.625 pulg**.

Para obtener la longitud total de la cadena en metros, l , se multiplicó por **0.0158m (0.625pulg)**:

$$392 \text{ pasos } (0.015875 \text{ m}) = \mathbf{6.223 \text{ m}}.$$

- Tipo de lubricación requerida. Se determinó en base a la velocidad de operación de la cadena (Fig. 45):

$$V = \frac{t_c Z_1 n}{60000} = \frac{15.875 \text{ mm}(16)(15)}{60000} = \mathbf{0.0635 \text{ m/s}} \quad [86]$$

Donde:

V . Velocidad promedio de la cadena, *m/s*;

Z_1 . Número de dientes en la rueda motriz, **16 adim**;



n . Velocidad angular de la rueda motriz, **15 rev/min** y

t_c . Paso de la cadena, **15.875 mm**.

Dado que la velocidad de la cadena será muy reducida, se recomienda que la lubricación sea manual, ya sea con brocha o aceitera (Cuadro 31).

Cuadro 31. Tipos de lubricación en función de la velocidad de la cadena.

Velocidad de la cadena m/s	Tipo de lubricación	Descripción
0 – 1.5	Tipo I	Manual, con aceitera o brocha
1.5 – 7.0	Tipo II	Por goteo
7.0 – 15.0	Tipo III	Por inmersión
15.0 – 30.0	Tipo IV	Aceite a presión

Fuente: Cruz, 2009.

8. Posición de la cadena. Horizontal, inclinada, de lado. Depende de la inclinación del órgano de corte del fruto.
9. Formas de tensar la cadena (Fig. 38). Se colocó una catarina a media distancia entre centros del sistema:

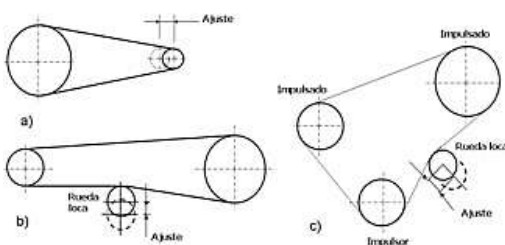


Figura 38. Formas de tensar las cadenas.

a) distancia entre centros ajustable; b) rueda dentada loca; y c) transmisión múltiple.

Para determinar la vida útil de la cadena ya instalada y funcionando se

realizaron los cálculos siguientes:

Los cálculos se efectúan de acuerdo a la presión específica que puede soportar la articulación y la fuerza y potencia útil que puede transmitirse.

El cálculo se basó en **(Dobrovolski, 1991)**:

$$p \leq [p]$$

[87]

Donde:

$[p]$. Presión admisible en las articulaciones, cond. medias de explotación, MPa.



p. Relación de la fuerza útil de la cadena F entre el área resistiva A de la articulación, ajustado por el coeficiente de explotación k_e , y un factor de distribución de carga entre las hileras de rodillo, mr :

$$p = \frac{F}{A_{mr}} k_e [MPa] \quad [88]$$

Donde:

F . Fuerza útil de la cadena = $(130.5 \text{ W} / 0.0635 \text{ m/s}) = 2055.12 \text{ N} = 209.56 \text{ kgfy}$

A . Área resistiva de la articulación = **70 mm²**.

El área resistiva considerada en el cálculo (Cuadro 32), es la proyección de la superficie de apoyo de la articulación (**González, 2007**).

Cuadro 32. Dimensiones de las cadenas de rodillos.

Denominación ISO	Paso		Diámetro de rodillo	Ancho interior	Paso transversal	Diámetro de pasador	Altura de la placa interior	Área resistiva [A] mm ²	Masa lineal kg/m
	mm	pulg							
10 ^a	15.875	5/8	10.16	9.4	18.11	5.09	15.09	70	1.00
10B	15.875	5/8	10.16	9.65	16.59	5.08	14.73	67	0.95

Fuente: Norma ISO 606.

El coeficiente de explotación k_e se calculó con:

$$k_e = k_d k_a k_i k_r k_l k_{reg} \quad [89]$$



Estos coeficientes ajustan el cálculo a las condiciones reales de trabajo de la transmisión. Los valores que cada uno toma son (Cuadro 33):

Cuadro 33. Dimensiones de las cadenas de rodillos.

Símbolo	Nombre	Descripción	Valor	Servicio
k_d	Coeficiente de carga dinámica	Evalúa las cargas dinámicas externas	1	Carga suave
			1.2 – 1.5	Carga con sacudidas
			1.8	Choques fuertes
K_a	Coeficiente de la longitud de la cadena	Referido a la distancia entre centros	1	$a=[30-50]t$ a. Dist entre centros, mm; t. Paso de cadena, mm
			1.25 – 1.5	$a < 25t$
			0.8	$a > 25t$
k_i	Coeficiente de posición de la cadena	Cuanto mayor sea la inclinación de la transmisión respecto a la horizontal, menor será el desgaste admisible de la cadena.	1	Inclinación de la línea entre centros hasta 60°
			1.25	Inclinación de la línea entre centros $> 60^\circ$
k_r	Coeficiente para el régimen de trabajo	Toma en cuenta la intensidad de trabajo de la cadena.	1	Un turno de trabajo
			1.25	Dos turnos de trabajo
			1.45	Tres turnos de trabajo.
K_l	Coeficiente del carácter de la lubricación	Toma en cuenta las condiciones de trabajo que reporta la lubricación	0.8	Lubricación continua en baño de aceite o aceite a presión.
			1	Lubricación regular por goteo o en el interior de las articulaciones.
			1.5	Lubricación periódica.
k_{reg}	Coeficiente para la regulación de la cadena	Toma en cuenta la posibilidad de ajustar el estiramiento de la cadena al desgastarse	1	Desplazamiento del eje de una de las ruedas.
			1.1	Ejes regulables o rodillos tensores.
			1.25	Transmisión con ejes no regulables de las ruedas.

Fuente: González, 2007

Si k_e , al ser evaluado reporta un valor mayor a 3, se tomarán medidas constructivas o de explotación para mejorar el trabajo de la transmisión.

El valor del coeficiente de explotación k_e fue, de acuerdo a [89]:

$$k_e = k_d k_a k_i k_r k_l k_{reg} = 1(1)(1.25)(1)(1)(1.1) = 1.375 < 3$$

Por lo tanto se cumple dicho criterio.



Criterios de selección para el número de hileras de cadena.

En el cálculo del coeficiente mr , se evaluó la cantidad de hileras de rodillos requeridas. Para esto se utilizaron los datos incluidos en los Cuadros 33 y 34. Se recomienda utilizar una cadena de simple hilera:

$$mr = \frac{F}{A[p]} k_e = \frac{2055.12N}{70mm^2[35MPa]} 1.375 = 1.1 \approx \mathbf{1.00} \quad [90]$$

Cuadro 34. Presión admisible en las articulaciones de las cadenas.

Paso, t, mm	[p] MPa para la velocidad de rotación del piñón, rev/min										
	<50	200	400	600	800	1000	1200	1600	2000	2400	2800
12.70-15.875	35	31.5	28.5	26	24	22.5	21	18.5	16.5	1.5	1.4
19.05-25.40	35	30	26	23.5	21	19	17.5	15	-	-	-
31.75-38.10	35	29	21	18.5	16.5	15	-	-	-	-	-
40.00-50.80	35	26	21	17.5	15	-	-	-	-	-	-

Fuente: Norma ISO 606.

Las condiciones para establecer el número de hileras son:

$[mr \leq 1]$, tomar cadenas de una hilera de rodillos.

$[1 < mr \leq 1.7]$, tomar cadenas de 2 hileras de rodillos.

$[1.7 < mr \leq 2.5]$, tomar cadenas de 3 hileras de rodillos.

$[2.5 < mr \leq 3]$, tomar cadenas de 4 hileras de rodillos.

La duración de la cadena fue de 21315.2 h, dato aceptable ya que la duración mínima de referencia equivale a $H > H_{ref} = 5000 \text{ h}$ (**González, 2007**).

Primero se tomó en cuenta el aumento del paso hasta el punto en pueda ocurrir el salto por encima de la rueda. El cálculo admite un estiramiento en la cadena del 3% de su longitud inicial (**González, 2007**) (Cuadro 35).

$$H = \frac{4350 \Delta t K_c K_l \sqrt{Z_{min}}}{\frac{PK_e}{Am_r}} \sqrt[3]{\frac{Z_{max} a}{Z_{min} t v}} \quad [91]$$

$$H = \frac{4350(3)(1.2)(1)\sqrt{12dts}}{\frac{2055.12N(1.375)}{(70mm^2)(1)}} \sqrt[3]{\frac{16dts(3000mm)}{12dts(15.785mm)(0.0635m/s)}} = \mathbf{21315.2h}$$



Cuadro 35. Coeficientes para determinar la duración de la cadena

Símbolo	Coeficiente	Valor	Servicio
Kc	Tipo de cadena	1	Cadena de casquillo
		1.2	Cadena de rodillo
Kl	Intensidad de desgaste	1	Condiciones normales de lubricación y limpieza
		0.2 – 0.5	Condiciones anormales de lubricación y limpieza
Δt	Norma de desgaste admisible	3%	Porcentaje de alargamiento con respecto a su longitud nominal. En catarinas con pocos dientes son admisibles normas de desgaste mayores.

Fuente: González, 2007

Éste resultado puede interpretarse en función de la vida útil de la máquina, así, al dividir la duración total de la cadena entre las horas de trabajo al año del implemento, resultaría el tiempo de duración de la cadena instalada:

$$21315.2h/2496h/año=8.5397\text{años, aproximadamente 8 años y 6 meses.}$$

Para aumentar la duración de la transmisión se recomienda bajar el dinamismo de carga disminuyendo el paso, aumentando el número de dientes de la rueda motriz y la distancia entre centros.



3.3.5 Análisis de equilibrio de la estructura

La pluma se construyó con dos perfiles cuadrados de acero de 2" y 3" del mismo largo (3.8 m). Su masa se obtuvo de tablas de fabricación. Los datos obtenidos fueron los siguientes (Cuadro 37):

Cuadro 37. Longitud y masa general de los perfiles.

PTR (pulg)	Masa (kg)	Masa específica (kg/m)
2x2	28.26	4.71
3x3	42.78	7.13

Fuente: Arco Metal, 2010.

La masa de la pluma se determinó por medio de su longitud, y tomando en cuenta el acoplamiento de 0.4 m entre los dos perfiles (Fig. 39 y Cuadro 38).

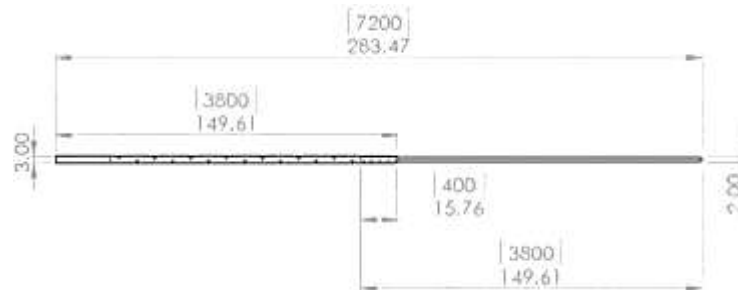


Figura 39. Dimensiones principales de la grúa a construir; pulgadas, [mm].

Cuadro 38. Longitud y masa de los perfiles utilizados.

PTR (pulg)		Masa (kg)	Longitud (m)
2x2	m_2	17.89	3.8
3x3	m_1	27.09	
Masa total	$m_1 + m_2$	44.98	

Se determinó **el centro de masa** de la siguiente manera, y se encuentra ubicado a 3.25 m del extremo de la barra (Fig. 40):

$$CM = \frac{m_1 r_1 + m_2 r_2}{m_1 + m_2} = \frac{27.09 \text{ kg}(1.9 \text{ m}) + 17.89 \text{ kg}(5.3 \text{ m})}{44.98 \text{ kg}} = 3.25 \text{ m} \quad [92]$$

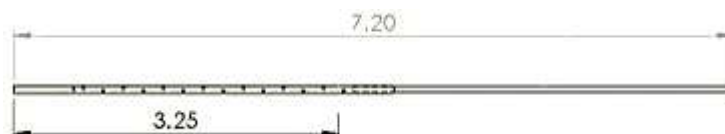


Figura 40. Centro de masa.



Para equilibrar la pluma en la operación, habrá que calcular la masa adicional del contrapeso, para esto se analizó el siguiente esquema (Fig.41):

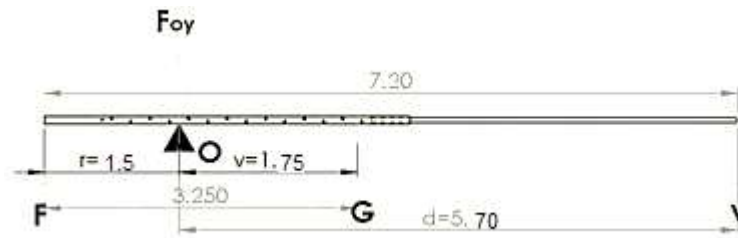


Figura 41. Fuerzas que actúan en la estructura.

- F . Peso del contrapeso, N;
- F_{oy} . Reacción en el punto de apoyo, N;
- G . Peso de la estructura en el centro de gravedad, 441.103 N;
- v . Peso del mecanismo de corte, 490.33 N;
- r . Brazo de palanca $\overline{OF}$, 1.5 m;
- v . Brazo de palanca $\overline{OG}$, 1.75 m,
- d . Brazo de palanca $\overline{Ov}$, 5.7 m

Par encontrar la masa de contrapeso se utiliza la 1ª condición de equilibrio se escribe de acuerdo con siguiente ecuación:

$$\sum \vec{F}_o = 0 \Rightarrow \sum F_x + \sum F_y = 0 \quad [93]$$

Reacciones en los ejes x y y del punto O

$$\vec{\uparrow} \sum F_x = 0 \Rightarrow F_{ox} = 0 \quad [94]$$

$$\uparrow_+ \sum F_y = 0 \Rightarrow F_{oy} - F - G - v = 0 \quad [95]$$

$$F_{oy} - F - 441.103N - 490.33N = 0$$

Para encontrar el valor de F , se aplicó la segunda condición de equilibrio:

$$\sum \tau_o = 0 \Rightarrow \tau_F - \tau_G - \tau_v = 0 \quad [96]$$

$$F(1.5m) - G(1.75m) - v(5.7m) = 0$$

$$F = 2377.87N$$

La masa m del contrapeso fue:

$$m = \frac{F}{g} = \frac{2377.87N}{9.81 \frac{m}{s^2}} = 242 \text{ kg} \quad [97]$$



Sustituyendo el valor de la reacción F , en la primera condición de equilibrio se obtiene el valor de la reacción en F_{oy} :

$$F_{oy} - 2377.87 \text{ N} - 441.103 \text{ N} - 490.33 \text{ N} = 0 \quad [98]$$

$$F_{oy} = 3309.33 \text{ N} = 337.45 \text{ kg}$$

Se presentan los valores obtenidos (Fig. 42):

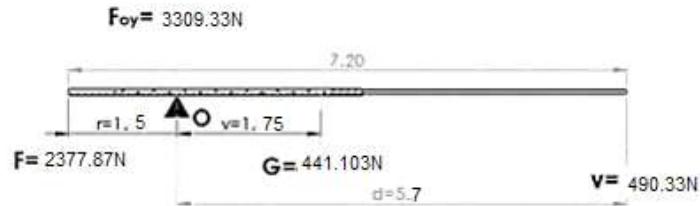


Figura 42. Pesos que equilibran la estructura a construir.

Así, para equilibrar la estructura se requiere de un contrapeso de **242 kg**.



3.3.6 Análisis dinámico de la estructura

La velocidad de giro de la pluma establece que ésta se moverá 1 m por un periodo $t=10s$, es decir 0.1 m/s. El valor del desplazamiento angular de la estructura con un arco de 1 m y 5.7 m de radio fue:

$$\varphi = \frac{\text{arco}}{\text{radio}} = \frac{1m}{5.7m} = \mathbf{0.175rad} \quad [99]$$

Con este valor se calculó la velocidad angular:

$$\omega = \frac{\varphi}{t} = \frac{0.175rad}{10s} = \mathbf{0.0175 \frac{rad}{s}} \quad [100]$$

La aceleración angular de la pluma fue:

$$\alpha = \omega^2 r = \frac{v^2}{r} = \left(0.0175 \frac{rad}{s}\right)^2 (5.7m) = \mathbf{0.00175 \frac{m}{s^2}} \quad [101]$$

La pluma realizará un giro a los 6 min, al accionarse a 0.00278 rev/s si la fuerza aplicada es constante durante el recorrido del mecanismo.

$$f = T^{-1} = \mathbf{0.00278 \frac{rev}{s}} [Hz] \quad [102]$$

$$T = \frac{2\pi}{\omega} = \frac{2\pi}{0.0175 \frac{rad}{s}} = \mathbf{359.04 \frac{s}{rev}} \quad [103]$$

El momento angular en la pluma con [17] y de inercia con [18] fue:

$$L = mr^2\omega = I\omega = 1461.4kgm^2 \left(0.0175 \frac{rad}{s}\right) = \mathbf{25.57 \frac{kgm^2}{s}}$$

$$I = mr^2 = 44.98kg(5.7m)^2 = \mathbf{1461.4kgm^2}$$

Esto quiere decir que para girar el cuerpo durante un segundo se aplicarán 25.57 kilogramos fuerza, equivalentes a 250 N.

El torque neto aplicado sobre la pluma de acuerdo a [18] será:

$$\tau = I\alpha = 1461.4kgm^2 \left(0.00175 \frac{rad}{s^2}\right) = \mathbf{2.56Nm}$$



Ficha técnica. La siguiente tabla resume las características técnicas principales de la grúa torre diseñada (Cuadro 39 y Fig. 43):

Cuadro 39. Parámetros técnicos de la grúa.

Capacidad de carga para el alcance máximo	98.06 N
Altura Máxima de Elevación:	7.1 m.
Alcance máximo de la pluma	5.7 m
Alcance mínimo de la pluma	2.5 m
Velocidad de elevación	0.2 m/s
Velocidad de translación	0.1 m/s
Peso de la grúa sin contrapeso	449.8 N
Peso de la grúa con contrapeso	962.3 N

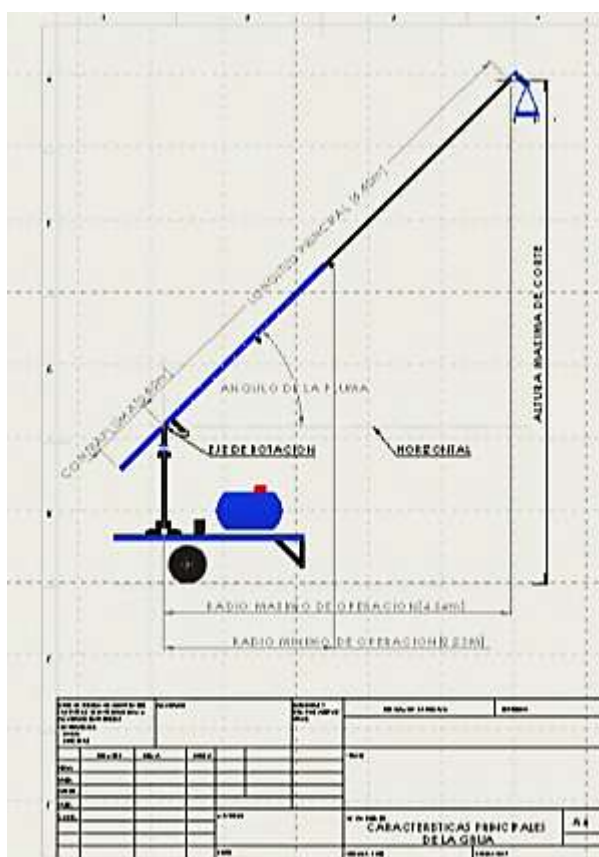


Figura 43. Parámetros principales de la pluma.



3.3.7 Sistema neumático

Se determinó el diámetro mínimo requerido para seleccionar los cilindros de sujeción y levante de la pluma, así como la potencia requerida del compresor y el diámetro de las mangueras.

3.3.7.1 De sujeción

La fuerza para sujetar la rama con dos excéntricas de acuerdo a [32] fue:

$$f_{cil} = 2mr\omega^2 = 2(0.8kg)(0.03175m) \left(157.08 \frac{rad}{s}\right)^2 = 1053.44N$$

$$\omega = \frac{\pi n}{30} = \frac{\pi(1500rev/min)}{30} = 157.08 \frac{rad}{s}$$

La presión de trabajo normalmente es de $p_{trb} = 6bar = 610^5 Pa$

Se determinó que la fuerza del cilindro debe soportar la carga de vibración del mecanismo de vibrador. El diámetro del cilindro se calculó de acuerdo a la ecuación [33]:

$$D = \sqrt{\frac{4f_{cil}}{\pi p_{trb}}} = \sqrt{\frac{4(1053.44N)}{\pi(610^5)Pa}} = 0.047m \approx 5cm$$

Se seleccionó el cilindro con un diámetro de 2 pulgadas (0.0508 m), así se cumple dicha restricción.

La velocidad del embolo depende de la fuerza de la presión del aire, la longitud de la tubería o mangueras, la sección entre los elementos de mando y el trabajo y el caudal que circula por el elemento de mando. Para determinarla, se espera que el tiempo de accionamiento para sujetar la rama sea $t_{acc} = 1.5s$.

De esta manera la velocidad del embolo fue:

$$V_{emb} = \frac{L_{carr}}{t_{acc}} = \frac{0.1524m}{1.5s} = 0.1016 \frac{m}{s} \quad [104]$$

El valor se encuentra dentro de los permitidos: 0.1 y 1.5 m/s.



Para calcular la potencia del compresor debe conocerse el consumo de aire de los cilindros. Se utilizó [105]:

$$\dot{m}_1 = \left[L_{carr} \frac{\pi D^2}{4} + \frac{L_{carr}(D^2 - d^2)\pi}{4} \right] n r_c \quad [105]$$

Donde:

- $\dot{m}_1$.caudal volumétrico del cilindro de levante, m³/s;
- d. Diámetro del vástago, m
- n. Ciclos por segundo, n/s
- r_c . Relación de compresión

$$r_c = \frac{p_{trb} + p_{atm}}{p_{atm}} \quad [106]$$

Al sustituir los valores el caudal volumétrico en [105] fue:

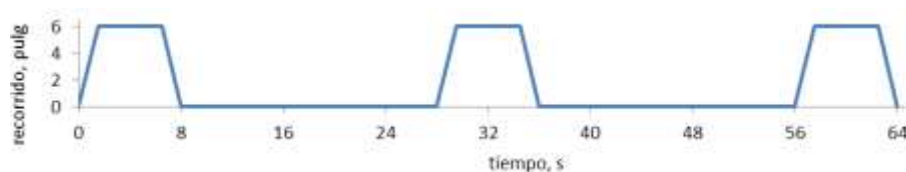
$$\dot{m}_1 = \left\{ 0.1524 \frac{\pi(0.0508)^2}{4} + \frac{0.1524[(0.0508)^2 - (0.111125)^2]\pi}{4} \right\} (0.036)(7)$$

$$\dot{m}_1 = (0.000309 + 0.00029)0.252 = 1.519 \times 10^{-4} \frac{m^3}{s} = 0.547 \frac{m^3}{h} = 546.84 \frac{l}{h}$$

El ciclo del cilindro se determinó con la sumatoria inversa de los tiempos de operación (1 al 4) de acuerdo al cuadro 40:

Cuadro 40. Ciclo de operación del cilindro neumático

	Operación del cilindro	Longitud recorrida (pulg)	Duración (s)	Tiempo acumulado (s)
1	Encendido	0	0	0
2	Carga	6	1.5	1.5
3	Descarga y desactivación	6	5	6.5
4	Traslado del equipo	0	1.5	8
5	Encendido	0	20	28
6	Carga	6	1.5	29.5
7	Descarga y desactivación	6	5	34.5
8	Traslado del equipo	0	1.5	36
9	Encendido	0	20	56
10	Carga	6	1.5	57.5
11	Descarga y desactivación	6	5	62.5
12	Traslado del equipo	0	1.5	64





La relación de compresión con [106] fue:

$$r_c = \frac{6 + 1}{1} = 7$$

3.3.7.2 De levante

Se determinó que la fuerza del cilindro de levante debe soportar la carga de la pluma (553 N). Así, el diámetro del cilindro se calculó de acuerdo a [34]:

$$D = \sqrt{\frac{4f_{cil}}{\pi p_{trb}}} = \sqrt{\frac{4(553.0N)}{\pi(610^5)Pa}} = 0.034m \approx 3.4cm$$

En este caso, se seleccionó un cilindro con 2 pulgadas (50.8 mm) de diámetro, así se cumple dicha restricción.

El ciclo de trabajo del cilindro de levante tiene una duración de tres minutos. En este caso el flujo másico es igual a:

$$\begin{aligned} \dot{m}_2 &= \left\{ 0.1524 \frac{\pi(0.0508)^2}{4} + \frac{0.1524[(0.0508)^2 - (0.111125)^2]\pi}{4} \right\} (0.0056)(7) \\ \dot{m}_2 &= 0.232 \times 10^{-4} \frac{m^3}{s} = 0.083 \frac{m^3}{h} = 83.52 \frac{l}{h} \end{aligned}$$

Con la potencia calculada, de [107] se seleccionó un compresor de 0.5 HP y un tanque de 72 l:

$$W_c = \frac{p(\ddot{m}_1 + \ddot{m}_2)}{\eta} = \frac{600000Pa(1.519 \times 10^{-4} \frac{m^3}{s} + 0.232 \times 10^{-4} \frac{m^3}{s})}{0.8} = 131W \quad [107]$$

3.3.7.3 Selección del diámetro de las mangueras.

Con la presión de trabajo $(6bar = 6.12 \frac{kgf}{cm^2})$; y el caudal $(10.5 \frac{l}{min})$ se obtuvo el diámetro mínimo requerido por la tubería a utilizar. Se ocupará una tubería flexible de $\phi 1/2"$.



3.3.7.4 Pérdidas de presión

El compresor se encuentra a $L=8\text{ m}$ del órgano de corte. Con este dato, y considerando una presión de trabajo de 6 bar y una pérdida del 3% se obtuvo:

$$\Delta p = 0.03(6\text{bar}) = 0.18\text{bar}$$

$$\frac{\Delta p}{L} = 0.0225 \frac{\text{bar}}{\text{m}} = 0.0229 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2 \text{m}} \quad [108]$$

La longitud total del circuito neumático resulta de sumar la longitud de la tubería más la longitud equivalente de los accesorios ocupados. Para la válvula neumática de $\frac{1}{2}$ " utilizada se consideró una longitud equivalente de 0.1 m; la longitud equivalente de una T con paso a derivación de $\frac{1}{2}$ " igual a 1 m. y el largo de la manguera de 8 m se obtuvo una longitud de 9.1 m (Cuadro 41).

Cuadro 41. Longitud equivalente de los accesorios utilizados

Elemento	$\frac{1}{4}$ "	$\frac{3}{8}$ "	$\frac{1}{2}$ "	$\frac{3}{4}$ "	1"	1 $\frac{1}{4}$ "	1 $\frac{1}{2}$ "	2"
Válvula esclusa (totalmente abierta)	0.09	0.09	0.10	0.13	0.17	0.22	0.26	0.33
T (paso recto)	0.15	0.15	0.21	0.33	0.45	0.54	0.67	0.91
T (paso a derivación)	0.76	0.76	1.00	1.28	1.61	2.13	2.46	3.16

Así, la pérdida de carga por longitud de la tubería fue:

$$\Delta p = 0.0229(9.1\text{m}) = 0.208 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}$$

Se seleccionó una válvula centro cerrado de tres posiciones, accionada manualmente. Se presenta el esquema neumático de cada cilindro (Fig. 44).

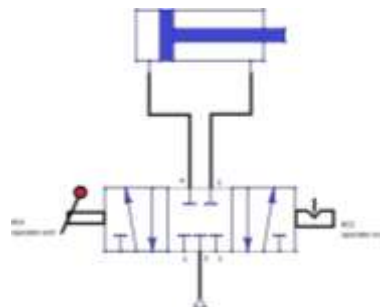


Figura 44. Circuito neumático



3.4 Construcción del prototipo

3.4.1 Ruta de trabajo

El desarrollo del proyecto tendrá una duración de 150 horas (Fig. 45).

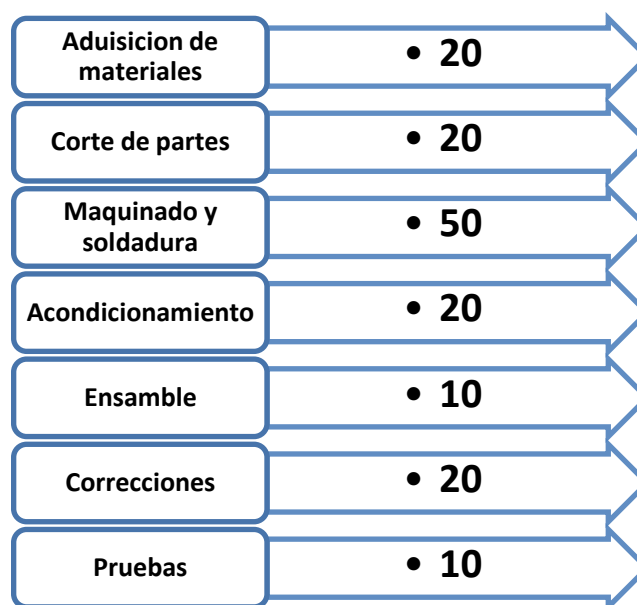


Figura 45. Duración del proceso de manufactura, horas

3.4.2 Proceso de manufactura

Se construyó un remolque de 2.5x1.8m, con una altura de 0.8m (Fig. 46).



Figura 46. Construcción de la plataforma.



Se construyó un brazo tipo pluma (grúa). En este aspecto, se colocó una cadena a lo largo de un PTR 2x2" para armar una corredera para extender-contrair el brazo del mecanismo (Fig. 47).



Figura 47. Brazo-Pluma.

El mecanismo de extensión funcionará de forma mecánica al accionar un motoreductor que transmitirá el giro a una catarina que guiará la cadena para aumentar el alcance del PTR 2x2".

La prolongación de la grúa será de 3.5 m por lo que extendida tendrá una longitud de 7 m.

El ángulo de elevación y giro de la grúa será accionado por un cilindro neumático respecto a la ubicación en el terreno y la posición del árbol.

Se construyó una tenaza de tipo neumático para la sujeción de la rama. Para esto se utilizó un cilindro neumático (17.5 kg/cm² x 12" de carrera) colocado en la parte superior de la pluma (Fig. 48).



Figura 48. Cilindro y mecanismo de vibración terminado



Para accionar los cilindros, se utilizaron dos válvulas neumáticas, colocadas en la base del prototipo para su mejor operación (Fig. 49).



Figura 49. Válvula neumática.

El funcionamiento sugiere que de su posición inicial, el cilindro se extiende hacia la rama del árbol y la sujete mediante dos placas cubiertas con hule para evitar maltratar la rama. La vibración la realizará un motor con masas desbalanceadas para desprender el fruto (Fig. 50).



Figura 50. Motor con masa excéntrica.



3.5 Pruebas de funcionamiento en taller

3.5.1 Prueba del prototipo

3.5.1.1 Mecanismo de izaje

El mecanismo se probó partiendo de la posición horizontal hasta un ángulo de 30° con la barra telescópica contraída y en posición de trabajo. Se observó un funcionamiento satisfactorio en ambas posiciones (Fig. 51).



Figura 51. Mecanismo de izaje.

3.5.1.2 Mecanismo de traslación de la barra telescópica.

Se probó su desempeño en posición horizontal, observándose un funcionamiento adecuado. Además se probó en la posición de trabajo, observándose una ligera deflexión de la pluma, por lo que se adicionó un cable de $\frac{1}{4}$ " y un tambor para facilitar la extensión de la misma (Fig. 52).



Figura 52. Tambor de extensión.



3.5.1.2 Mecanismo de giro de la pluma

Gira 360° con un esfuerzo mínimo del operador, tanto en la posición de transporte como de trabajo de la pluma. Trabajando gira 180° (Fig. 53).



Figura 53. Mecanismo de giro de la pluma.

3.5.2 Prueba del sistema neumático

Se le realizaron a cada elemento del sistema las diferentes pruebas:

1. Del compresor. Se determinó el tiempo de llenado de aire del depósito, contabilizándose un tiempo de 20 min. La capacidad del es de 72 L.
2. De la válvula direccional. Funciona satisfactoriamente en las posiciones de trabajo del suministro de aire hacia los cilindros neumáticos.
3. De los cilindros. Tienen como finalidad elevar la pluma hacia la rama y sujetarla para su vibrado. El dispositivo funciona correctamente.



3.5.3 Prueba del sistema de vibrado

Se realizó en la posición de la barra comprimida y con la barra extendida observándose un mejor desempeño con la barra extendida (Fig. 54).



Figura 54. Prueba de Vibrado.

3.5.4 Prueba de estabilidad de la estructura en general

Tiene como finalidad prevenir el vuelco del remolque y de la estructura en general. Esta prueba se realizó con la barra telescópica extendida y se giró en varias posiciones. Se necesita colocar unos apoyos al remolque para evitar este inconveniente.



3.6 Análisis de costos del prototipo

En el cuadro 42 se muestran los materiales, herramientas, elementos de los sistemas neumático y eléctrico ocupados en la construcción del prototipo.

Cuadro 42. Costo de fabricación del prototipo.

MATERIALES				
Cantidad	Descripción	Precio unitario (\$)	Precio (\$)	Precio + IVA (\$)
3	perfil rectangular (3"x2")	447.41	1,342.23	1,556.99
1	catarina 50B-16	103.45	103.45	120.002
1	bola arrastre	107.76	107.76	125.0016
2	placa	118.10	236.2	273.992
4	kg 1018 Φ 1"x 1m	27.59	110.36	128.0176
2.26	kg 1018 Φ 3/4"x 1m	28.23	63.7998	74.007768
1	perfil cuadrado (3x3")	526.72	526.72	610.9952
1	catarina 50 B-16	172.41	172.41	199.9956
1	motor eléctrico siemens baja 1 HP	430.43	430.43	499.2988
6	catarina 50 B-12	77.59	465.54	540.0264
1	perfil cuadrado 2"	310.34	310.34	359.9944
26	rond seguridad Φ 1/4"	2.20	57.2	66.352
50	remaches Φ 3/16"	1.50	75	87
4	cadena RC-50	129.31	517.24	599.9984
4	chumacera UFC 205-16 piso	107.76	431.04	500.0064
2	baleros R 12 22	43.10	86.2	99.992
2	tuercas castillo	45.00	90	104.4
2	rines	650.00	1300	1508
1	tubo mecánico	550.00	550	638
1	compr premium 72L-1HP	2,327.58	2327.58	2699.9928
1	cilindro neumático	2,924.39	2924.39	3392.2924
2	llantas 185 65 R 14	857.00	1714	1988.24
1	cortador cuñero	270.00	270	313.2
1	broca	121.00	121	140.36
2	masas del eje	450.00	900	1044
4	baleros R 10 22	34.48	137.92	159.9872
1	bloque hule	47.41	47.41	54.9956
1	válvula neumática	1,273.98	1273.98	1477.8168
2	lámina antiderr	694.83	1389.66	1612.0056
2	ang 1/1/2" x 1/8	147.41	294.82	341.9912
11	m mangu blue pliovic 1/4	28.45	312.95	363.022
11	m manguera roja 1/4	19.83	218.13	253.0308
1	conex cruz 1/4 ntp	137.93	137.93	159.9988
6	espig girat 4-4	30.17	181.02	209.9832
6	niples 48F-4-4	16.38	98.28	114.0048
3	espig fijas 4-4	32.76	98.28	114.0048
2	espig fijas 4-6	33.62	67.24	77.9984
1	cople ráp 1/4 espig a mngur	104.31	104.31	120.9996
12	abrazadera #4	3.88	46.56	54.0096
4	balero R-12	43.10	172.4	199.984
1	pintura	391.81	391.81	454.4996
2	Motor eléctrico de 1/4 HP Siemens de baja	347.83	695.66	806.9656
8	Chumacera de 3/4 pulg. SKF de piso	141.00	1128	1308.48



1	Reductor de velocidad relación 60:1	1,500.00	1500	1740
1	Polea de 19 Pulg. 1 ranura en A de aluminio	590.00	590	684.4
1	Polea de 2 Pulg. 1 ranura en A de aluminio	30.00	30	34.8
2	Polea de 4 Pulg. 1 ranura en B de aluminio	50.00	100	116
1	Catarina de 20 dientes paso 40	60.00	60	69.6
1	Catarina de 40 dientes paso 40	130.00	130	150.8
2	Engrane de 40 dientes paso diametral 6	1,440.50	2881	3341.96
1	Engrane de 54 dientes paso diametral 12	529.66	529.66	614.4056
1	Engrane de 66 dientes paso diametral 12	658.00	658	763.28
1	Disco de corte de 250 mm x 1.6 mm	1,000.00	1000	1160
22	Candado con aditamento No 60	28.75	632.5	733.7
1.1	Cadena paso 40	70.00	77	89.32
1	Candado de cadena paso 40	10.00	10	11.6
4	Resorte No 47 de compresión	14.00	56	64.96
1	Cople No 1 de aluminio	43.00	43	49.88
1	Banda A 68	50.00	50	58
1	Banda B 60	65.00	65	75.4
22	Abrazaderas de PVC de 2 pulg. de diámetro	10.00	220	255.2
20	Tornillo 3/8 x 1 ½ NC grado 5	2.47	49.4	57.304
44	Tornillo de gota 3/16 x ¾ NC	0.30	13.2	15.312
8	Tuercas de seguridad de 7/16 NC	1.00	8	9.28
4	Tuercas de 7/16 NC	0.90	3.6	4.176
16	Tornillo 5/16 x 1 NC grado 5	2.50	40	46.4
4	Tornillo 3/8 x 4 NC grado 5	4.12	16.48	19.1168
4	Ruedas de hule 8 pulg. de diámetro	35.00	140	162.4
1	Lámina negra No 14 de 4 x 8 pies	265.20	265.2	307.632
1	Varilla roscada (espárrago) de 7/16 pulg. NC	15.00	15	17.4
0.7	Tubo mecánico de 3 pulg. cédula 40	101.83	71.281	82.68596
0.127	Redondo ¾ pulg. C R 1018	16.93	2.15011	2.4941276
0.038	Redondo 2 ½ pulg. C R 1018	16.93	0.64334	0.7462744
0.35	Cuadrado 1/4 pulg. CR 1018	20.87	7.3045	8.47322
0.35	Cuadrado 3/16 pulg. CR 1018	43.23	15.1305	17.55138
2	PTR 1 ½ x 1 ½ x 1/8	94.00	188	218.08
0.5	PTR 4 x 2	290.00	145	168.2
1	Angulo 3/16 x 1 ½	97.04	97.04	112.5664
0.5	Ángulo de 1/8 x 1	45.00	22.5	26.1
0.5	Solera 3/16 x 1 ½	58.00	29	33.64
0.5	Solera 1/8 x 1	31.00	15.5	17.98
1	Placa de 3/16	15.00	15	17.4
	TOTAL		32,085.84	37,219.57

El costo de la mano de obra equivale al 50 % del valor total del costo de materiales equipo que es igual a \$ 18 610.

El costo de máquinas herramientas, amortización, uso de energía eléctrica, mano de obra equivale al 20 % del valor del equipo, fue de \$ 7 445.

El costo total del prototipo consta de los materiales, herramientas y mano de obra y es igual a \$ 63 280.



3.6.1 Costo horario del prototipo

Datos iniciales:

V_a . Valor de adquisición: \$63 280.00

V_r . Valor de rescate: \$6 328.00 (10% del valor de adquisición)

H_a . Horas anuales de uso: 768 h/año (8 h por día, 6 días a la semana, 4 semanas por mes y 4 meses por año)

n . Vida útil: 10 años

i . Tasa de interés anual: 20%

s . Prima anual de seguro: 2%

k . Factor de almacenaje: 0.01

Q . Factor de mantenimiento: 40%

3.6.1.1 Costo fijo

Para calcularlo, se determinaron los coeficientes siguientes:

La depreciación del prototipo, sustituyendo en [38] fue:

$$D = \frac{63280 - 6328}{10(768)} = 7.41 \frac{\$}{h}$$

El cargo de los intereses correspondientes al capital invertido en maquinaria, sustituyendo valores en [39] fue:

$$I = \frac{0.2(63280+6328)}{2(768)} = 9.06 \$/h$$

El cargo por seguros, para cubrir riesgos posibles de la maquina durante la vida útil, sustituyendo en [40] fue:

$$S = \frac{0.02(63280+6328)}{2(768)} = 0.9 \$/h$$

El costo por almacenaje representa, de acuerdo a [41]:

$$A = 0.01(7.41) = 0.074 \$/h$$

El costo fijo del prototipo fue, sustituyendo valores en [42]

$$CF = 7.41 + 9.06 + 0.9 + 0.074 = 17.44 \$/h$$



3.6.1.2 Costos de consumo

La máquina cuenta con 2 motores eléctricos de 1 hp, $N_n=2HP$.
Sustituyendo valores en [43] se obtuvo el consumo de energía eléctrica:

$$E_c = 0.653(2)(0.733) = \mathbf{0.96\$/h}$$

El costo por mantenimiento y reparación fue [44]:

$$M = 0.4(7.41) = \mathbf{2.964\$/h}$$

Se obtuvieron los costos de consumo, sustituyendo en [45]

$$CC = 0.96 + 2.964 = \mathbf{3.924\$/h}$$

3.6.1.3 Costos de operación

En este caso se necesitan dos personas para operar la máquina con un salario base $SB_1=\$100.00$ para el operador de la pluma y $SB_2=\$150.00$ para el operador del tractor con prestaciones de acuerdo a la ley federal del trabajo, se considera $FSR=1.2$.

Sustituyendo valores en [46] el costo de operación equivale a:

$$O = \frac{1.2(100+150)}{8} = \mathbf{37.5\$/h}$$

El costo horario total por el uso del prototipo [47] fue:

$$CHT = 17.44 + 3.924 + 37.5 = \mathbf{58.86\$/h}$$

3.6.2 Costo de materia prima

El rendimiento de la máquina es $P_M=1103.45$ kg/h ó 22 rejas/h. De un huerto el costo de un árbol de mango con fruta es de \$1000.00/árbol. Del que se cosechan en promedio 800 kg/árbol de frutos. El costo del fruto es de $P_{MP}=\$1.25/kg$. Sustituyendo valores en [48], el costo de la materia prima fue:

$$CH_{mp} = 1103.45(1.25) = \mathbf{1379.312\$/h}$$



3.6.3 Ingreso por la comercialización del producto

La reja de mango variedad Ataulfo de 50 kg cuesta en el mercado \$200.00, es decir $P_H = \$ 4.0 / kg$. Con estos datos se obtuvo el ingreso por la comercialización del producto. Sustituyendo valores en [49] el valor fue:

$$IH = (1103.45)(4) = \mathbf{4413.8\$/h}$$

Así, las utilidades o ganancias teóricas, de acuerdo a [50], fueron:

$$U = 4413.8 - (58.86 + 1379.312) = \mathbf{2975.63\$/h}$$

Con los parámetros económicos calculados anteriormente, se estimó la factibilidad de proyecto. De esta manera, sustituyendo valores en [51], la relación beneficio costo del proyecto fue:

$$R_{b/c} = \frac{4413.8}{(58.86+1379.312)} = \mathbf{3.07}$$

Por lo tanto la máquina es factible de fabricarse ya que la relación beneficio-costo es mayor a la unidad. Significa que por cada peso invertido, se obtienen dos pesos como beneficio.



CONCLUSIONES

1. Se realizó el diseño conceptual y a detalle del prototipo para la cosecha mecanizada del mango.
2. Se efectuó la investigación electrónica y bibliográfica sobre la cosecha del mango y los mecanismos para la cosecha mecanizada de frutales.
3. Se determinaron las propiedades dimensionales y físico-mecánicas en frutos y pedúnculos del mango variedad Ataulfo (*Mangifera indica*) para la cosecha mecanizada por vibraciones.
4. Se construyó el prototipo para la cosecha del mango.
5. Las pruebas ejecutadas demostraron que el prototipo es funcional.



LITERATURA CITADA

1. Asociación Colombiana de Ingeniería Sísmica (ACIS). 1998. Ley 400 de 1997. Decreto 33. Normas colombianas de diseño y construcción sismo resistente. Tomo 1. Bogotá, Colombia. 282 p.
2. Arco Metal [en línea] [citado 16 de mayo de 2010, 19:40], disponible en World Wide Web <<http://www.arcometal.com.mx/tpt/>>
3. Blanco R, G. L. 2002. Evaluación y Análisis de la Recolección del Olivar por Vibración, Tesis Doctoral. Departamento de Ingeniería Rural, Escuela Técnica Superior de Ingenieros Agrónomos y de Montes, Universidad de Córdoba. Córdoba, España. 444 p.
4. Bouza, Y. et al. 2007. Determinación de Propiedades Fisicomecánicas de los frutos del Nim relacionadas con la Cosecha Mecanizada por Vibración. Ciencias Técnicas Agropecuarias. 16 (3): 37-42.
5. Centro de Exportación e Inversión de la República Dominicana, CEI-RD [en línea] [citado 2 de mayo de 2009, 10:50], disponible en World Wide Web <cei-rd.gov.do/pdf/2009/>
6. Claridades Agropecuarias 31, Marzo 1996.
7. Cosechamecanizadadefrutas [en línea] [citado 12 de junio de 2010, 16:00], disponible en World Wide Web <<http://www.cosechamecanizadadefrutas.cl/>>
8. Cruz M, P. 2009. Diseño en Ingeniería. IAUIA. Chapingo, Méx. 44 p.
9. Dobrovolski V. et al. 1991. Elementos de Máquinas. Editorial MIR. Moscú, Rusia. 584 p.
10. Domínguez A, E. 2009. México-Producción de Mango. <http://latinamerican-markets.com/mexico---produccion-de-mango>
11. FAO. 1987. Manual para el mejoramiento del manejo poscosecha de frutas y hortalizas. Oficina regional de la FAO para América latina y el Caribe. Santiago, Chile. 46 p.
12. FAO, DatabaseResults [en línea] [citado 10 de abril de 2011, 11:20], disponible en World Wide Web <<http://faostat.fao.org/site/291/default.aspx>>
13. Fridley, R. B. 1983. Vibration and Vibratory Mechanism for the Harvest of Fruit Trees. En: Harvesting and Handling Fruits and Nuts, Ed. AVI Publishing Co. Inc., EE.UU., Cap 6.
14. Gil R, J. et al. 2006. Recolección Mecanizada del Olivar: El Olivar Tradicional. G.I. Mecanización y Tecnología Rural. Departamento de Ingeniería Rural de la E.T.S.I. Agrónomos y Montes de la Universidad de Córdoba. España. 7 p.
15. Gómez M, D; G. V., D. 2011. Estudio de pluma telescópica para grúa autopropulsada. Tesis de Maestría. Departamento de Ingeniería Mecánica. Universidad Politécnica de Cataluña. Barcelona, España. 172 p.
16. González R., G. 2001. Transmisión de Potencia por Cadenas de Rodillos. Explotación, Selección y Diseño. Instituto Superior Politécnico José Antonio Echeverría. La Habana, Cuba. 48 p.
17. González R., G. et al. 2007. Elementos de Máquinas. Cadenas y Sprockets. Transmisiones Mecánicas. Instituto Superior Politécnico José Antonio Echeverría. La Habana, Cuba. 11 p.
18. Henao S., J. A. 2000. Automatización de un Equipo para Aplicar Vibraciones Circulares al Tallo de Café. Tesis. Programa de Ingeniería Electrónica. Facultad de Ingeniería y Arquitectura. Universidad Nacional de Colombia. Bogotá, Colombia. 90 p.
19. IMCA. 2001. Manual de construcción en acero. Diseño por esfuerzos permisibles. Limusa. 3ª. Ed. México, D.F. 236 p.



20. Infoagro [en línea] [citado 14 de agosto de 2010, 11:00], disponible en World Wide Web <http://www.infoagro.com/frutas/frutas_tropicales/mango.htm>
21. Ingenieroambiental. Programa prevención de riesgos en la construcción [en línea] [citado 6 de noviembre de 2010, 13:45], disponible en World Wide Web <<http://www.ingenieroambiental.com/index.php>>
22. Inzunza B., J. 2002. Física: Introducción a la Mecánica. Departamento de Física de la Atmósfera y del Océano. Facultad de Ciencias Físicas y Matemáticas. Universidad de Concepción. Concepción, Chile. 473 p.
23. López C, A. F. 2003. Manual para la preparación y venta de frutas y hortalizas. Del campo al mercado. Balcarce, Argentina. 180 p.
24. Luceño M, E. 2006. Memoria, Grúa giratoria de columna fija de 5 Tm. Tesis de Maestría. Departamento de Ingeniería Mecánica. Universidad Politécnica de Cataluña. Barcelona, España. 83 p.
25. Luceño M, E. 2006. Anexo A, Grúa giratoria de columna fija de 5 Tm. Tesis de Maestría. Departamento de Ingeniería Mecánica. Universidad Politécnica de Cataluña. Barcelona, España. 101 p.
26. McGowan, R. 2004. CCTV. Estructura. Pasajes de arquitectura y crítica. No 59, 2004: 74-78.
27. Menendez G., M. A. 2006. Manual para la formación de operadores de grúa torre. 8ª Ed. Editorial Lex Nova. Valladolid, España. 334 p.
28. Mott, R. L. 2006. Diseño de elementos de máquinas. Traducción: González y Pozo, V. 4ª ed. Pearson Educación, México. 944 p.
29. Muñoz R, A. 2011. Diseño y cálculo de una grúa torre. Tesis de Maestría. Departamento de Resistencia de Materiales y Estructuras. Universidad Politécnica de Cataluña. Barcelona, España. 183 p.
30. Noli, Agrícola. 2010. Vibradoras para el Olivar. Catálogo. Córdoba, España. 6 p.
31. Ortiz-Cañavate, J; H, J.L. 1989. Técnica de la Mecanización Agrícola. Tercera edición. Ediciones Mundi-Prensa. Madrid, España. 654 p.
32. Parameswarakumar, M, et al. 1991. Design Parameters for Vibratory Mango Harvesting System. Transactions of the ASAE, 34 (1), 14-20.
33. Rebollo G, F. J. 2010. Verificación estructural de una grúa torre por el método de los elementos finitos. Tesis de ingeniería. Departamento de Ingeniería Mecánica. Universidad Carlos III de Madrid. Leganés, Madrid, España. 186p.
34. SolidWorks®. 2010. Software
35. Sosa D, M. 2008. El Cultivo de Mango en la República Dominicana. Centro para el Desarrollo Agropecuario y Forestal, CEDAF. República Dominicana. 20 p.
36. Tolosana, E., González, V., Vignote, S. 2000. El aprovechamiento maderero. Madrid. Mundi-Prensa. 563 p.
37. Torregrosa, A. et al. 2009. Recolección Mecánica de Albaricoque Búlica para la Industria. Universidad Politécnica de Valencia. Valencia, España. 73 p.
38. UCIIIM. 2011. Grúas. Transportes. Departamento de Ingeniería Mecánica. Universidad Carlos III de Madrid.
39. Vásquez G., O. L. 2010. Estática: Equilibrio de partículas y cuerpos rígidos. Presentación. Facultad de Ingeniería Civil. Universidad Nacional Santiago Antúnez de Mayolo. Huaraz, Perú. 74 p.
40. Veracruz, Gobierno del Estado. 2009. Monografía del Mango. Comisión Veracruzana de Comercialización Agropecuaria. Veracruz, México. 33 p.