

Innovative design of a hard soil breaking mechanism for a potato harvester

Miguel K. Canal¹; Victor R. Guillen, Dr²; Arturo G. Velasquez, Mg³

^{1,2,3}Universidad Tecnológica del Perú. Lima, Perú, ¹U21311319@utp.edu.pe, ²C11255@utp.edu.pe, ³C25661@utp.edu.pe

Abstract– This research project proposes the design of a mechanism to be used prior to potato harvesting, focused on hard and uneven terrain. The objective is to incorporate a breaking wheel as a pre-screening system to facilitate initial soil cleaning, thereby improving the efficiency of the process. The study uses 3D modeling and finite element analysis (FEA) simulations to evaluate stresses, deformations, and safety factors in the main components.

The results show that the mechanism achieves safety factors greater than 2 and a 20-30% improvement in structural strength compared to models. Likewise, the selection of ASTM A36 steel and standardized commercial components favors manufacturing and maintenance in rural environments. The design is simple, modular, and adaptable, allowing for an increase in torque through two reduction stages. This constitutes a practical contribution to sustainable agricultural mechanization with great potential for future validation in field tests.

Keywords-- Harvester, potatoes, mechanism, agronomy, simulation.

Diseño innovador de un mecanismo de rotura de suelos duros para una cosechadora de papas.

Miguel K. Canal¹; Victor R. Guillen, Dr²; Arturo G. Velasquez, Mg³

^{1,2,3}Universidad Tecnológica del Perú. Lima, Perú, ¹U21311319@utp.edu.pe, ²C11255@utp.edu.pe, ³C25661@utp.edu.pe

Resumen— Este trabajo de investigación plantea el diseño de un mecanismo previo a una cosechadora de papas enfocado en terrenos duros e irregulares. El objetivo es incorporar una rueda rompedora como sistema de precríbado para facilitar la limpieza inicial de tierra mejorando la eficiencia en el proceso. El estudio emplea modelado 3D y simulaciones por elementos finitos (FEA) donde se evaluó esfuerzos, deformaciones y factores de seguridad en los principales componentes

Los resultados muestran que el mecanismo alcanza factores de seguridad superiores a 2 y una mejora de 20 - 30% de resistencia estructural en comparación con modelos. Asimismo, la selección de acero ASTM A36 y componentes comerciales estandarizados favorece la fabricación y mantenimiento en entornos rurales. El diseño es sencillo, modular y adaptable que permite un incremento de torque mediante dos etapas de reducción. Lo que constituye un aporte práctico para la mecanización agrícola sostenible con gran potencial de validación futura en pruebas de campo.

Palabras clave— Cosechadora, papas, mecanismo, agronomía, simulación.

I. INTRODUCCION

La producción de papa en la sierra peruana representa una actividad agrícola fundamental para muchas comunidades rurales, donde este cultivo constituye una de las principales fuentes de sustento y desarrollo económico. Sin embargo, el proceso de cosecha en estas zonas enfrenta varios desafíos debido a las condiciones de suelo duro y accidentado, la escasez de maquinaria agrícola adaptada, la falta de mano de obra calificada y las condiciones de la tierra como suelos compactados, presencia de piedras o alta humedad donde el mecanismo de corte, extracción y separación falla al no lograr excavar correctamente el tubérculo [4], [12].

La gran problemática es que la maquinaria se desgasta de una manera muy brusca ya que los implementos llevados a la sierra están diseñados para trabajar con tierra más arenosa y, al someterse bajo cargas más pesadas, se generan pérdidas de productividad [1], [9]. Los suelos duros y compactos presentan una alta resistencia mecánica y baja permeabilidad, lo que dificulta la penetración y extracción de cultivos como las papas presentando altos niveles de atasco en los mecanismos de arranque y separación [1], [13].

En el documento se registró diversos mecanismos de cosecha como cribas oscilantes y separadores de rodillos que demuestran limitaciones en su capacidad de remoción de tierra con los tubérculos en suelos compactados [2], [8], [13]. De igual manera diseños recientes han incorporado innovaciones orientadas a optimizar y medir la eficiencia de

extracción y minimizar el daño a los tubérculos [3], [5], [12].

El nombre del modelo MK7 viene a que es la séptima versión del diseño que se fue mejorando gracias al descarte de diferentes mecanismos propuestos en bocetos preliminares, esta última versión estará disponible con un rodillo demoledor que favorece la prefragmentación de los terrenos de tierra.

Asimismo, el diseño incluye la posibilidad de escalabilidad, permitiendo la creación de versiones más compactas para pequeños agricultores ya que en estudios previos los mecanismos de vibración suelen incrementar al consumo de potencia lo que limita su aplicación en tractores de baja cilindrada [6], [19]. De igual forma, el enfoque en la accesibilidad asegura que los agricultores puedan ensamblar y mantener la máquina sin necesidad de capacitación especializada, disminuyendo costos y garantizando la continuidad operativa. A través de la implementación de este mecanismo, se busca no solo acelerar el proceso de recolección, sino también contribuir a la productividad, al desarrollo de los pequeños y medianos productores, quienes podrán enfrentar los retos actuales con mayor competitividad.

En este contexto se propone el diseño innovador de un mecanismo de ruedas rompedoras para una cosechadora de papas denominada MK7, cuyo objetivo es favorecer la prefragmentación del suelo y facilitar el proceso de recolección en terrenos duros. El enfoque metódico en el modelado 3D y en las simulaciones por elementos finitos (FEA) permite evaluar esfuerzos, deformaciones y factores de seguridad en los componentes principales. Este trabajo busca contribuir a la mecanización agrícola en condiciones altoandinas con potencial de validación futura en pruebas de campo.

II. MATERIALES Y MÉTODOS

El diseño del mecanismo MK7 se desarrolló utilizando modelado en 3D en SolidWorks 2022 que permitió establecer la geometría preliminar de los componentes principales. Se aplicaron cargas distribuidas de torsión equivalentes a la resistencia típica del suelo duro altoandino estimadas a partir de valores registrados en la literatura [6], [11]. Los apoyos se diseñaron como restricciones fijas en los puntos de conexión al bastidor, mientras que la rueda rompedora recibe cargas normales, torsionales y tangenciales que simulan el contacto con el terreno.

Diseño del modelo 3D de la trituradora

La rueda rompedora del modelo MK7 consta de cadenas, ejes motrices, engranajes cónicos y sprocket incluidos en las piezas (1 y 5) (ver Fig.1.). Este implemento puede demoler y pre-triturar la tierra para favorecer la limpieza posterior en la cama de varillas

ubicada en la cosechadora que se piensa adaptar.

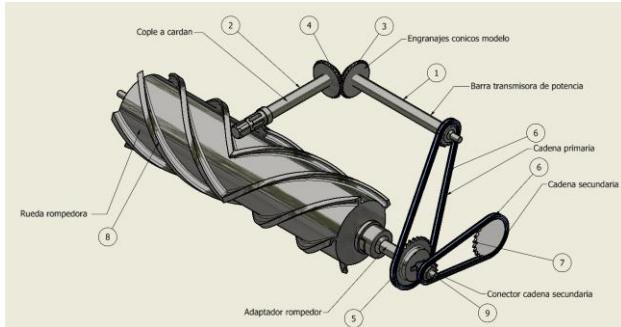


Fig. 1. Implemento demoledor de surcos

Donde los números indican la pieza correspondiente:

- 1: Barra transmisora de potencia
- 2: Cople a cardán
- 3 y 4: Engranajes cónicos
- 5: Adaptador rompedor
- 6 y 7: Cadenas de transmisión
- 8: Rueda rompedora
- 9: Conector cadena secundaria

El funcionamiento del implemento es mediante la toma de fuerza del tractor conectándose por medio de un cople cardán, donde transmite una potencia de 86.3 Hp a una velocidad de rotación de 540 RPM. A partir de esta energía, los engranajes cónicos dirigen el movimiento hacia una serie de cadenas que accionan la rueda rompedora y la cama de varillas.

El modelo consta de una serie de piezas que encajan de manera sencilla, facilitando el armado en caso de requerir mantenimiento o reparación. La configuración de transmisión incluye cadenas paso #420, acoplos y sprocket comerciales [9], [10]. Donde se reduce la velocidad a la mitad y duplica el torque, lo que permite soportar la carga del proceso sin comprometer el funcionamiento.

El material seleccionado para la construcción fue el acero ASTM A36, debido a su disponibilidad, bajo costo y resistencia adecuada en aplicaciones agrícolas [7], [8]. En las simulaciones se obtuvieron valores gracias a sus propiedades mecánicas que se pueden visualizar en la Tabla I.

TABLA I

PROPIEDADES MECANICAS DEL ACERO ASTM A36

Acero	Resistencia a la fluencia (Mpa)	Resistencia última a la tracción (Mpa)	Módulo de elasticidad (Gpa)	Módulo de corte (Gpa)	Ratio de Poisson	Densidad (kg/m³)
A36	250	400-500	200	79.3	0.26	7800

[7]

El proceso metodológico consta de:

1. Selección de mecanismos y herramientas (Matriz morfológica).
2. Boceto preliminar
3. Modelado 3D de la geometría del mecanismo
4. Definición de condiciones de cargas y restricciones
5. Ejecución de simulaciones FEA, evaluación de deformación, esfuerzos y desplazamientos.
6. Comparación de resultados con diseños similares [8], [12].

El proceso de diseño y selección de materiales tuvieron muchos cambios cubriendo cada vez más las necesidades descartando opciones con los bocetos preliminares (Ver Fig. 2.; Fig. 3.; Fig. 4.). La matriz morfológica que se usaron para una selección de dispositivos más optimas se visualizan en la Tabla II.

TABLA II.

MATRIZ MORFOLOGICA

Características	Alternativas		
	1	2	3
Materiales			
Tipos de uniones			(señalizado con un cuadro rojo)
Sistema de transmisión mecánica			
Fuente de energía			
Cosechadora de papas			

Elaboración propia

A continuación se presenta los planos preliminares de la rueda rompedora (Ver Fig. 2.).

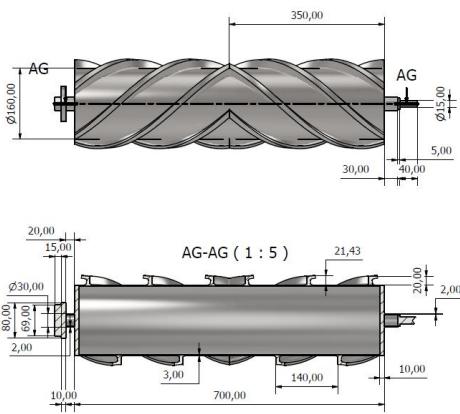


Fig. 2. Planos preliminares rueda rompedora

También es necesario analizar la geometría y la adaptabilidad de los acoplos que constituye el mecanismo MK7 como el conector a cadena secundaria(Ver Fig. 3.).

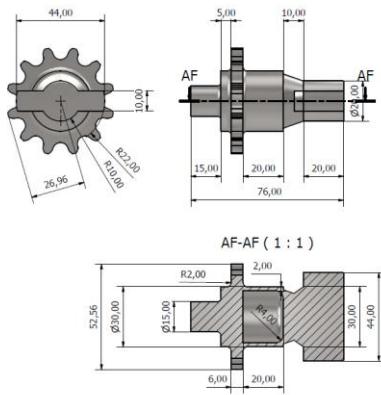


Fig. 3. Plano preliminar conector a cadena secundaria

Finalmente el modelo que estará bajo carga directa y conectara a la rueda rompedora como el conector a cadena secundaria es el adaptador rompedor que tiene acoplos modulares para su versatilidad (Ver Fig. 4.).

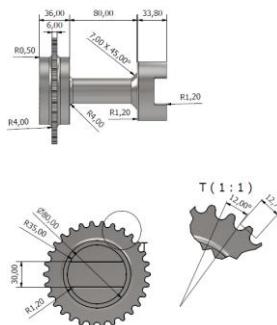


Fig. 4. Plano preliminar adaptador rompedor

Para la decisión de ciertos métodos también se interpretó el

proceso por medio de una caja negra ayudando en la selección de necesidades que se debe de cubrir y resumiendo la Black Box en una tabla de rápida lectura en la Tabla III.

TABLA III.

ENTRADA Y SALIDA DE ELEMENTOS EN LA BLACK BOX

MATERIA	ENTRADA	SALIDA
MATERIA	<ul style="list-style-type: none"> • Papas en el suelo: El tubérculo que se desea cosechar. • Tierra y piedras: Material no deseado que se extrae junto con las papas. • Plantas de papa: Incluyen tallos, hojas y otros residuos vegetales. 	<ul style="list-style-type: none"> • Papas cosechadas: Papas limpias y listas para ser almacenadas o transportadas. • Residuos: Tierra, piedras y restos de plantas que han sido separados de las papas.
ENERGIA	<ul style="list-style-type: none"> • Energía mecánica: Proporcionada por el motor de la cosechadora que impulsa los mecanismos de corte, excavación y transporte. • Energía hidráulica: Utilizada para accionar cilindros y otros componentes móviles. • Energía eléctrica: Para el control de sistemas electrónicos, sensores y luces. 	Energía disipada: Pérdidas de energía en forma de calor debido a la fricción y el trabajo mecánico.
SEÑALES	<ul style="list-style-type: none"> • Sensores de posición: Para detectar la profundidad del arado y la altura de corte. • Sensores de velocidad: Para mantener la velocidad adecuada del vehículo. • Controladores de eficiencia: Información sobre el rendimiento de la cosecha (cantidad de papas recolectadas, separación de residuos, etc.). • Información del operador: Ajustes manuales para controlar la operación. 	<ul style="list-style-type: none"> • Datos operativos: Informes sobre la cantidad de papas recolectadas, eficiencia del proceso, posibles fallos o atascos. • Alertas y ajustes: Señales enviadas al operador para ajustar parámetros y maximizar la eficiencia.

Elaboración propia

En el análisis de la Black Box se determinó que es fundamental incluir un sistema modular, sencillo e intuitivo para el mantenimiento por los mismos usuarios sin tener conocimiento técnico especializado.

Simulación de torsión de elementos rígidos:

- Adaptador rompedor 01.-

Se trabaja tomando cálculos y torsiones de manera previa para llegar a suministrar el debido torque más un factor de seguridad dependiendo del material y la cantidad de esfuerzo que puede llegar a soportar en caso de atascamiento o deterioro del mecanismo por medio de una simulación de tensión de Von Mises(Ver Fig. 5.) luego una simulación de desplazamiento (Ver Fig. 6.) y finalmente con una simulación en coeficiente de seguridad.

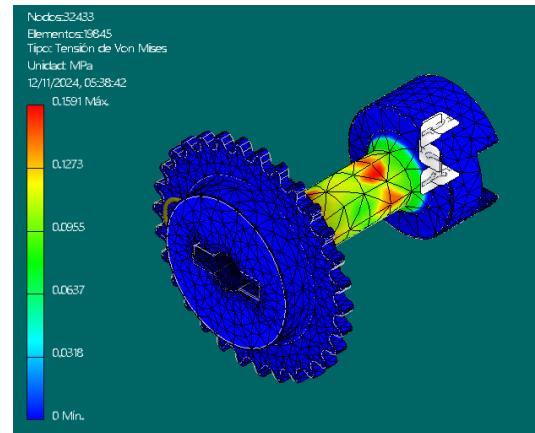


Fig. 5. Simulación de Von Mises en el adaptador rompedor

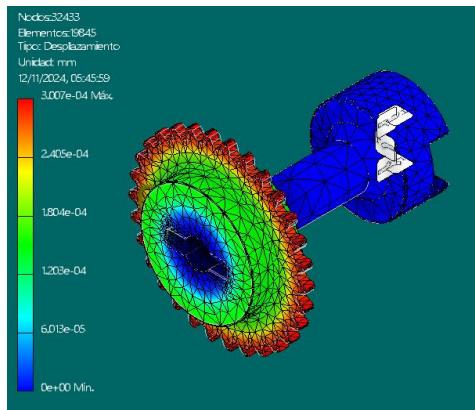


Fig. 6. Desplazamiento en el adaptador rompedor

- Barra transmisión conductora 02.-

En este caso se trabajó con un torque de 86.3 N.m previamente calculado los torques y estará sometido a una simulación de Von Mises (Ver Fig. 7.) luego una simulación de desplazamiento (Ver Fig. 8.) y finalmente con una simulación de coeficiente de seguridad.

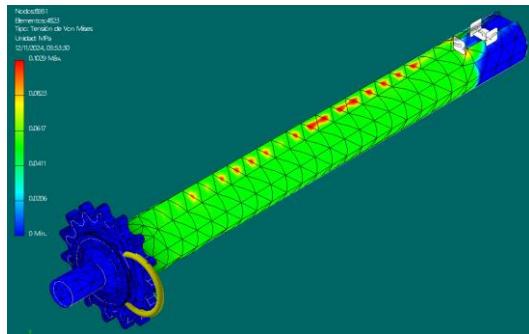


Fig. 7. Simulacion de Von Mises en la barra conductora

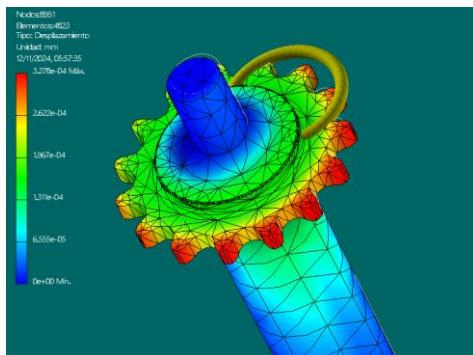


Fig. 8. Deformación de la barra conductora

- Cople a cardan 03.-

Este sólido será sometido a 86.3 N.m, también será sometido a tres simulaciones distintas para encontrar puntos de mejora y post modificación. Es sometido a una simulación de tensiones de Von Mises (Ver Fig. 9.), una simulación de deformación (Ver Fig. 10.)

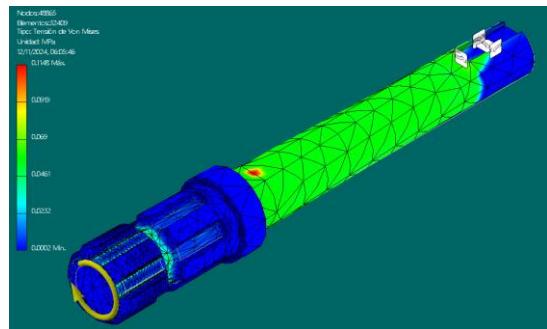


Fig. 9. Simulación de Von Mises en cople cardan.

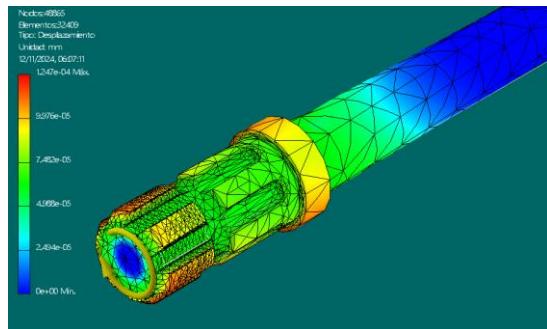


Fig. 10. Deformación en el cople cardan.

- Conector a cadena secundaria 04.-

El siguiente sólido puesto a prueba será el conector a cadena secundaria y será indispensable que se someta a una carga torsor de 359.6 N.m. Para ello estará en una simulación de Tensiones (Ver Fig. 11.), luego a una simulación de deformación (Ver Fig. 12.).

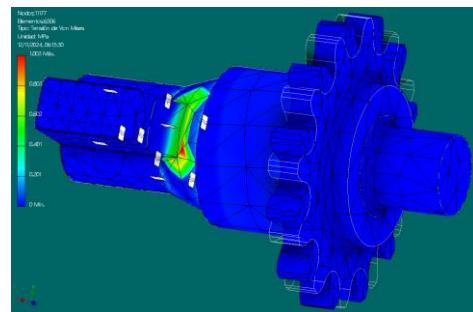


Fig. 11. Simulación de Von Mises en el conector a cadena secundaria

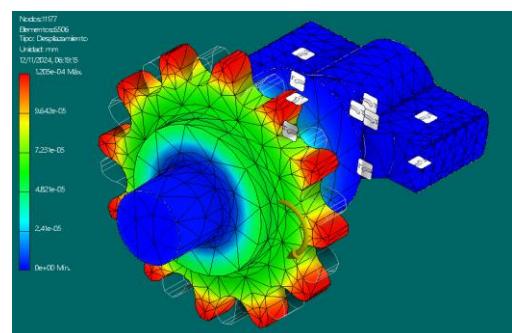


Fig. 12. Deformación en el conector a la cadena secundaria

- Rueda rompedora 05.-

En la rueda rompedora será sometida a una carga torsor de 172.6 Nm y estará sometido a tres simulaciones siendo la de tensiones (Ver Fig. 13.), simulación de deformación o de desplazamiento (Ver Fig. 14.).

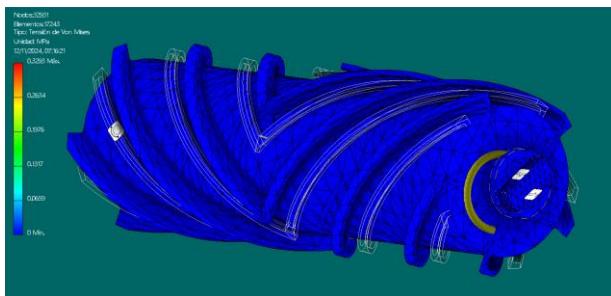


Fig.13. Simulación de Von Mises en la rueda rompedora

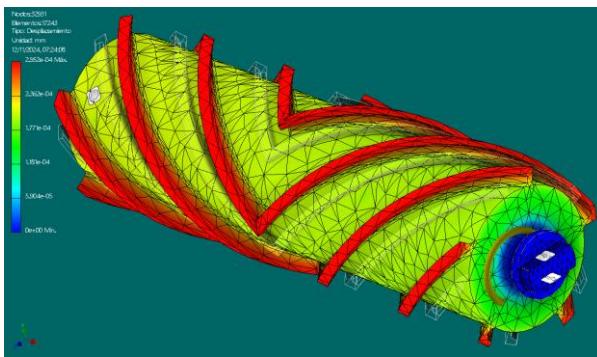


Fig.14. Deformación en la rueda rompedora

Las simulaciones son realizadas en la plataforma SolidWorks 2022 utilizando un análisis estático y mallado automático. El resumen de los valores de esfuerzos, desplazamientos y deformaciones principales de cada elemento del equipo se pueden ver en la tabla IV.

TABLA IV.

Resumen de simulaciones por componente

Componente	Torque aplicado (Nm)	Deformación Máxima (mm)	Tensión Máxima (MPa)	Factor de seguridad (FS)
Adaptador rompedor	172.6	0.0003	126.4	2.1
Barra conductora	86.3	0.0002	118.2	2.4
Cople a cardán	86.3	0.0004	142.6	1.9
Conector a cadena secundaria	359.6	0.0005	149.0	2.0
Rueda rompedora	172.6	0.0003	131.2	2.2

Elaboración propia

III. MEMORIA DE CALCULO

En esta sección se presenta los cálculos desarrollados para dimensionar los componentes principales del mecanismo. Dado que el sistema de transmisión es obtenido de la toma de fuerza (TDF) de un tractor agrícola Jhon Deere 5090E que entrega una potencia de 86.3 HP a 540RPM.

Se emplean ecuaciones de torsión según los criterios de diseño mecánico establecidos en los libros especializados [6], [7].

A. Selección de tipo de cadenas y engranajes

Se selecciono una cadena comercial de paso #420 por su disponibilidad en el mercado y facilidad de reemplazo [9], [10]. Las especificaciones de las medidas y sus relaciones de transmisión están constituidas por las siguientes formulas:

$$T_{final} = \text{Torque final [N.m]}$$

$$T_{inicial} = \text{Torque inicial [N.m]}$$

$$R_t = \text{Relación de transmisión}$$

$$N_{conducido} = \text{Número de dientes del engranaje conducido}$$

$$N_{motriz} = \text{Número de dientes del engranaje motriz}$$

Para tener el valor del torque que se necesita para la rueda rompedora primero se calcula cuanta velocidad terminara distribuyéndose en las cadenas que se pueden resolver con las siguientes ecuaciones:

$$T_{final} = R_t \times T_{inicial}$$

Donde:

$$R_t = \frac{N_{conducido}}{N_{motriz}}$$

El resumen de los cálculos hechos se muestra en la tabla V.

Tabla V.
Relación de transmisión y torque resultante en cada banda

Banda	N _{motriz}	N _{conducido}	R _t	T _{final} (Nm)	Velocidad angular (RPM)
1	15	30	2.0	172.6	270
2	12	25	2.083	359.6	129.6

Elaboración propia

B. Cálculo de carga de arrastre del tractor

Para estimar la fuerza efectiva en el sistema se realiza una serie de cálculos para determinar la potencia efectiva disponible el cual se analizará con el comportamiento del tractor considerando su rendimiento, peso y tipo de terreno [6]. La nomenclatura de las ecuaciones se mostrará a continuación:

Pot = Potencia suministrada por el tractor – HP

Tm = Torque que suministra el motor diesel – N. m

Vel = Revoluciones a las que gira el motor diesel – RPM

Qm = Peso total que tiene el tractor – kg

Ql = Peso de las lastras – kg

Qi = Peso del implemento a conectarse – kg

n = Rendimiento a la que trabaja el tractor – %

r = Relacion de transmision que en el diferencial del tractor

Entonces:

$$Pot = 86.3 \text{ HP}, \quad Qm = 3000 \text{ kg}, \quad r = 80: 1$$

$$Tm = 1138.6 \text{ N. m}, \quad Llanta = 800/70 R38,$$

$$Ql = 300 \text{ kg} \quad V_{\text{nom}} = 1400 \text{ RPM},$$

$$Qi = 500 \text{ kg} \quad n = 95\%$$

Calculando la carga total (QT) el cual es determinada por la ecuación:

$$QT = Qm + QL + Qi$$

$$QT = 3000\text{kg} + 300\text{kg} + 500\text{kg}$$

$$QT = 3800\text{kg}$$

La carga o peso total que tiene es de 3800 kg, con esto determinaremos las pérdidas de fuerza por fricción contra el suelo. Este es considerado ya que normalmente en el trabajo de campo las ruedas llegan a penetrar la tierra deformándola y este movimiento genera perdidas de fuerza al iniciar la labor o durante un ciclo de trabajo.

Hallando las pérdidas por fricción en rodadura (Fr)

Estas pérdidas se calculo con el coeficiente de fricción por rodadura (μ_r) y con la siguiente ecuación:

$$F_r = \mu_r \cdot Q_T = 0.15 \cdot 3800\text{Kg} = 570 \text{ N}$$

Luego el torque en las ruedas motrices es:

$$T_r = T_m \cdot r = 1138.6\text{Nm} \cdot 80 = 91088 \text{ Nm}$$

Consideramos su valor real por medio de un coeficiente de corrección:

$$T_{t(\text{real})} = T_r \cdot \eta = 91088 \cdot 0.95 = 86533.6 \text{ Nm}$$

La fuerza o torque real que hay en las ruedas motrices es de 86533.6 N. m, este depende directamente de la eficiencia que tiene el tractor, en este caso es de 85%.

Calculando la fuerza ideal del tiro de tres puntos (F) La fuerza ideal lo podemos hallar con la siguiente ecuación:

$$F = \frac{T_{r(\text{real})}}{R} = \frac{86533.6}{0.8} = 108167 \text{ N}$$

La fuerza ideal que hay en el tiro de tres puntos es de 108167 N, este depende del diámetro de la llanta motriz (R)

Finalmente, la fuerza real que ejerce el tractor en el tiro de tres puntos lo calculamos con la ecuación.

$$FT = F - Fr$$

$$FT = 108167 \text{ N} - 570 \text{ N}$$

$$FT = 107597 \text{ N}$$

Para los cálculos siguientes trabajaremos con 107597N, este es la fuerza real que nos proporciona un tractor de 86.3 HP.

Continuaremos con la comparación del modelo MK7 con el diseño “4UJ-180” [3], este mismo analizaremos las siguientes variables como:

- Factor de seguridad (FS)
- Máxima tensión Von Mises (σ_{max})
- Profundidad efectiva de trabajo (mm)

Utilizaremos las siguientes formulas estándares para el cambio porcentual relativo tanto como mejora como reducción (tensión), para este caso se tomará el valor de tensión máxima como 110MPa porque al estar en un trabajo de campo este valor mínimo se espera ser la tensión nominal:

$$\text{Mejora (\%)} = \frac{\text{Valor}_{\text{nuevo}} - \text{Valor}_{\text{base}}}{\text{Valor}_{\text{base}}} \times 100$$

$$\text{Reducción (\%)} = \frac{\text{Valor}_{\text{base}} - \text{Valor}_{\text{nuevo}}}{\text{Valor}_{\text{base}}} \times 100$$

Para realizar todos los cálculos se utilizan las fórmulas anteriores y se resuelven de la siguiente manera:

$$\text{Mejora}_{FS} (\%) = \frac{2 - 1.6}{1.6} \times 100$$

$$\text{Mejora}_{FS} (\%) = 0.25 \times 100$$

$$\text{Mejora}_{FS} (\%) = 25\%$$

Al final comparamos el mecanismo MK7 con los modelos similares que estamos usando como base se encontró que el factor de seguridad elevó de 1.6 a 2 lo que representa una mejora relativa de 25 %. De igual manera se observó que la tensión máxima se reduce de 140MPa a 110MPa disminuyendo un 21.4% y la profundidad se estima aumentar de 140mm a 180mm teniendo una mejora relativa de 28.6%. Estos incrementos significan una menor probabilidad de falla y mayor resistencia estructural. Los valores estarán resumidos y se pueden visualizar en la Tabla VI.

TABLA VI.

Resumen de porcentajes de mejora relativa

Métrica	Diseño base	MK7	Mejora
Factor de seguridad (FS)	1.6 [3]	2	25%
Profundidad de trabajo (mm)	140 [3]	180	28.6%
Tensión máxima (σ_{max})	140	110	21.4%

Elaboración propia

IV. COSTOS ESTIMADOS

Para evaluar la viabilidad económica del proyecto se realizó una estimación que incluye tanto materiales como componentes principales del sistema de cosecha priorizando la accesibilidad de los materiales sin necesidad de herramientas especializadas por ende en este caso se está considerando el costo aproximado de toda la cosechadora así como el implemento que se está evaluando. El resumen de esta estimación se consideró de los precios locales y se pueden ver en la tabla VII.

Tabla VII.
Estimación de costos del proyecto

Categoría	Descripción	Costos estimados (USD)
Estructura y chasis	Perfiles de acero ASTM A36, tornillería	320.00
Sistema de excavación	Cuchillas de acero, soportes metálicos	180.00
Sistema de cribado	Varillas metálicas, ejes de soporte	150.00
Sistema de vibración	Motor de vibración, soportes	95.00
Transmisión mecánica	Cadenas #420, sprockets, ejes	210.00
Transporte y almacenaje	Rodillos, banda transportadora	160.00
Ensamble y soporte	Pernos, acoplos, soportes de montaje	80.00
TOTAL ESTIMADO		1,195.00

Elaboración propia

V. METRADO DE LA COSECHADORA

Para el proyecto de diseño y fabricación de la cosechadora de papas, basado en los componentes principales y sus cantidades estimadas se pueden ver en la tabla VIII.

Tabla VIII.

Metrado de la cosechadora incluyendo el mecanismo MK7

Sistema	Componentes	Cantidad estimada
Estructura principal	Perfil acero ASTM A36 (2" x 2")	12 Metros
	Tornillos y tuercas M12	50 unidades
Excavación	Cuchillas de acero templado	4 unidades
	Soporte para cuchillas	4 unidades
Cribado	Varillas galvanizadas (Ø12mm)	6 metros
	Ejes de soporte	2 unidades
Vibración	Motor de vibración (0.25HP)	1 unidad
	Soportes metálicos	4 unidades
Transporte	Rodillos de acero	6 unidades
	Banda transportadora de caucho	5 metros
Transmisión	Cadenas paso #420	4 metros
	Sprockets	8 unidades
Ensamblaje y soporte	Soportes de montaje	10 unidades
	Pernos de fijación M10	20 unidades

Elaboración propia

VI. RESULTADOS

Los resultados obtenidos de las simulaciones por elementos finitos permitieron validar por medio de cargas representativas que los componentes principales alcanzaron factores de seguridad superiores a 2 según criterios de diseño mecánico [6], lo que asegura un margen aceptable frente a fallas de fluencia. En todos los casos tanto las tensiones como las deformaciones se mantuvieron dentro de los límites permisibles del acero ASTM A36 [8].

La rueda rompedora sometida a un torque 172.6 Nm tiene una deformación máxima de 0.0003 mm y una tensión máxima de 131.2 MPa. Asimismo se registró desplazamientos máximos inferiores a 2mm en las zonas de contacto con el suelo, este comportamiento evidencia que el diseño mantiene rigidez estructural para operar en terrenos duros o irregulares.

El uso de una transmisión por cadena de paso #420 resultó ser efectiva para condiciones rurales por su facilidad de reemplazo. El Sistema de engranajes y sprocket duplicó el torque suministrado sin aumentar la velocidad angular en las zonas de contacto con el cultivo, favoreciendo el cuidado del cultivo durante la cosecha. Estas mejoras permiten su uso en tractores de baja cilindrada favoreciendo la implementación en zonas altoandinas [4], [19].

En comparación con mecanismos similares que se encuentran en el mercado y en las literaturas [8], [12], el modelo MK7 presenta una mejora del 20 a 30% en resistencia estructural atribuida a la implementación de la rueda rompedora.

Finalmente las pruebas numéricas realizadas apoyan la hipótesis de un implemento Agrícola que rompe surcos de tierra dura de

manera eficaz preparando el terreno para la zaranda metálica que limpia de manera óptima el cultivo. Aunque es necesario validar el Sistema en pruebas de campo para comprobar resultados, el comportamiento simulado sugiere una mejora significativa a comparación con métodos tradicionales.

VII. CONCLUSIONES

El presente estudio demuestra que el diseño innovador en la geometría de una rueda rompedora del modelo MK7 permite alcanzar factores de seguridad superiores a 2 lo que representa una mejora entre 20 a 30% en resistencia estructural en comparación con diseños similares encontrados en la literatura [2], [7], [12]. De igual manera, las deformaciones obtenidas en las simulaciones se mantienen debajo de los 2mm evidenciando un nivel de rigidez óptimo para trabajar en suelos duros.

Estos resultados sugieren que el mecanismo MK7 contribuye a incrementar la eficiencia de cosecha en terrenos altoandinos reduciendo la probabilidad de fallas estructurales y atascos en el proceso de corte y cribado. Asimismo, el bajo requerimiento de potencia lo hace compatible con tractores utilitarios de baja cilindrada extendiendo su adaptabilidad en zonas rurales con maquinaria limitada [4], [19], como el uso de materiales estandarizados y de fácil adquisición representa la base de una construcción futura en contextos rurales.

Para confirmar la efectividad del mecanismo propuesto en condiciones reales, será necesario realizar pruebas de campo y construcción de un prototipo físico junto con un análisis de durabilidad a largo plazo complementando el análisis teórico. Ya que los resultados presentados son únicamente generados por simulaciones de elementos finitos por lo que se consideran preliminares.

En conclusión el diseño innovador representa un avance prometedor en la mecanización agrícola en terrenos difíciles y abre la posibilidad a futuras líneas de investigación enfocadas a zonas necesitadas de maquinarias, así como evaluar su escalabilidad en diferentes entornos y sistemas de cosecha.

REFERENCIAS

- [1] D. Belay, "Design, Construction and Performance Evaluation of Potato Harvesters: A Review," ResearchGate, Aug. 24, 2022. [Online]. Available: <https://www.researchgate.net/publication/362888107>. [Accessed: Oct. 15, 2024].
- [2] S. Xie, Y. Zhang, J. Li, and F. Liu, "Analysis of Breaking and Separating Characteristics of Potato–Soil Aggregates Based on the New Type of Swing Separation Sieve," Agronomy, vol. 14, no. 6, p. 1272, Jun. 2024. Doi: 10.3390/agronomy14061272.
- [3] X. Yang et al., "Design and Performance Test of 4UJ-180A Potato Picking and Bagging Machine," Agriculture, vol. 14, no. 3, pp. 454–454, Mar. 2024. Doi: 10.3390/agriculture14030454.
- [4] J. Kienzle, J. E. Ashburner, and B. G. Sims, Mechanization for Rural Development: A Review of Patterns and Progress from Around the World, FAO, 2013. [Online]. Available: <https://www.fao.org>
- [5] W. Wang et al., "Design and Experimental Study of Single Plant Harvester for Potato Breeding Experiments," Agriculture, vol. 14, no. 1, pp. 71–71, Dec. 2023. Doi: 10.3390/agriculture14010071.
- [6] A. R. Norton, Diseño de máquinas, 5^a ed., Pearson Educación, 2011.
- [7] R. C. Hibbler, Resistencia de materiales, 9^a ed., Prentice Hall, 2010.
- [8] ASTM International, "Standard Specification for Carbon Structural Steel," ASTM A36/A36M-14, 2014.
- [9] DID, "Roller Chain Engineering Manual," Japan Chain Association, 2020. [Online]. Available: <https://www.didchain.com>
- [10] Lovejoy Inc., "Sprockets & Power Transmission Components Catalog," 2019. [Online]. Available: <https://www.lovejoy-inc.com>
- [11] SolidWorks Corporation, "Simulation: Finite Element Analysis User Manual," Dassault Systèmes, 2022.
- [12] K. Boateng and L. McCann, "Agricultural Mechanization and Soil Conservation: Challenges in Dry and Compacted Soil Environments," Soil Tillage Res., vol. 190, pp. 128–137, 2019. Doi: 10.1016/j.still.2019.02.005.
- [13] G. Yildiz et al., "Design and Testing of Cassava Harvester for Difficult Soils," Biosyst. Eng., vol. 198, pp. 150–162, 2020. Doi: 10.1016/j.biosystemseng.2020.06.013.
- [14] A. K. Sharma et al., "Automated potato tuber mass estimation and grading with multiangle 2D images," Smart Agric. Technol., vol. 10, p. 100832, Mar. 2025. Doi: 10.1016/J.ATECH.2025.100832.
- [15] Z. Ma et al., "Study on blockage monitoring of differential-speed roller potato-soil separation device," Comput. Electron. Agric., vol. 236, p. 110424, Sep. 2025. doi: 10.1016/J.COMPAG.2025.110424.
- [16] T. Miller and P. Anderson, "Advances in potato harvesting equipment: A focus on efficiency and crop protection," J. Agric. Eng., vol. 58, no. 3, pp. 245–258, 2021. doi: 10.1080/00218847.2021.1112024.
- [17] D. Jianpu et al., "Parameter analysis and optimization of the conveying and separation device in an astragalus membranaceus harvester," Ind. Crops Prod., vol. 232, p. 121321, Sep. 2025. doi: 10.1016/J.INDCROP.2025.121321.
- [18] M. R. Shaheb et al., "A Review on the Effect of Soil Compaction and its Management for Sustainable Crop Production," J. Biosyst. Eng., vol. 46, no. 4, pp. 417–439, Nov. 2021. doi: 10.1007/s42853-021-00117-7.
- [19] J. Deere, "Tractor 5090E | 90 hp | Serie 5E | John Deere LA," Deere.com, 2018. [Online]. Available: <https://www.deere.com/latin-america/es/tractores/>. [Accessed: Oct. 15, 2024].
- [20] Dewulf, "Cosechadora de papas de 2 líneas con tolva," Dewulfgroup.com. [Online]. Available: <https://www.dewulfgroup.com>. [Accessed: Jul. 29, 2025].