

“DISEÑO E IMPLEMENTACIÓN DE UNA MÁQUINA DESPINADORA DE TUNAS (OPUNTIA FICUS-INDICA) APLICABLE A LA FUNDACIÓN “AYLLU APU FAA” DE LA PROVINCIA DE COTOPAXI – ECUADOR PARA IMPULSAR EL SECTOR AGRÍCOLA”

Trabajo de titulación previo a la obtención del título de Ingeniero Electromecánico

Autores: Guachamin Canencia, Danilo Paúl

**Rosero Caballero, Deneb
Vladimir**

Director : Ing. Manjarrés Arias Félix Xavier M.Sc.

**Latacunga
2022**



AGENDA

1. PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA
2. OBJETIVOS
3. FUNDAMENTACIÓN TEÓRICA
4. DISEÑO DE LA MÁQUINA DESPINADORA DE TUNAS
5. IMPLEMENTACIÓN DE LA MÁQUINA
6. ANÁLISIS DE RESULTADOS
7. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES



AGENDA

1. PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA
2. OBJETIVOS
3. FUNDAMENTACIÓN TEÓRICA
4. DISEÑO DE LA MÁQUINA DESPINADORA DE TUNAS
5. IMPLEMENTACIÓN DE LA MÁQUINA
6. ANÁLISIS DE RESULTADOS
7. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES



Los métodos tradicionales para retirar las espinas de las tunas resultan ser peligrosos, ya que a pesar de tomar las medidas de precaución del caso, las espinas logran filtrarse, provocando afecciones en la piel y ojos. Retardando el tiempo de producción



El desarrollo de esta propuesta pretende brindar una solución para realizar la remoción de espinas de la tuna, optimizando el tiempo de producción y precautelando la salud de las personas, mediante la integración de una máquina electromecánica que ayude a solventar las necesidades de los agricultores



AGENDA

1. PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA
2. OBJETIVOS
3. FUNDAMENTACIÓN TEÓRICA
4. DISEÑO DE LA MÁQUINA DESPINADORA DE TUNAS
5. IMPLEMENTACIÓN DE LA MÁQUINA
6. ANÁLISIS DE RESULTADOS
7. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES



Diseñar e implementar una máquina despinadora de tunas (Opuntia Ficus-Indica) aplicable a la Fundación “AYLLU APU FAA” del cantón Salcedo - provincia de Cotopaxi, para impulsar el sector agrícola



- Realizar un estudio de las alternativas de la máquina despinadora de tunas.
- Realizar el análisis de factibilidad para la fabricación de la máquina despinadora de tunas.
- Aplicar una metodología de diseño para la máquina despinadora de tunas.
- Construir la máquina despinadora de tunas.
- Someter el sistema construido bajo los protocolos de pruebas para la validación respectiva.

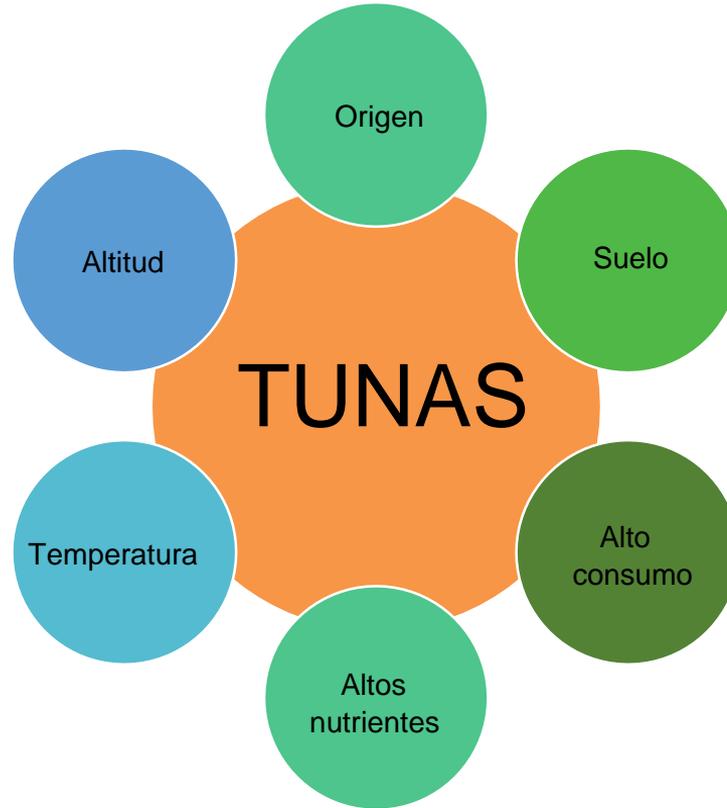
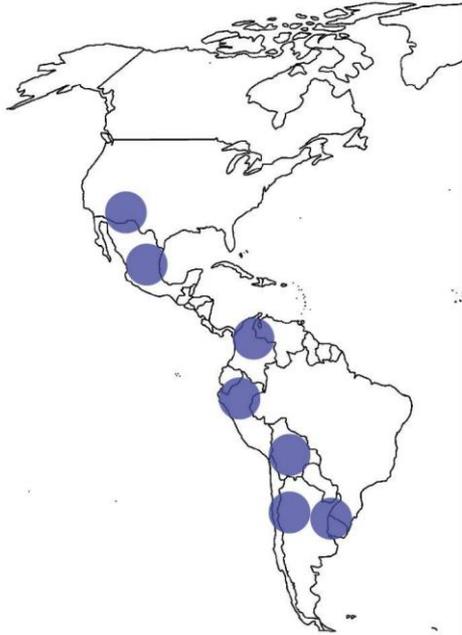


AGENDA

1. PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA
2. OBJETIVOS
3. FUNDAMENTACIÓN TEÓRICA
4. DISEÑO DE LA MÁQUINA DESPINADORA DE TUNAS
5. IMPLEMENTACIÓN DE LA MÁQUINA
6. ANÁLISIS DE RESULTADOS
7. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES



CARACTERÍSTICAS DE LAS TUNAS



Amarilla con espinas



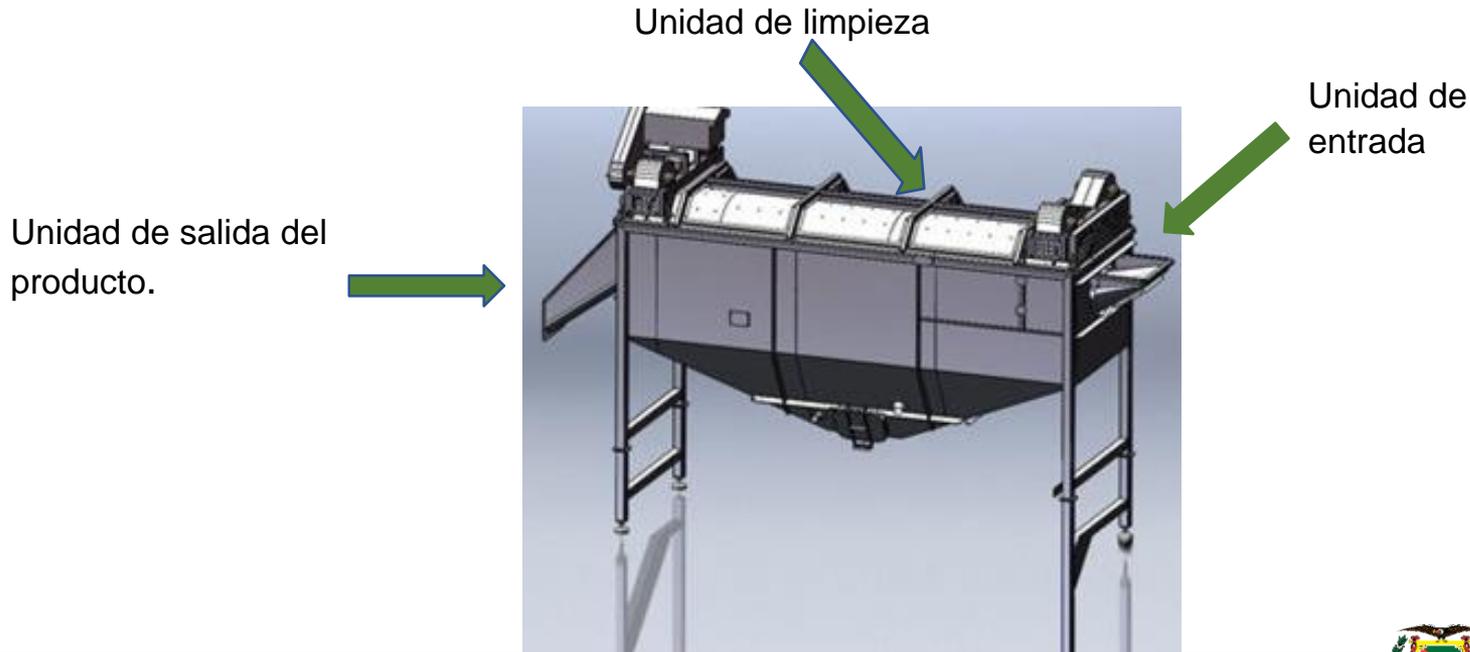
Blanca o verde



Silvestre



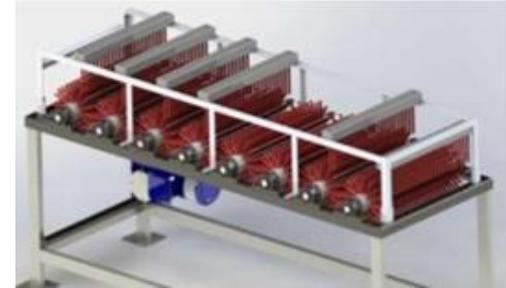
En la siguiente figura se observa las tres unidades que posee un sistema de limpieza de frutas, se toma como base para el diseño del sistema despinador de tunas.



Tambor de centrifugado



Rodillos



Hidrolavado



Lavado neumático



AGENDA

1. PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA
2. OBJETIVOS
3. FUNDAMENTACIÓN TEÓRICA
4. DISEÑO DE LA MÁQUINA DESPINADORA DE TUNAS
5. IMPLEMENTACIÓN DE LA MÁQUINA
6. ANÁLISIS DE RESULTADOS
7. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES



Promedio por cada clase para un universo de 80 frutas $n= 42$ tunas, 14 tunas por cada clase.

Clase	Peso (gr)	Largo (mm)	Ancho (mm)
Primera (grande)	156	86	60
Segunda (mediana)	106	72	51
Tercera (pequeña)	89	73	48



Encuestas realizadas a representantes de la fundación “AYLLU APU FFA”; productores de la comunidad “San Andrés de Pilaló” ubicada al occidente del cantón Salcedo. Para un universo de 15 agricultores el tamaño de muestra es de 13 personas.

Datos

- Más del 50 % de agricultores utilizan la técnica de la malla y escoba.
- El 100 % se demoran más de dos horas en el proceso de despinación en 1000 metros cuadrados (promedio 30 cajas)
- El 60 % cosechan las tunas cada 8 días, la diferencia cada 15 días.

Detalles a tomar en cuenta

- Remoción de las espinas y rapidez en el proceso
- Bajo costo de la máquina (1000 USD)
- La fruta no sea maltratada y fácil operación de la máquina.



Producción de tunas en el Ecuador

Crecimiento 10 % anual.

Años	Tuna (Tm)
2004	2,064.00
2005	4,611.00
2006	4,834.00
2007	5,987.00
2008	6,794.00
2009	7,000.00
2010	7,492.00

Mercado

Cajas según su clase	Inverno	Verano
Primera (Grande)	10 dólares	20 dólares
Segunda (Mediana)	8 dólares	18 dólares
Tercera (Pequeña)	5 dólares	15 dólares

Empleo

- San Andrés de Pilaló, San Francisco de Collanas, Quijaló, Sigchocalle, Salache San José, La Argentina, San Pedro de Jachaguango y Ampamalag, 10 familias de 4 integrantes son 360 personas involucradas, obteniendo diez hectáreas que producen cerca de tres mil quinientas cajas de tunas, al mercado representa aproximadamente treinta y cinco mil dólares.



Voz del usuario

Bajo costo

Limpieza profunda de las tunas

Remoción rápida

No maltratar el producto

Fácil operación

Movilidad

Peso ligero

Mínimo ruido

Minimizar el contacto con la fruta

Voz del ingeniero

Materiales de gama media

Mayor número de rodillos

Tamaño de las cerdas plásticas

Material de los rodillos

Sistema de automatización amigable

Piezas desmontables

Densidad de los materiales

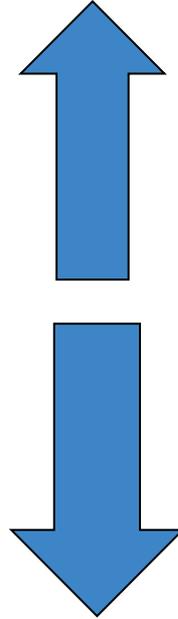
Motores eléctricos

Sistema de lavado



Requisitos del cliente

Bajo costo	17%
Limpieza profunda de las tunas	17%
Remoción rápida	17%
No maltratar el producto	14%
Fácil operación	13%
Movilidad	10%
Peso ligero	6%
Mínimo ruido	3%
Minimizar el contacto con la fruta	3%

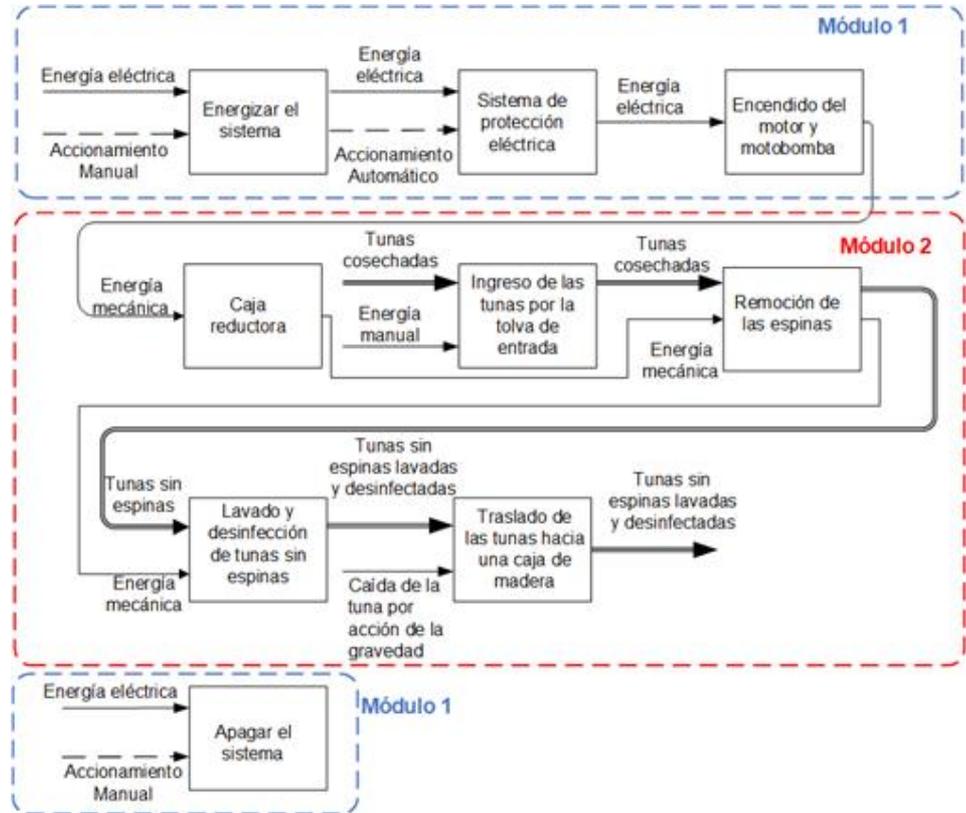


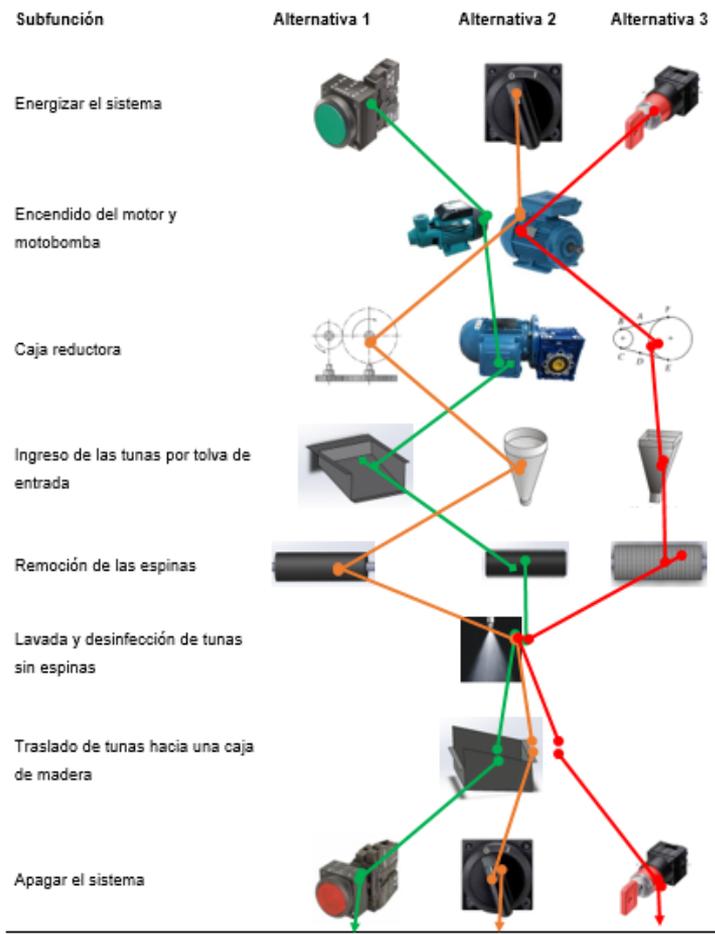
Requerimientos funcionales

Material de los rodillos	16%
Mayor número de rodillos	15%
Motores eléctricos	15%
Sistema de lavado	15%
Densidad de los materiales	12%
Tamaño de las cerdas plásticas	11%
Materiales de gama media	8%
Sistema de automatización amigable	4%
Piezas desmontables	4%



ANÁLISIS FUNCIONAL DE LA MÁQUINA DESPINADORA DE TUNAS





Método ordinal corregido de criterios ponderados

Solución	Material de los rodillos	Mayor número de rodillos	Motores eléctricos	Sistema de lavado	Densidad de los materiales	Tamaño de las cerdas de nylon	Materiales de gama media	Sistema de automatización amigable	Piezas desmontables	$\Sigma + 1$	Prioridad
Alternativa 1	0,500	0,333	0,333	0,333	0,429	0,429	0,417	0,500	0,500	3,774	1
Alternativa 2	0,250	0,333	0,333	0,333	0,214	0,214	0,333	0,250	0,250	2,512	3
Alternativa 3	0,250	0,333	0,333	0,333	0,357	0,357	0,250	0,250	0,250	2,714	2

Selección de alternativa

Se selecciona la alternativa 1, gracias a la disponibilidad de sus componentes en el mercado y al cumplimiento de los requerimientos del usuario



ANÁLISIS DEL ENTORNO DE CARGAS

Masa de la tuna dentro del túnel despinador

Procesamiento: 800 kg (36 cajas de 22 kg) de tunas por hora

Carga requerida

$$C_{req} = 800 \frac{kg}{h} * \left(\frac{1h}{60 min} \right)$$

$$C_{req} = 13.33 \frac{kg}{min}$$

Aproximadamente una caja de 22 kg en dos minutos

Masa sobre los ejes

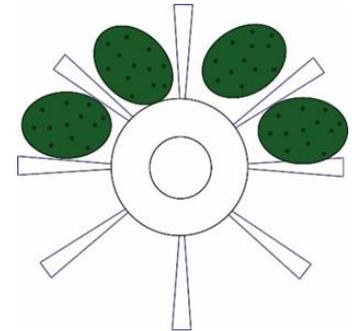
Eje de 40 cm de largo: 7 cm x 5=35 cm

Para 5 filas de 4 unidades a lo largo del eje más 30 % de seguridad: 26 tunas x 160g c/u =4160 g

$$Masa_{Total} = Masa_{Cepillo} + Masa_{m\acute{a}x\ Tunas}$$

$$Masa_{Total} = 800_{gramos} + 4160_{gramos}$$

$$Masa_{Total} = 4.96\ kg$$



CARGAS AXIALES Y RADIALES SOBRE EL EJE

Considerando la gravedad que actúa como fuerza perpendicular

$$Carga_{Total} = Masa_{total} * 9.807 \frac{m}{s^2}$$

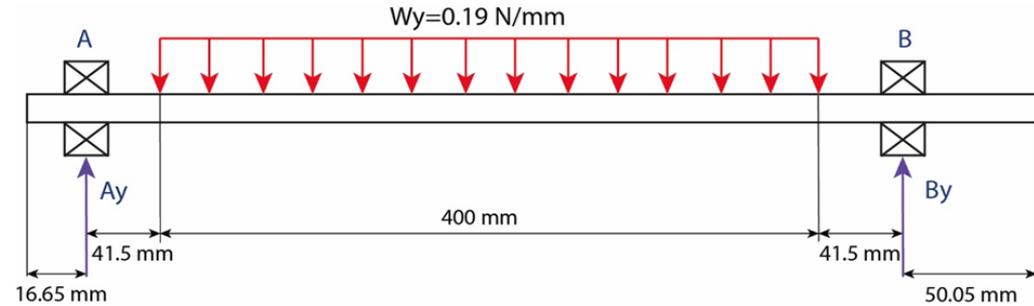
$$Carga_{Total} = 4.96 \text{ kg} * 9.807 \frac{m}{s^2}$$

$$\underline{Carga_{Total} = 45.7 \text{ N}}$$

$$Carga_{Total-Seguridad} = Carga_{total} + \left(\frac{2}{3}\right) Carga_{Total}$$

$$Carga_{Total-Seguridad} = 45.7 \text{ N} + \left(\frac{2}{3}\right) 45.7 \text{ N}$$

$$\underline{Carga_{Total-Seguridad} = 76.16 \text{ N}}$$



$$\sum M_A = 0$$

$$-P_1 * (0.2415 \text{ m}) + B_y * (0.483 \text{ m}) = 0$$

$$(-76.16 \text{ N}) * (0.2415 \text{ m}) + B_y * (0.483 \text{ m}) = 0$$

$$B_y = \frac{76.16 \text{ N} * 0.2415 \text{ m}}{0.483 \text{ m}}$$

$$\underline{B_y = 38.08 \text{ N}}$$

$$\sum F_y = 0$$

$$A_y + B_y - P_1 = 0$$

$$A_y = P_1 - B_y$$

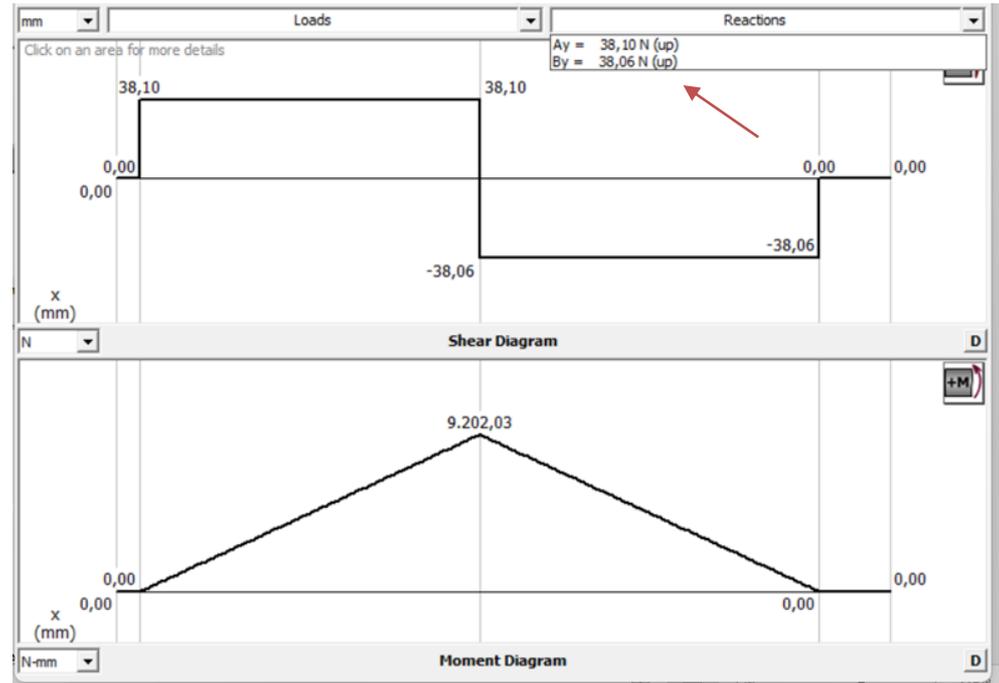
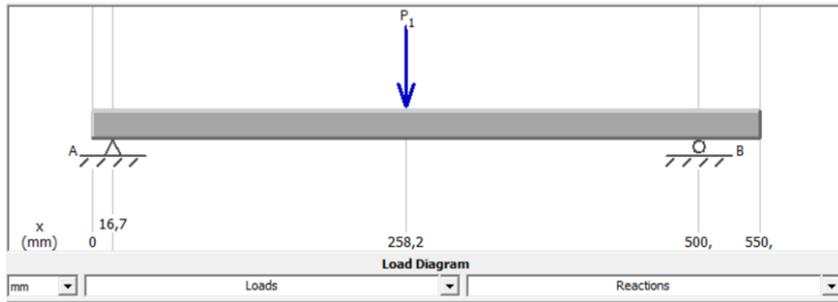
$$A_y = 76.16 \text{ N} - 38.08 \text{ N}$$

$$\underline{A_y = 38.08 \text{ N}}$$



CARGAS AXIALES Y RADIALES SOBRE EL EJE

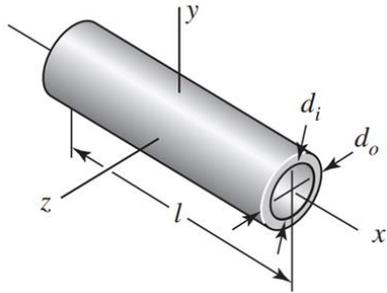
Para validar los cálculos, es necesario simular en el software MDSolids versión estudiantil, así comprobar los resultados de los esfuerzos cortantes y momento flector que ejerce en el eje con dicha carga



INERCIA DE LOS ELEMENTOS

Inercia cepillo

Cilindro hueco



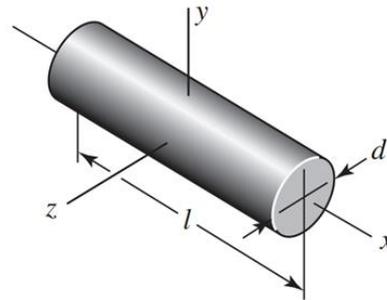
$$I = \frac{m}{8} * (d_o^2 + d_i^2)$$

$$I = \frac{0.762 \text{ kg}}{8} * [(0.0762 \text{ m})^2 + (0.022 \text{ m})^2]$$

$$I = 0.54 \text{ g} \cdot \text{m}^2$$

Inercia eje de transmisión

Cilindro sólido



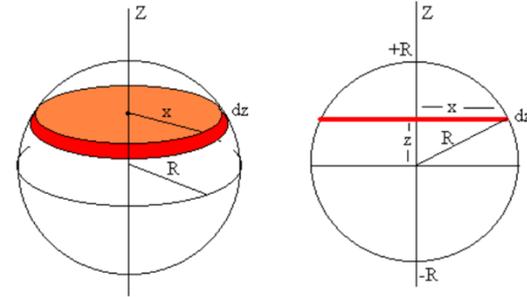
$$I_x = \frac{m * d^2}{8}$$

$$I_{eje} = \frac{1.6 \text{ kg} * (0.022 \text{ m})^2}{8}$$

$$I_{eje} = 0.0968 \text{ g} \cdot \text{m}^2$$

Inercia de la tuna

Esfera



$$I_{esfera} = \frac{2}{5} * m * r^2$$

$$I_{tuna} = \frac{2}{5} * 160 \text{ g} * (0.035 \text{ m})^2$$

$$I_{tuna} = 0.0784 \text{ g} \cdot \text{m}^2$$



INERCIA DE LOS ELEMENTOS

Para 10 ejes que entran en contacto con las tunas x 4.16 kg que soporta el eje = 41.6 kg

$$\text{Unidades de tunas} = \frac{\text{Máxima capacidad}}{\text{Masa de una tuna}}$$

$$\text{Unidades de tunas} = \frac{41.6 \text{ kg}}{0.160 \text{ kg}}$$

$$\text{Unidades de tunas} = 260 \text{ tunas}$$

Multiplicado por la inercia de cada tuna

$$I_{\text{tuna}} = 0.0784 \text{ g.m}^2$$

$$I_{\text{máx cap. tunas}} = 260 \text{ u} * 0.0784 \text{ g.m}^2$$

$$I_{\text{máx cap. tunas}} = 20.38 \text{ g.m}^2$$

Sumatoria total de inercia

$$\sum I_{\text{total}} = I_{\text{cepillo}} + I_{\text{eje}} + I_{\text{máx cap. tunas}}$$

$$\sum I_{\text{total}} = 0.542 \text{ g.m}^2 + 0.0968 \text{ g.m}^2 + 20.38 \text{ g.m}^2$$

$$\sum I_{\text{total}} = 21.023 \text{ g.m}^2$$



VELOCIDADE ANGULAR

Por medio de la experimentación de campo se determinó el tiempo de limpieza de la tuna que se necesita por lado mientras se encuentra en contacto con las cerdas.



Longitud (m)	Velocidad (m/s)
1	0,34
1	0,36
1	0,41
1	0,32
1	0,33
1	0,37
1	0,42
Promedio	0,36

Diámetro del cepillo = 76.2 mm
Velocidad lineal = 0.36 m/s

$$w = \frac{v}{r}$$

$$w = \frac{0.36 \frac{m}{s}}{0.0381 m}$$

$$w = 9.45 \frac{rad}{s}$$

$$w = 90.23 \text{ RPM}$$



Aceleración angular

Relaciona la velocidad angular y el tiempo que se encuentra en contacto con la tuna.

$$\alpha = \frac{w}{t}$$

$$\alpha = \frac{9.45 \text{ rad/s}}{2 \text{ s}}$$

$$\alpha = 4.72 \frac{\text{rad}}{\text{s}^2}$$

Aceleración

Es la rapidez del cambio de velocidad, relaciona la velocidad lineal y el tiempo de estabilización.

$$a = \frac{v}{t}$$

$$a = \frac{0.36 \frac{\text{m}}{\text{s}}}{2 \text{ s}}$$

$$a = 0.18 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$$



DIMENSIONAMIENTO DEL MOTORREDUCTOR

El cepillo abarca 20 unidades de tunas, más 30% de seguridad dando como resultado 26 unidades

$$F_{aceleración} = Masa_{Total} * aceleración$$

$$F_{aceleración} = 4.96 \text{ kg} * 0.18 \frac{m}{s^2}$$

$$F_{aceleración} = 0.89 \text{ N}$$

$$F_{aceleración} = 0.091 \text{ kgf}$$

Fuerza de fricción

$$F_{fricción \text{ fruta}} = 0.07 \text{ kgf}$$

$$F_{fricción \text{ 20 u}} = 0.07 \text{ kgf} * 20 \text{ u}$$

$$F_{fricción \text{ 20 u}} = 1.4 \text{ kgf}$$

$$F_{fricción \text{ cepillo}} = 0.2 \text{ kgf}$$

$$F_{fricción \text{ cep total}} = 0.2 \text{ kgf} * 18 \text{ puntos de contacto}$$

$$F_{fricción \text{ cep total}} = 3.6 \text{ kgf}$$

$$F_{fricción \text{ total}} = F_{fricción \text{ 20 u}} + F_{fricción \text{ cep total}}$$

$$F_{fricción \text{ total}} = 1.4 \text{ kgf} + 3.6 \text{ kgf}$$

$$F_{fricción \text{ total}} = 5 \text{ kgf} = 49.05 \text{ N}$$

18 son los puntos de contacto con los mismos cepillos



DIMENSIONAMIENTO DEL MOTORREDUCTOR

Torque de aceleración

Arrancando con carga

$$T_{aceleración} = I \alpha$$

$$T_{aceleración} = 0.021 \text{ kg.m}^2 * 4.72 \frac{\text{rad}}{\text{s}^2}$$

$$T_{aceleración} = 0.0993 \text{ Nm}$$

$$T_{aceleración} = 0.879 \text{ lb.in}$$

Potencia del motor

$$P_{m\acute{a}x} = (F_{aceleración} + F_{fricción}) * V_{m\acute{a}x} + (T_{aceleración}) * W_{m\acute{a}x}$$

$$P_{m\acute{a}x} = \left[(0.892 \text{ N} + 49.5 \text{ N}) * 0.36 \frac{\text{m}}{\text{s}} \right] + \left(0.099 \text{ Nm} * 9.4 \frac{\text{rad}}{\text{s}} \right)$$

$$P_{m\acute{a}x 1} = 18.91 \text{ W}$$

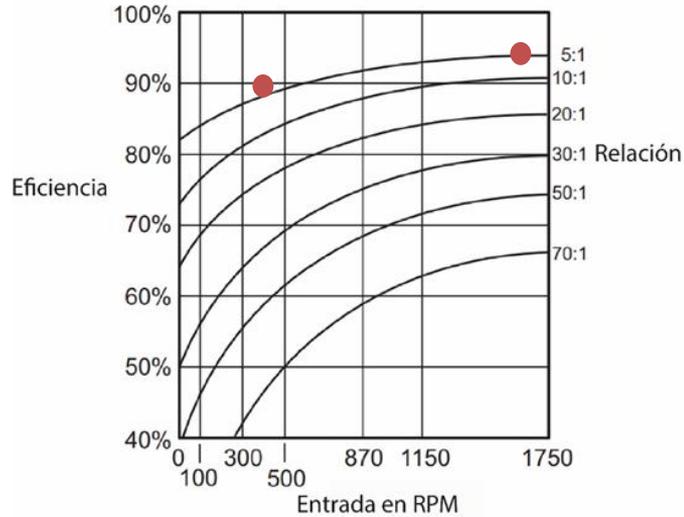
$$P_{m\acute{a}x 10 \text{ rodillos}} = 189.17 \text{ W} = 0.25 \text{ Hp}$$

El sistema de cepillos requiere aproximadamente 90 RPM para procesar las tunas, es necesario implementar un motorreductor el cual transmite la potencia a través de piñones por medio de una cadena.



DIMENSIONAMIENTO DEL MOTORREDUCTOR

Eficiencia del sistema de transmisión.



Eficiencia en función de la velocidad de entrada para cajas reductoras.

Para un motor y caja reductora de 1725 RPM y 358 RPM respectivamente, los dos con una relación de 5:1

$$P_{transmisión} * Eficiencia_{cadena} = P_{sistema}$$

$$P_{transmisión} * 0.87 = 0.25 \text{ Hp}$$

$$P_{transmisión} = 0.29 \text{ Hp}$$

$$P_{motor} * Eficiencia_{reductor} = P_{transmisión}$$

$$P_{motor} * 0.94 = 0.29 \text{ Hp}$$

$$P_{motor} = 0.31 \text{ Hp}$$



DIMENSIONAMIENTO DEL MOTORREDUCTOR

La potencia eléctrica mínima que requiere el motor para el funcionamiento del sistema es 0.31 Hp. Por facilidades del mercado se obtiene un motor de 0.5 Hp de 1725 RPM y salida de la caja reductora de 358 RPM marca Bluffton WEG Group.



BLUFFTON MOTOR WORKS
410 E. Spring St., Bluffton, IN 46714
WEG Group

MOD 1111007727
DATE 1609230912

HZ	60	HZ	50
V	115/230	V	115/230
HP	1/2	HP	1/2
RPM	1725	RPM	1425
FLA	7.2/3.6	FLA	8.8/4.4
SF	1.0	SF	1.0
SFA		SFA	
FR	56YZ	PH	1
INS	B	THRM TYPE	N
ENC	TEFC	KVA CODE	M
TIME RATE	CONT	MAX AMB	40°C
		CUST NUM	86-01-1000
		CAT	Big Dutchman.

WARNING - Always disconnect motor from power supply before servicing. Fatal shock may result if motor frame and adjacent metal are not grounded in compliance with electrical code.

THERMALLY PROTECTED MANUAL RESET
Motor could unexpectedly restart when protector is reset. Always disconnect motor from power supply before working on equipment. Reset protector before re-energizing.

MADE IN THE USA

UL E49787

241536

TO REVERSE, INTERCHANGE ORANGE(5) AND RED(8).



CADENA DEL SISTEMA DE TRANSMISIÓN

Para operaciones suaves, el número de dientes es reducido para el piñón impulsor. Relación 6:1 mínimo, al trabajar con mayores relaciones se pone en riesgo el tiempo de vida de la cadena.

Velocidad de 358 RPM a la salida de la caja reductora

Piñón de 46.73 mm de diámetro con 10 dientes

Reducir a 90 RPM en el primer eje de transmisión se coloca un piñón de 185.16 mm de diámetro con 44 dientes

Obteniendo una relación de reducción 5:1.

Maquinaria impulsada	Fuente de potencia	
	Características del par de torsión normal	Par de torsión alto o no uniforme
Uniforme	1.0 a 1.2	1.1 a 1.3
Impacto ligero	1.1 a 1.3	1.2 a 1.4
Impacto medio	1.2 a 1.4	1.4 a 1.6
Impacto pesado	1.3 a 1.5	1.5 a 1.8

P_d : Potencia de diseño

K_s : Factor de servicio dimensional Anexo B

P : Potencia del motor reductor

$$P_d = P_{mot. reductor} * K_s$$

$$K_s = 1.3 \text{ (motor eléctrico)}$$

$$P_d = (0.31 \text{ Hp})(1.3)$$

$$P_d = 0.4 \text{ Hp}$$



CADENA DEL SISTEMA DE TRANSMISIÓN

Se selecciona la cadena número 40 ANSI

Datos	Magnitud
a	680 mm
i	4.4:1
z1	10 dientes
z2	44 dientes
p	12.7 mm – 0.5 in
n1	358 RPM
n2	90 RPM

$$\text{Número de pasos} = \frac{2 * a}{p} + \frac{z_1 + z_2}{2} + \frac{(z_1 - z_2)^2 * p}{4 * a * \pi^2}$$

$$\text{Número de pasos} = \frac{2 * 680 \text{ mm}}{12.7 \text{ mm}} + \frac{10 + 44}{2} + \frac{(10 - 44)^2 * 12.7 \text{ mm}}{4 * 680 \text{ mm} * \pi^2}$$

$$\text{Número de pasos} = 134.6$$

$$\text{Longitud cadena} = \text{Número de pasos} * \text{paso}$$

$$\text{Longitud cadena} = (134.6) * (12.7 \text{ mm})$$

$$\text{Longitud cadena} = 171 \text{ cm}$$



CADENA DEL SISTEMA DE TRANSMISIÓN

Diámetro del piñón grande

$$D = \frac{p}{\sin\left(\frac{180^\circ}{z_2}\right)}$$

$$D = \frac{12.7 \text{ mm}}{\sin\left(\frac{180^\circ}{44}\right)}$$

$$D = 178.02 \text{ mm} \quad (\text{Mercado } 185.16 \text{ mm})$$

Diámetro del piñón pequeño

$$d = \frac{p}{\sin\left(\frac{180^\circ}{z_1}\right)}$$

$$d = \frac{12.7 \text{ mm}}{\sin\left(\frac{180^\circ}{10}\right)}$$

$$d = 41.09 \text{ mm} \quad (\text{Mercado } 46.73 \text{ mm})$$

Ángulo de contacto piñón pequeño

$$\theta_1 = 180^\circ - 2 \sin^{-1} \left[\frac{p(z_2 - z_1)}{2 * a} \right] \geq 120^\circ$$

$$\theta_1 = 180^\circ - 2 \sin^{-1} \left[\frac{12.7 \text{ mm} * (44 - 10)}{2 * 680 \text{ mm}} \right] \geq 120^\circ$$

$$\theta_1 = 142.97^\circ$$

Ángulo de contacto piñón

$$\theta_2 = 180^\circ + 2 \sin^{-1} \left[\frac{p(z_2 - z_1)}{2 * a} \right] \geq 120^\circ$$

$$\theta_2 = 180^\circ + 2 \sin^{-1} \left[\frac{12.7 \text{ mm} (44 - 10)}{2 * 680 \text{ mm}} \right] \geq 120^\circ$$

$$\theta_2 = 217.02^\circ$$



CADENA DEL SISTEMA DE TRANSMISIÓN

Velocidad de la cadena

$$V_{m\acute{a}x} = \frac{z_1 * p[in] * n}{12} [FPM]$$

$$V_{m\acute{a}x} = \frac{10 * 0.5 in * 358}{12} [FPM]$$

$$V_{m\acute{a}x} = 149.16 [FPM] * \frac{0.3048 m}{1 ft} * \frac{1 min}{60 s}$$

$$V_{m\acute{a}x} = 0.75 \frac{m}{s}$$

Fuerza en la cadena

$$F = \frac{P_{m\acute{a}x} \text{ motor}}{V_{m\acute{a}x}}$$

$$F = \frac{18.91 W}{0.75 \frac{m}{s}}$$

$$F = 25.21 N$$



CADENA DEL SISTEMA DE TRANSMISIÓN ENTRE EJES

Se selecciona la misma cadena número 40 para una relación 1:1 entre los ejes de los cepillos

Datos	Magnitud
a	200 mm
i	1:1
z1	10 dientes
z2	10 dientes
p	12.7 mm – 0.5 in
n1	90 RPM
n2	90 RPM

$$\text{Número de pasos} = \frac{2 * 200 \text{ mm}}{12.7 \text{ mm}} + \frac{10 + 10}{2} + \frac{(10 - 10)^2 * 12.7 \text{ mm}}{4 * 200 \text{ mm} * \pi^2}$$

$$\text{Número de pasos} = 42$$

$$\text{Longitud cadena} = \text{Número de pasos} * \text{paso}$$

$$\text{Longitud cadena} = (42) * (12.7\text{mm})$$

$$\text{Longitud cadena} = 53.34 \text{ cm}$$



CADENA DEL SISTEMA DE TRANSMISIÓN ENTRE EJES

El diámetro del piñón se aplica para los dos piñones debido a que cumplen con la relación 1:1.

$$D = \frac{p}{\sin\left(\frac{180^\circ}{z_2}\right)}$$

$$D = \frac{12.7 \text{ mm}}{\sin\left(\frac{180^\circ}{10}\right)}$$

$$D = 41.09 \text{ mm (Mercado } 46.73 \text{ mm)}$$

Ángulo de contacto piñón pequeño

$$\theta_1 = 180^\circ - 2 \sin^{-1} \left[\frac{12.7 \text{ mm} * (10 - 10)}{2 * 680 \text{ mm}} \right] \geq 120^\circ$$

$$\theta_1 = 180^\circ$$



CADENA DEL SISTEMA DE TRANSMISIÓN ENTRE EJES

Velocidad de la cadena

$$V_{m\acute{a}x} = \frac{z_1 * p[in] * n}{12} [FPM]$$

$$V_{m\acute{a}x} = \frac{10 * 0.5 in * 90}{12} [FPM]$$

$$V_{m\acute{a}x} = 37.5 [FPM] * \frac{0.3048 m}{1 ft} * \frac{1 min}{60 s}$$

$$V_{m\acute{a}x} = 0.19 \frac{m}{s}$$

Fuerza que transmite la cadena

$$F = \frac{P_{m\acute{a}x}}{V_{m\acute{a}x}}$$

$$F = \frac{18.91 W}{0.19 \frac{m}{s}}$$

$$F = 99.26 N$$

Lubricación cadena número 40

Mediante un cepillo o aceitera ya que el volumen y la frecuencia debe ser suficiente para mantener a la cadena húmeda y el lubricante pueda penetrar entre los espacios internos de la cadena.



DISEÑO DEL EJE

Velocidad de la cadena

$$V_{m\acute{a}x} = \frac{z_1 * p[in] * n}{12} [FPM]$$

$$V_{m\acute{a}x} = \frac{10 * 0.5 in * 90}{12} [FPM]$$

$$V_{m\acute{a}x} = 37.5 [FPM] * \frac{0.3048 m}{1 ft} * \frac{1 min}{60 s}$$

$$V_{m\acute{a}x} = 0.19 \frac{m}{s}$$

Fuerza que transmite la cadena

$$F = \frac{P_{m\acute{a}x}}{V_{m\acute{a}x}}$$

$$F = \frac{18.91 W}{0.19 \frac{m}{s}}$$

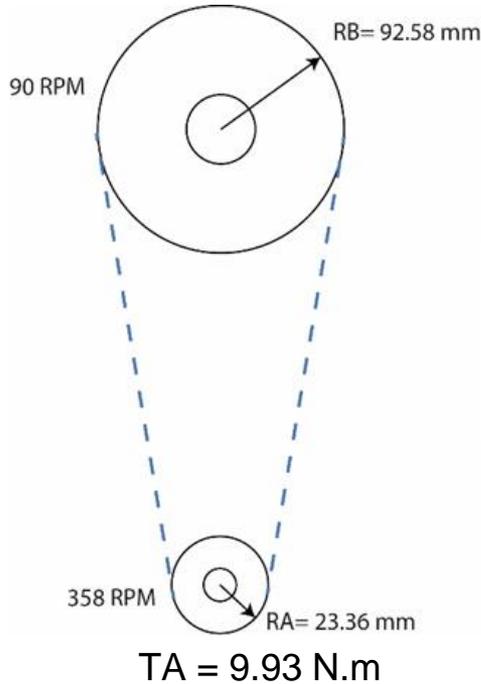
$$F = 99.26 N$$

Lubricación cadena número 40

Mediante un cepillo o aceitera ya que el volumen y la frecuencia debe ser suficiente para mantener a la cadena húmeda y el lubricante pueda penetrar entre los espacios internos de la cadena.



Para el diseño del eje se tomó como material referencial al Acero 1018 con un límite de rotura $S_{ut} = 440 \text{ MPa}$ y límite elástico (fluencia) $S_y = 370 \text{ MPa}$

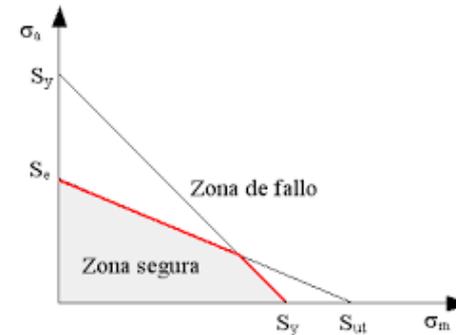


$$T_B = T_A * \left(\frac{R_B}{R_A} \right)$$

$$T_B = 9.93 \text{ N.m} * \left(\frac{92.58 \text{ mm}}{23.36 \text{ mm}} \right)$$

$$T_B = 39.35 \text{ N.m}$$

El eje se encuentra sometido a flexión y torsión, se elige la teoría modificada de Goodman que involucra los dos esfuerzos, para identificar el factor de seguridad en el punto crítico del eje.



Punto crítico del eje

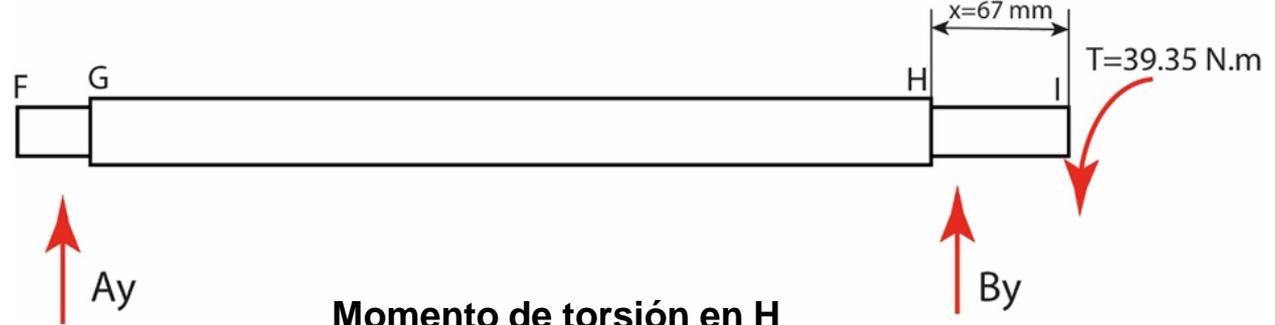
$$B_y = 38.08 \text{ N}$$

$$T = 39.35 \text{ N.m} = 348.27 \text{ lb.in}$$

$$D_e = 22.2 \text{ mm} = 0.875 \text{ in}$$

$$D_i = 19.05 \text{ mm} = 0.75 \text{ in}$$

$$x = 0.067 \text{ m}$$



Momento de torsión en H

$$M_H = B_y * x$$

$$M_H = 38.08 \text{ N} * 0.067 \text{ m}$$

$$M_H = 2.55 \text{ N.m} = 22.58 \text{ lb.in}$$



Cálculo del límite de resistencia a la fatiga

$$S_{e'} = 0.5 * S_{ut}$$

$$S_{e'} = 0.5 * (63816.6 \text{ PSI})$$

$$S_{e'} = 31908.3 \text{ PSI}$$

Límite de resistencia a la fatiga corregido

$$S_e = C_{carga} * C_{tamaño} * C_{sup} * C_{temp} * C_{conf} * S_{e'}$$

Según el eje sometido a flexión

$$C_{carga} = 1$$

Factor de tamaño

Para $0.3 \text{ in} < d < 10 \text{ in}$

$$C_{tamaño} = 0.869 * d^{-0.097}$$

$$C_{tamaño} = 0.869 * 0.75 \text{ in}^{-0.097}$$

$$C_{tamaño} = 0.893$$

Factor de superficie

Acabado superficial	A	b
Esmerilado	1.34	-0.085
Maquinado en frío	2.7	-0.265

$$C_{sup} = A(S_{ut})^b$$

$$C_{sup} = 2.7 * (63.81 \text{ KPSI})^{-0.265}$$

$$C_{sup} = 0.897$$

Factor de temperatura

Para $T \leq 450 \text{ }^\circ\text{C}$ ($840 \text{ }^\circ\text{F}$): $C_{temp} = 1$

Factor de Confiabilidad

Para 99%

$$C_{conf} = 0.814$$



DISEÑO DEL EJE

Límite de resistencia a la fatiga corregido

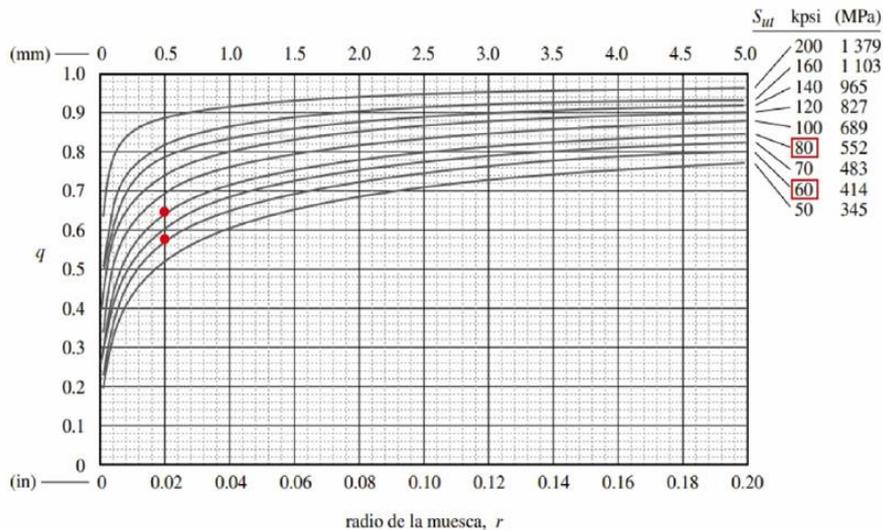
$$S_e = C_{carga} * C_{tamaño} * C_{sup} * C_{temp} * C_{conf} * S_e'$$

$$S_e = 1 * 0.893 * 0.897 * 1 * 0.814 * 31908.3 \text{ PSI}$$

$$S_e = 20832.2 \text{ PSI}$$

Factor de sensibilidad de muesca

Para un radio de la muesca de 5 mm o 0.02 in



$$q_{flexión} 63 \text{ kPSI} = 0.58$$

$$q_{torsión} 83 \text{ kPSI} = 0.64$$



A continuación, se procede a encontrar el factor de concentración de esfuerzos por fatiga (dinámico) K_f para flexión y K_{fs} para torsión. Determinando previamente el factor de concentración de esfuerzos teórico (estático) K_t .

$$K_t = A * \left(\frac{r}{d}\right)^b$$

Para flexión

$$K_t = 0.95120 * \left(\frac{0.02 \text{ in}}{0.75 \text{ in}}\right)^{-0.23757}$$

$$K_t = 2.25$$

Para torsión

$$K_t = 0.83425 * \left(\frac{0.02 \text{ in}}{0.75 \text{ in}}\right)^{-0.21649}$$

$$K_t = 1.82$$

Factor de concentración de esfuerzos

$$K_f = 1 + q * (K_t - 1)$$

Para flexión

$$K_f = 1 + 0.58 * (2.4 - 1)$$

$$K_f = 1.812$$

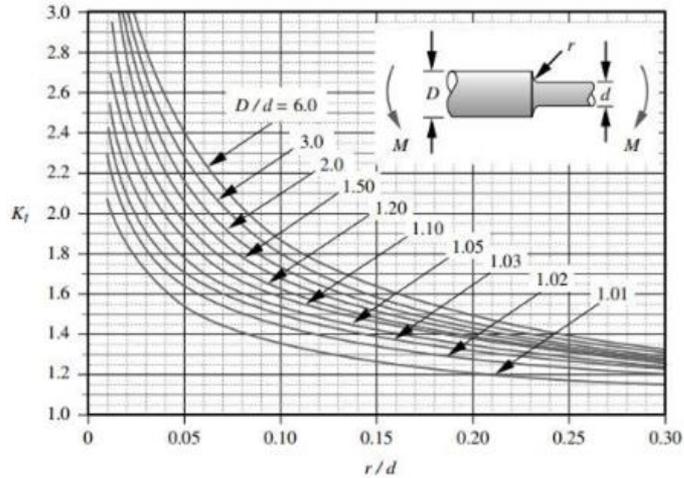
Para torsión

$$K_{fs} = 1 + 0.64 * (1.82 - 1)$$

$$K_f = 1.524$$



Para flexión

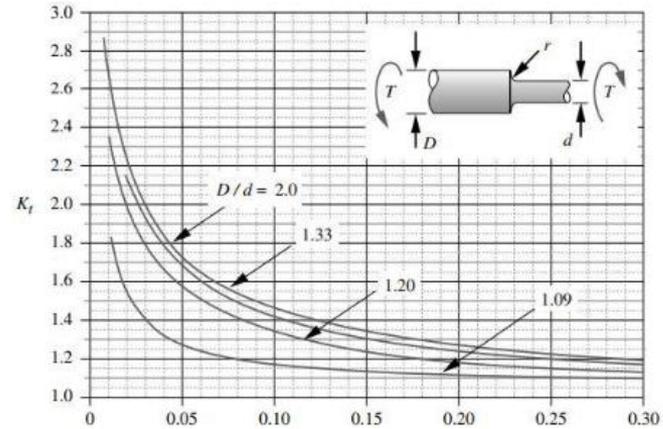


$$K_t \equiv A \left(\frac{r}{d} \right)^b$$

donde:

D/d	A	b
6.00	0.878 68	-0.332 43
3.00	0.893 34	-0.308 60
2.00	0.908 79	-0.285 98
1.50	0.938 36	-0.257 59
1.20	0.970 98	-0.217 96
1.10	0.951 20	-0.237 57
1.07	0.975 27	-0.209 58
1.05	0.981 37	-0.196 53
1.03	0.980 61	-0.183 81
1.02	0.960 48	-0.177 11
1.01	0.919 38	-0.170 32

Para torsión



$$K_t \equiv A \left(\frac{r}{d} \right)^b$$

donde:

D/d	A	b
2.00	0.863 31	-0.238 65
1.33	0.848 97	-0.231 61
1.20	0.834 25	-0.216 49
1.09	0.903 37	-0.126 92



Diámetro de diseño

Factor de seguridad " N_F ": 2.5

$$d = \left\{ \frac{32 N_F}{\pi} \left[\left(K_f * \frac{M_a}{S_e} \right)^2 + \frac{3}{4} \left(K_{fsm} * \frac{T_m}{S_y} \right)^2 \right]^{1/2} \right\}^{1/3}$$

Momento $M_H = M_a = 22.58 \text{ lb.in}$

Torque $T = 348.27 \text{ lb.in}$

$$d = \left\{ \frac{32 * 2.5}{\pi} \left[\left(1.812 * \frac{22.58 \text{ lb.in}}{20832.2 \text{ PSI}} \right)^2 + \frac{3}{4} \left(1.524 * \frac{348.27 \text{ lb.in}}{53664 \text{ PSI}} \right)^2 \right]^{1/2} \right\}^{1/3}$$

$$d = 0.607 \text{ in}$$

Se determinó el diámetro de 0.75 in por facilidades de los componentes estandarizados (rodamientos).



Factor de seguridad

Los esfuerzos efectivos alternativo y medio de Von Mises son utilizados en el diagrama de Goodman modificado para determinar el factor de seguridad.

$$\frac{1}{n} = \frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_{ut}}$$

$$\frac{1}{N} = \frac{\left[\left(\frac{32 * K_f * M_a}{\pi * d^3} \right)^2 \right]^{1/2}}{S_e} + \frac{\left[3 \left(\frac{16 * K_{fs} * T_m}{\pi * d^3} \right)^2 \right]^{1/2}}{S_{ut}}$$

$$\frac{1}{N} = \frac{\left[\left(\frac{32 * 1.812 * 22.58 \text{ lb. in}}{\pi * 0.75 \text{ in}^3} \right)^2 \right]^{1/2}}{20832.2 \text{ PSI}} + \frac{\left[3 \left(\frac{16 * 1.52 * 348.27 \text{ lb. in}}{\pi * 0.75 \text{ in}^3} \right)^2 \right]^{1/2}}{63816.6 \text{ PSI}}$$

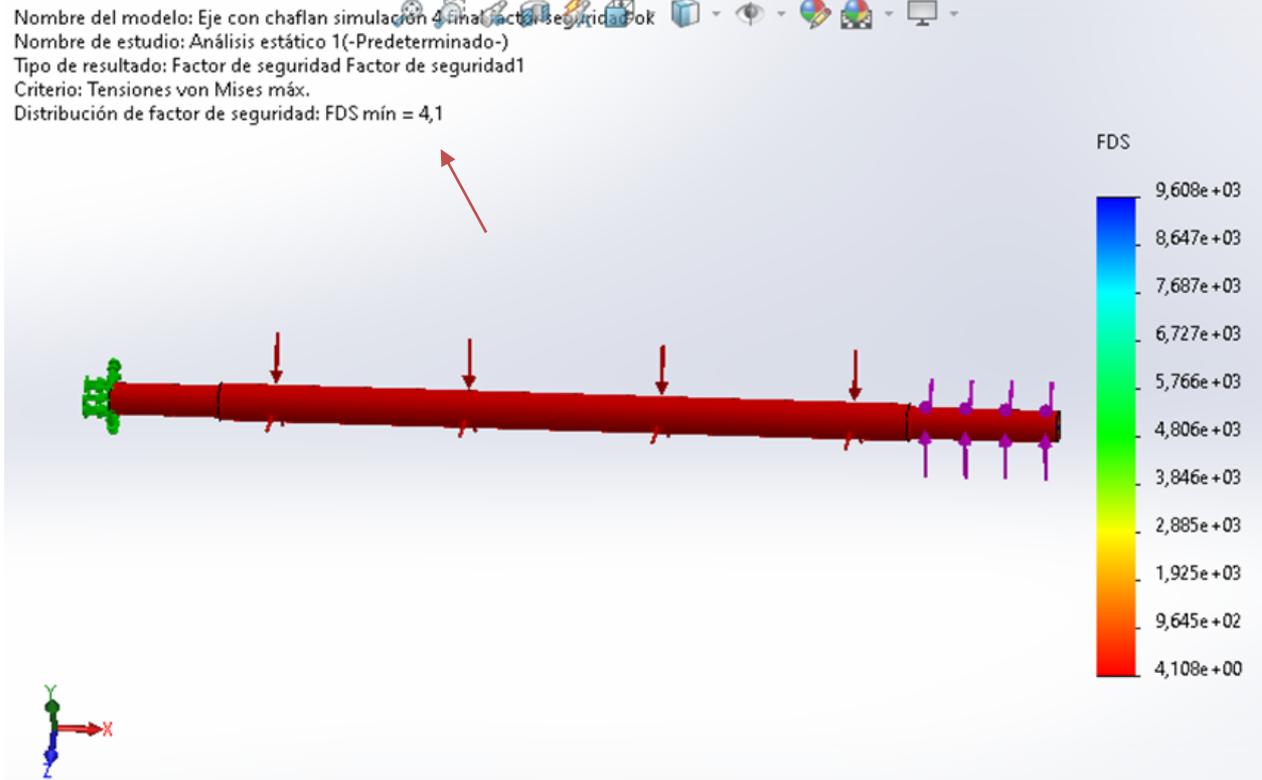
$$\frac{1}{N} = 0.2205$$

$$N = 4.53$$

El factor de seguridad es mayor a 1.5, esto indica que el diseño del eje soportará las fuerzas de flexión y torsión que será sometido de acuerdo con las condiciones planteadas.



Factor de seguridad



Para una correcta selección de los rodamientos se debe considerar el diámetro del eje y la carga en el sistema.

$$C = P_d * \left(\frac{L_d}{10^6} \right)^{\frac{1}{k}}$$

$C =$ Capacidad de carga dinámica básica

$P_d =$ Carga dada de diseño

$L_d =$ Duración dada de diseño

$k =$ factor de tipo de rodamiento

$$P_d = 76.16 N$$

$$L_d = 3000 h * 90 \frac{rev}{min} * 60 \frac{min}{h}$$

$$L = 3000 \text{ horas}$$

$$L_d = 16.2 \times 10^6 \text{ revoluciones.}$$

$k = 3;$ rodillos de bolas

$$C = 76.16 N * \left(\frac{16.2 \times 10^6}{10^6} \right)^{\frac{1}{3}}$$

$$C = 192.7 N$$

Duración recomendada para rodamientos /

Aplicación	Duración de diseño L10,h
Electrodomésticos	1000-2000
Motores de aviación	1000-4000
Automotores	1500-5000
Equipo agrícola	3000-6000
Elevadores, ventiladores industriales, transmisiones de uso múltiples	8000-15000
Motores eléctricos, sopladores industriales, maquinas industriales en general	20000-30000
Bombas y compresores	40000-60000



Una vez obtenida el valor de carga dinámica básica se selecciona el rodamiento disponible del mercado con un diámetro de agujero de 19.05 mm D/W R12 Rodamiento rígido de bolas con una capacidad de carga dinámica básica de 6.63 kN.



DATOS DEL CÁLCULO

Capacidad de carga dinámica básica	C	6.63 kN
Capacidad de carga estática básica	C_0	4.4 kN
Carga límite de fatiga	P_u	0.186 kN
Velocidad de referencia		38 000 r/min
Velocidad límite		24 000 r/min
Factor de carga mínima	k_r	0.025
Factor de cálculo	f_0	14.4



Para el sistema de lavado y desinfección de la tuna se debe contar con una bomba de agua que impulse el agua desde los tanques de almacenamiento hasta los aspersores para su posterior limpieza.

$$NPSH_A = h_{sp} \pm h_s - h_f - h_{vp}$$

h_{sp} = Presión estática del fluido en el depósito

h_{vp} = Presión de vapor

h_f = Pérdidas debido a la sección de aspiración

h_s = Diferencia desde el nivel del depósito hasta la entrada de aspiración

Datos:

Salcedo: 2863 msnm

Temperatura: 20°C

- **Cálculo de Presión estática del fluido en el depósito**

Tabla 46

Disminución de la presión atmosférica

Altura sobre el nivel del mar		Presión atmosférica (Pa)	
m	ft	m	Ft
2750	9022	7.28	10.35
3000	9842	7.05	10.02

$$h_{sp} = 7.28 \text{ m. c. a}$$

- **Cálculo de Presión del vapor**

Tabla 47

Presión de vapor y carga de presión de vapor de agua

Temperatura	Carga de presión de vapor (m)
20	0.2388

$$h_{vp} = 0.2398 \text{ m. c. a}$$



- **Cálculo de las pérdidas en la sección de la aspiración**

$$h_f = \text{pérdida en la longitud de la tubería} + P. \text{ en codo } 90^\circ + \text{válvula}$$

Pérdidas por fricción en caños rectos de hierro

Caudal (m ³ /h)	Pérdidas (en metros por cada 100 metros)						
	3/4"	1"	1 1/4"	1 1/2"	2"	2 1/2"	3"
1,14	7,7	2,4	0,6	0,3	0,1		
2,27	27,8	8,6	2,3	1,1	0,4		
3,40	58,6	18,5	4,8	2,2	0,8	0,3	
4,55	99,5	30,8	8,1	3,8	1,3	0,5	

$$\frac{100 \text{ m}}{0.5 \text{ m}} = \frac{4.3 \text{ m}}{X \text{ m}}$$

$$X = 0.0215 * 0.65 \text{ m}$$

$$X [m] = \frac{0.5 * 4.3}{100} \text{ m}$$

$$h_{ftubería} = 0.0139 \text{ m}$$

$X = 0.0215 \text{ m}$ para tuberías de hierro

- Acero laminado nuevo : 0,8
- Acero arrugado : 1,25
- Fibrocemento : 1,25
- Aluminio : 0,7
- P.V.C. : 0,65
- Hidrobronz : 0,67

Se diseña para una tubería de 1 pulgada de diámetro, con longitud de 0.5 m, con un caudal de, 25 lt/min o 1.5 m³/h

PERDIDAS POR FRICCIÓN EN ACCESORIOS (LONGITUD EQUIVALENTE DE CAÑO RECTO DEL MISMO DIAMETRO EN METROS)

Diámetro nominal de los caños normales							
mm.	Pulg.	Válvula esclusa totalmente abierta	Válvula globo totalmente abierta	Válvula ángulo totalmente abierta	Válvula de retención	Codo normal o Te de 6 mm de reducción	Curva normal o Te normal
12	1/2	0,12	5,18	2,44	1,22	0,46	0,30
19	3/4	0,15	6,71	3,36	1,83	0,61	0,45
25	1	0,18	8,24	4,27	2,44	0,82	0,52
32	1 1/4	0,24	11,00	5,49	3,66	1,07	0,70

$$\frac{100 \text{ m}}{8.24 \text{ m}} = \frac{4.3 \text{ m}}{X \text{ m}}$$

$$X [m] = \frac{8.24 * 4.3}{100} \text{ m}$$

$$X = 0.354 \text{ m}$$

$$h_{fválvula} = 0.354 \text{ m}$$

- **Cálculo de las pérdidas en la sección de la aspiración**

$$h_f = h_{ftubería} + h_{fcodo 90^\circ} + h_{fválvula}$$

$$h_f = 0.0139 + 0 + 0.354 \text{ m}$$

$$h_f = 0.3670 \text{ m}$$

- **Pérdida en codo de 90°**

$$h_{fcodo 90^\circ} = 0 \text{ m}$$

- El depósito de agua se encuentra a la misma altura de la tubería de aspiración por lo cual el valor de $h_s = 0$.



- **Cálculo de NPSH**

$$NPSH_A = h_{sp} \pm h_s - h_f - h_{vp}$$

$$NPSH_A = 7.28 + 0 - 0.2388 - 0.3670$$

$$NPSH_A = 6.6742 \text{ m}$$

Para que el sistema se encuentre correctamente diseñado se establece un 10% de margen

$$NPSH_A > 1.1 * NPSH_R$$

$NPSH_A =$ *Depende de la instalación de diseño*

$NPSH_R =$ *Dato de la bomba necesaria*

$$\frac{NPSH_A}{1.1} > NPSH_R$$

$$\frac{6.6742}{1.1} > NPSH_R$$

$$6.067 \text{ m} > NPSH_R$$

- **Consideraciones**
- Un NPSH menor a 6.067 m para evitar que dentro del sistema exista cavitación.
- Que sea capaz de bombear un caudal de 25 l/min
- Una tubería de aspersión de 1 pulgada.

Marca	Paolo PBP-50
Caudal	33 lt/min
Altura de aspersión	6 m
Potencia	0.5 Hp
Voltaje	110 V



- **Selección de interruptor termomagnético**

El motorreductor con una corriente a plena carga de 7.2 A y la bomba de agua 4.6 A, obteniendo una corriente total de 11.8 A

$$I_n \leq I_{T-M} \leq I_{m\acute{a}x}$$

I_n : Corriente nominal del sistema

I_{T-M} : Corriente del interruptor termomagnético

$I_{m\acute{a}x}$: Corriente máxima

$$I_{m\acute{a}x} = 1.5 * I_n$$

$$I_{m\acute{a}x} = 1.5 * 11.8$$

$$I_{m\acute{a}x} = 17.7 [A]$$

$$11.8 \leq I_{T-M} \leq 17.7 [A]$$

- Por lo tanto se seleccionó un interruptor termomagnético de 20 A, el cual se lo puede encontrar en el mercado fácilmente

Marca	CHINT NXB-63
Voltaje	120 V
Amperios	20 A
Número de polos	2
Montaje	Riel DIN



- Selección del contactor y relé térmico

Para la selección se debe considerar los valores de corriente tanto del motor reductor y bomba de agua, para la selección del relé térmico es necesario que sea de la misma familia que el contactor por sus dimensiones de diseño.

Características del contactor

Marca	CHINT NXC-12
Voltaje de bobina	120 V
Amperios	12 A
Número de polos	3
Montaje	Riel DIN
Clase	AC3



Características del relé térmico

Marca	CHINT NXR-25
Corriente de ajuste	7-10 A
Número de polos	3
Montaje	Bajo el contactor
Fusible de protección	20 A



La máquina despinadora está diseñada para poder procesar 800 kg de tunas por hora teniendo en consideración la cantidad de producto cosechado, así, la tolva diseñada tiene que ser capaz de almacenar 22kg de tunas por minuto evitando que la bandeja se llene en exceso

$$V = \frac{m}{\partial}$$

V = Volumen

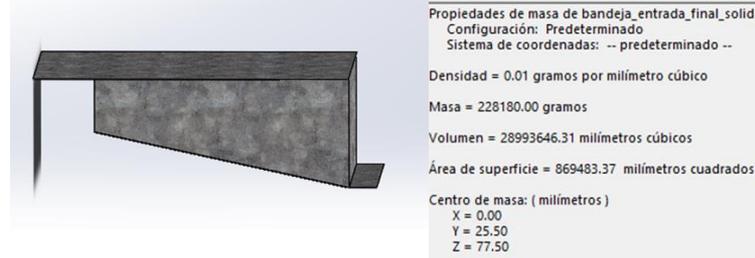
m = Masa de las tuna

∂ = densidad de la tuna; $0.96 \frac{g}{cm^3}$

$$V = \frac{22Kg}{0.96 \frac{g}{cm^3} * \frac{1 kg}{1000 g}}$$

$$V = 22916.66 cm^3$$

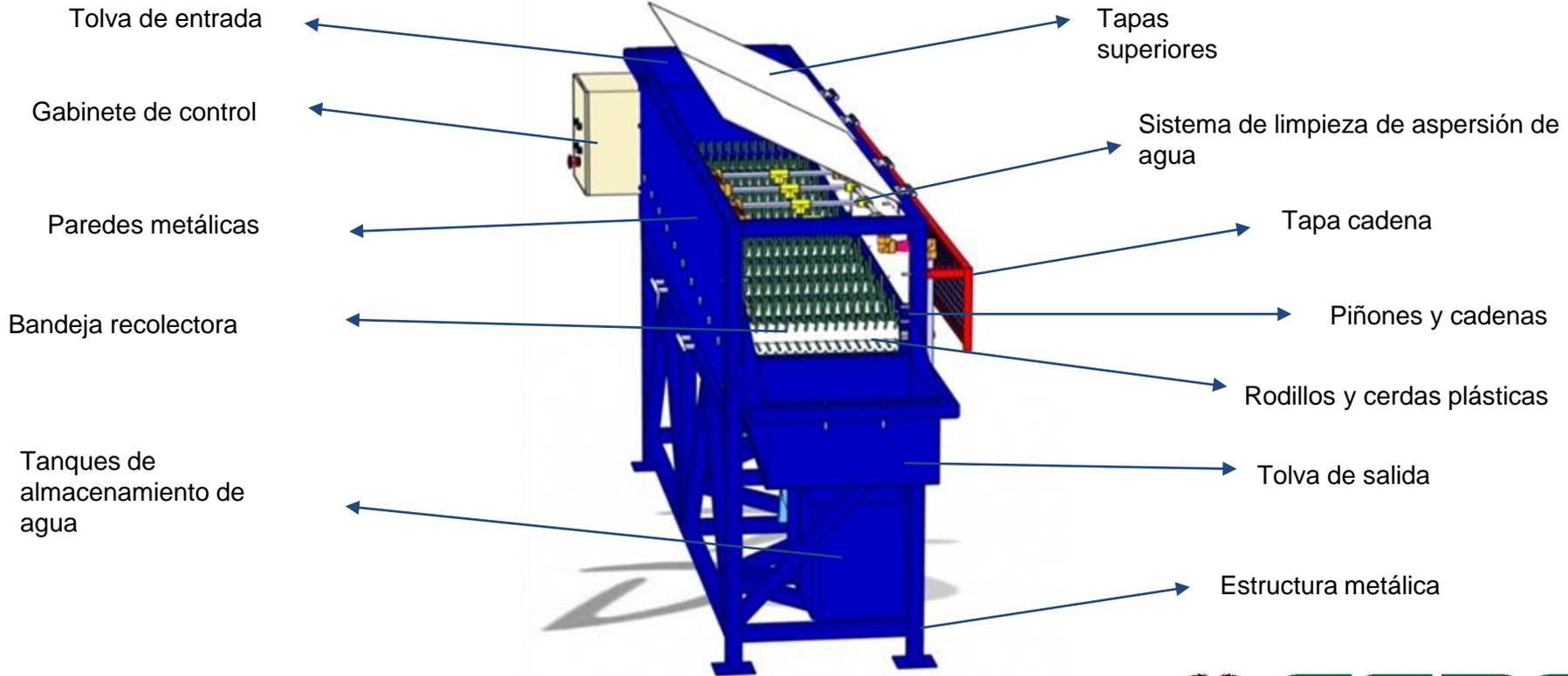
- La tolva de entrada debe ser capaz de poder almacenar un volumen de 22916.66 cm³ o 0.0229 m³



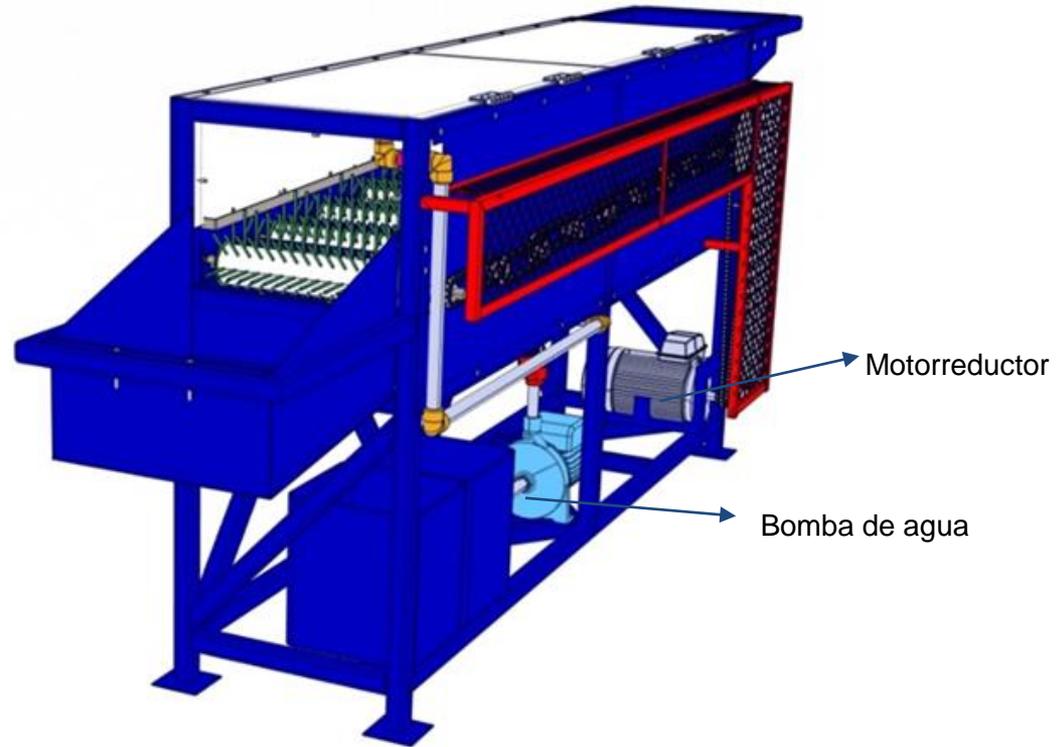
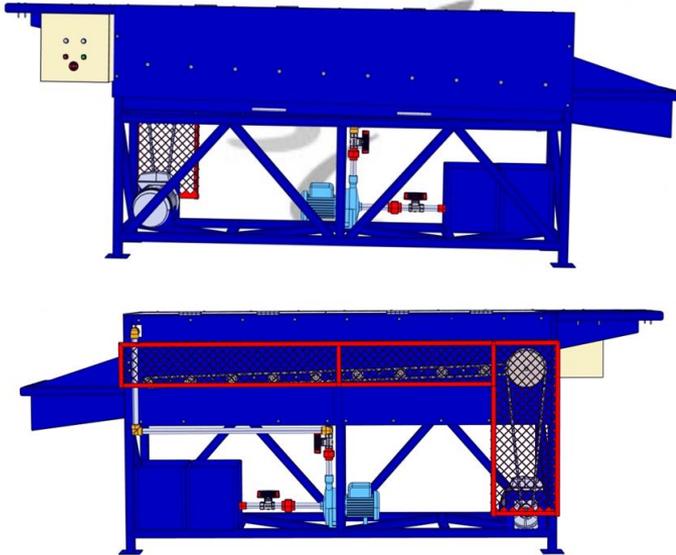
El volumen obtenido mediante el software SolidWorks de la bandeja de entrada es de 0.0289 m³.

Por lo tanto se obtiene:
0.0229 m³ < 0.0289 m³.





- Vista frontal y posterior del sistema despinador



Propiedades mecánicas del acero galvanizado

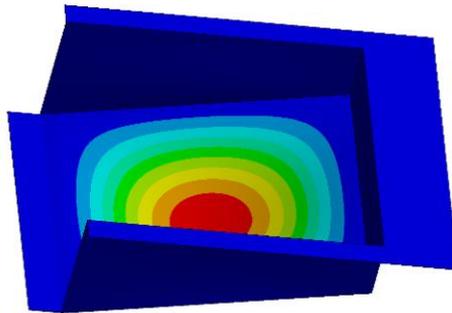
Esfuerzo a la fluencia: $\delta_y = 203.94 \text{ MPa}$

Esfuerzo ultimo: 356.90 MPa

- *Deformación direccional de la tolva de ingreso*

A: Static Structural
Directional Deformation
Type: Directional Deformation(Z Axis)
Unit: mm
Global Coordinate System
Time: 1 s
15/11/2022 23:13

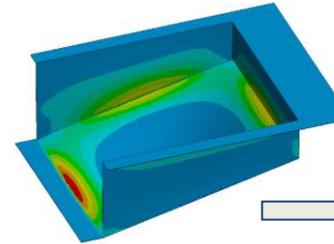
3.6012 Max
3.2004
2.7996
2.3988
1.998
1.5972
1.1964
0.79559
0.3948
-0.0060013 Min



- *Esfuerzos principales máximos Tolva de ingreso*

A: Static Structural
Maximum Principal Stress
Type: Maximum Principal Stress
Unit: MPa
Time: 1 s
15/11/2022 23:27

54.952 Max
47.609
40.265
32.922
25.578
18.235
10.891
3.5477
-3.7959
-11.139 Min



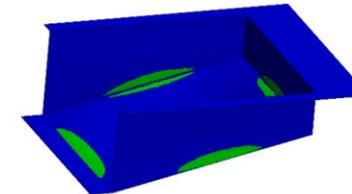
Esfuerzo a la fluencia

$54.95 < 203.94 \text{ MPa}$
 \therefore Dentro de los parámetros de diseño

- *Factor de seguridad tolva de ingreso*

A: Static Structural
Safety Factor
Type: Safety Factor
Time: 1
15/11/2022 23:43

15 Max
10
4.654 Min
1
0

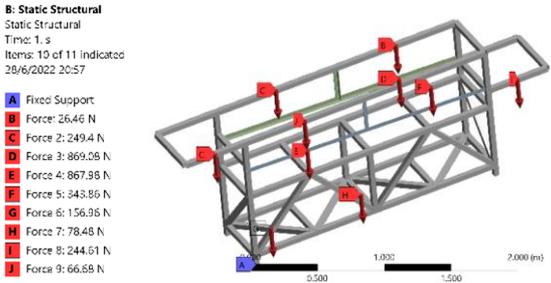


\therefore Dentro de los parámetros de diseño

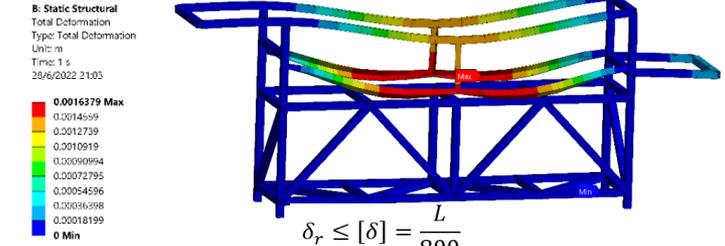


ANÁLISIS DE LOS COMPONENTES POR EL MÉTODO DE ELEMENTOS FINITOS 60

- **Material :** Acero A36; Resistencia a la fluencia: 250 MPa Resistencia última a la tracción: 460 MPa.
- **Cargas aplicadas**



Deformación Total



δ_r = deflexión de la viga
 $|\delta|$ = deflexión permisible

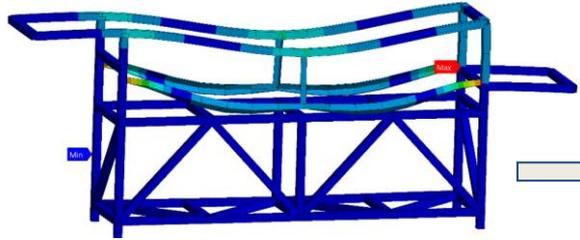
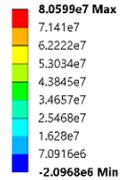
$$\delta_r \leq [\delta] = \frac{L}{800}$$

$$\delta_r \leq [\delta] = \frac{2000 [mm]}{800}$$

1.6 mm ≤ 2.5 mm ∴ Cumple

Esfuerzos principales estructura metálica

B: Static Structural
Maximum Combined Stress
Type: Maximum Combined Stress
Unit: Pa
Time: 1 s
28/6/2022 21:28



Esfuerzo a la fluencia

80.599 < 250 MPa
 ∴ Dentro de los parámetros de diseño

Factor de seguridad en base al esfuerzo a la fluencia

$$n = \frac{S_y}{\sigma_d}$$

S_y = Resistencia del material a la fluencia
 σ_d = Esfuerzo de diseño permisible

$$n = \frac{250 MPa}{80.599 MPa}$$

n = 3.10

AGENDA

1. PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA
2. OBJETIVOS
3. FUNDAMENTACIÓN TEÓRICA
4. DISEÑO DE LA MÁQUINA DESPINADORA DE TUNAS
5. IMPLEMENTACIÓN DE LA MÁQUINA
6. ANÁLISIS DE RESULTADOS
7. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES



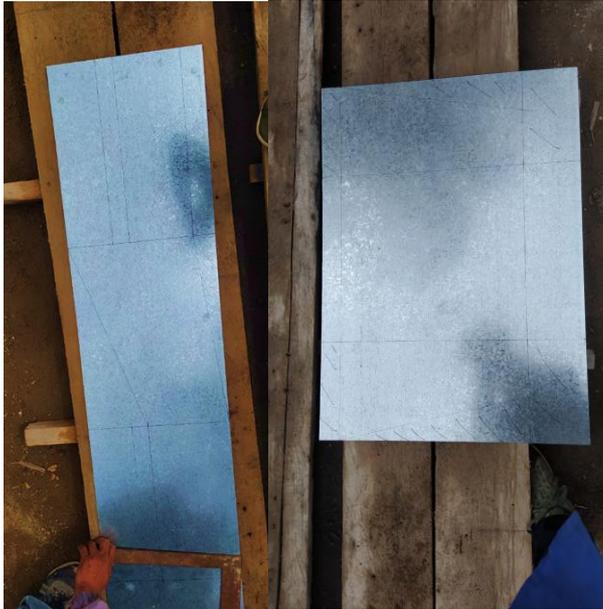
- Corte de tubo de los tubos cuadrados



- Proceso de soldeo y armado de la estructura



- Corte y rayado de las tolvas de entrada y salida



- Proceso de doblado de las tolvas y bandeja















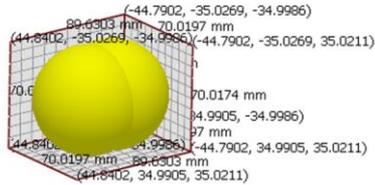
AGENDA

1. PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA
2. OBJETIVOS
3. FUNDAMENTACIÓN TEÓRICA
4. DISEÑO DE LA MÁQUINA DESPINADORA DE TUNAS
5. IMPLEMENTACIÓN DE LA MÁQUINA
6. ANÁLISIS DE RESULTADOS
7. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

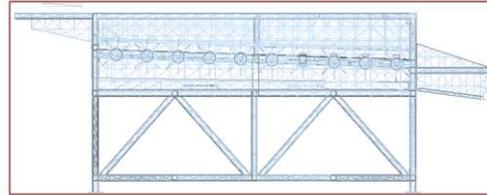


- Software Altair Student Edition

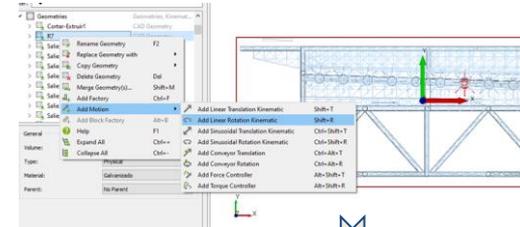
Geometría de la partícula en base a la tuna



Geometría importada



Configuración de la velocidad de rotación

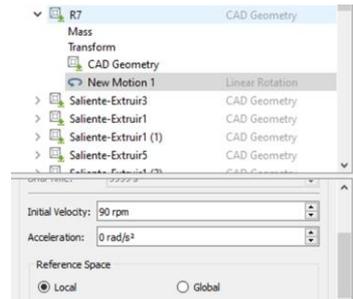
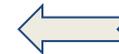
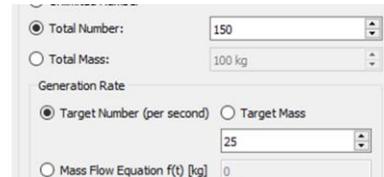


Velocidad de giro de los rodillos

Configuración de la gravedad en el sistema

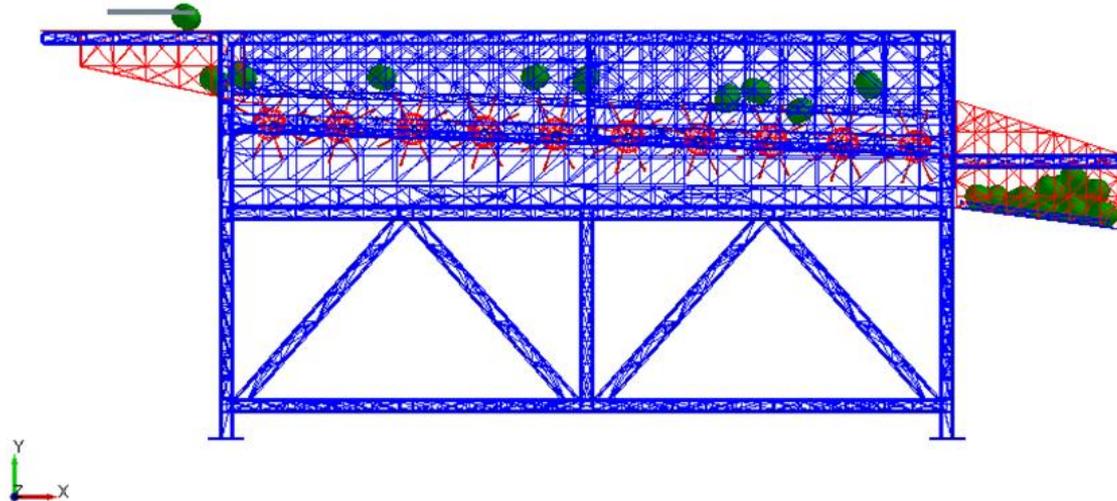


Configuración de ingreso de partículas al sistema



- Comportamiento de las partículas (tunas) dentro de la máquina

Time: 27.7 s



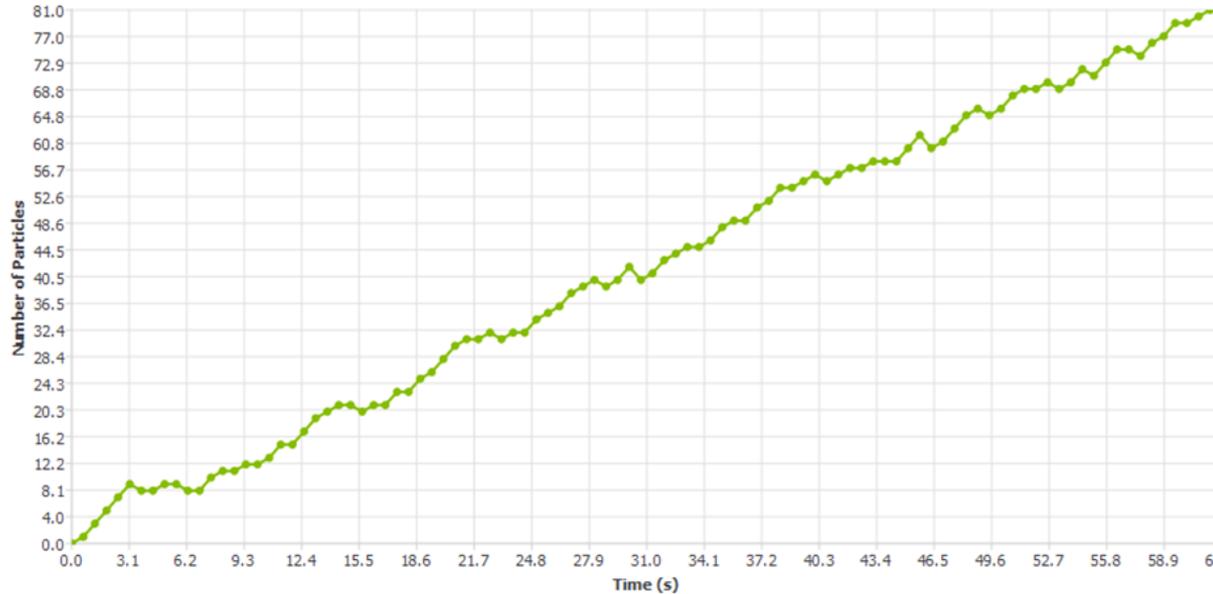
EDEM



ESPE
UNIVERSIDAD DE LAS FUERZAS ARMADAS
INNOVACIÓN PARA LA EXCELENCIA

- Número de partículas(tunas) procesadas

Number of Particles - Time



Tomando en cuenta que cada tuna pesa alrededor de 160 gramos y se obtiene 12960 gr o 12.96 Kg por minuto

$$\begin{array}{r}
 \text{kg} \quad t(s) \\
 12.96 \quad 60 \\
 X \quad 3600 \\
 \hline
 x = 778 \text{ Kg tunas}
 \end{array}$$

La máquina despinadora de tunas es capaz de remover las espinas de 778 kg/h.



Parámetros	Aprobación
Encendido /Apagado (Funcionamiento)	Cumple
Ingreso adecuado de las frutas por la tolva de ingreso	Cumple
Protección del fruto	Cumple
Capacidad de procesamiento	Cumple
Despinación de tunas	Cumple
Salida, recolección tolva de salida	Cumple
Correcto funcionamiento de la instalación eléctrica	Cumple



AGENDA

1. PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA
2. OBJETIVOS
3. FUNDAMENTACIÓN TEÓRICA
4. DISEÑO DE LA MÁQUINA DESPINADORA DE TUNAS
5. IMPLEMENTACIÓN DE LA MÁQUINA
6. ANÁLISIS DE RESULTADOS
7. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES



- Según las necesidades del cliente, se diseñó y fabricó una máquina despinadora de tunas que facilite el proceso evitando accidentes al remover las espinas del producto. Reduce el tiempo de trabajo, optimizando recursos, protegiendo al trabajador, cuidando el fruto e incentivando así al sector agrícola.
- Se hizo un análisis investigativo de las máquinas referentes con propósitos en común como: procesar, limpiar, clasificar frutas, etc. Por medio de encuestas, se recopiló información necesaria y se diseñó un sistema despinador de tunas que permite la optimización de la producción de esta fruta.
- Habiendo una demanda creciente de producción de tunas en el mercado, este proyecto complementará al desarrollo comercial del sector occidental del cantón Salcedo, por lo tanto, es factible la implementación del sistema despinador de tunas donde, el aumento de producción es posible gracias a la optimización de tiempo y recursos que ofrece.
- Mediante la metodología de diseño aplicada se logró identificar la necesidad principal. Una vez identificada la mejor opción que abarque las necesidades de los usuarios, se dimensionó la estructura y el mecanismo de la máquina despinadora de tunas bajo normas internacionales de diseño, donde se comprobó los resultados a través de una simulación que reproduce condiciones reales del funcionamiento del sistema.



- De acuerdo con los parámetros de diseño establecidos, se seleccionaron materiales e implementos bajo las características requeridas. El diseño final del sistema fue analizado bajo los estándares requeridos por los miembros de la Fundación. Se tomó en cuenta la base de soporte estructural, la tolva de alimentación, la cantidad de cepillos y sus respectivos ejes giratorios, el sistema de limpieza con presión de agua, la tolva de recolección, el sistema mecánico y eléctrico del motor y las cadenas; garantizando el correcto funcionamiento de la máquina.
- El protocolo de pruebas ayudó a validar el correcto funcionamiento del sistema despinador de tunas ya que se comprobó el cumplimiento de los parámetros propuestos por los representantes de la fundación “AYLLU APU FFA”, obteniendo una fruta en buenas condiciones, sin espinas y la capacidad de procesamiento calculada. Además, el peso y transporte del sistema despinador es el adecuado, así como los elementos eléctricos poseen protecciones garantizando la seguridad del usuario y el funcionamiento correcto.



- Utilizar un método adecuado de recolección de información ya que estas deberán analizarse detenidamente para buscar la mejor alternativa ante el problema planteado, así ahorrar recursos económicos, humanos y el factor tiempo que es muy importante para la culminación del proyecto.
- Identificar muy bien los softwares de simulación, de igual manera ingresar los parámetros tanto de los materiales como condiciones físicas reales ya que proporcionarán la información más acertada a la realidad obteniendo valores próximos al previo cálculo realizado.
- Tomar en cuenta el sistema de unidades de trabajo ya que algunas fórmulas de la literatura se presentan en diferentes unidades. Esto es muy importante para el dimensionamiento y selección de los materiales bajo catálogo, el criterio debe ser muy acertado para evitar gasto de recursos económicos.



GRACIAS POR SU ATENCIÓN



ESPE
UNIVERSIDAD DE LAS FUERZAS ARMADAS
INNOVACIÓN PARA LA EXCELENCIA