



UNIVERSIDAD AUTÓNOMA CHAPINGO

**POSGRADO EN INGENIERIA AGRICOLA
Y USO INTEGRAL DEL AGUA**

**MÉTODO DE LOS ELEMENTOS FINITOS EN EL
ANÁLISIS DE COEFICIENTES DINÁMICOS DE LOS
ELEMENTOS DE SUSPENSIÓN DE REMOLQUES
AGRÍCOLAS**

TESIS

**QUE COMO REQUISITO PARCIAL PARA OBTENER EL GRADO DE:
DOCTOR EN INGENIERÍA AGRÍCOLA Y USO INTEGRAL
DEL AGUA**



P R E S E N T A:

RAUDEL FLORES MORENO

**Bajo la supervisión de:
Dr. GILBERTO DE JESÚS LÓPEZ CANTEÑS**

**DICIEMBRE DE 2019
CHAPINGO, ESTADO DE MÉXICO**





UNIVERSIDAD AUTÓNOMA CHAPINGO

POSGRADO EN INGENIERIA AGRICOLA
Y USO INTEGRAL DEL AGUA

MÉTODO DE LOS ELEMENTOS FINITOS EN EL ANÁLISIS DE COEFICIENTES DINÁMICOS DE LOS ELEMENTOS DE SUSPENSIÓN DE REMOLQUES AGRÍCOLAS

TESIS

QUE COMO REQUISITO PARCIAL PARA OBTENER EL GRADO DE:

DOCTOR EN INGENIERÍA AGRÍCOLA Y USO INTEGRAL
DEL AGUA

PRESENTA:

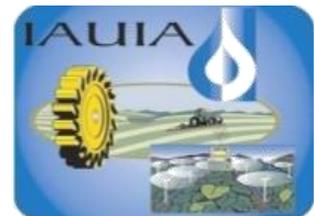
RAUDEL FLORES MORENO



DIRECCIÓN GENERAL ACADÉMICA
DIRECCIÓN DE SERVICIOS ESCOLARES
OFICINA DE EXÁMENES PROFESIONALES

Bajo la supervisión de:
Dr. GILBERTO DE JESÚS LÓPEZ CANTEÑS

Chapingo, Estado de México,
Diciembre de 2019



Tesis realizada por RAUDEL FLORES MORENO, con la supervisión del Comité Asesor indicado, aprobada y aceptada por el mismo como requisito parcial para obtener el grado de:

DOCTOR EN INGENIERÍA AGRÍCOLA Y USO INTEGRAL DEL AGUA

COMITÉ DE ASESOR:

DIRECTOR:



Dr. Gilberto de Jesús López Canteñs

ASESOR:



Dr. Eugenio Romantchik Kriuchkova

ASESOR:



Dr. Pedro Ramón Mayans Céspedes

LECTOR EXTERNO:



Dr. Ernesto Ramos Carbajal

Chapingo, México, diciembre de 2019

DEDICATORIA

- ✚ En especial a mi mamá “Maura Moreno Ferrer” sin cuyo esfuerzo no hubiese sido posible haber llegado hasta aquí. Desde su forma de ver y comprender el mundo ella me ha brindado su apoyo y compañía. Llegue a ella mi amor incondicional y agradecimiento.
- ✚ A mi papá “Luis Flores” por ser ejemplo y guía de mi formación.
- ✚ A mis hermanos Katileidys, Lázaro y Elieser por sus palabras de apoyo en los momentos que los he necesitado.
- ✚ A mis sobrinos Arley Mena y Gretter Leidys por sus muestras de cariño y afecto.
- ✚ A Patricia Espinosa Contreras, por su cariño, por su comprensión y por apoyarme en todo momento.
- ✚ A mi amigo y compañero Ernestos por su apoyo y amistad.
- ✚ Por último y más importante a mis hijos Raydel Flores y Luis Damián Flores por ser el motor impulsor de toda mi superación personal. Este trabajo va dedicado a ellos por los que me esfuerzo para darles mi ejemplo, apoyo y educación.

AGRADECIMIENTO

A la prestigiosa **Universidad Autónoma Chapingo** por permitirme el cumplir en su recinto una de las metas más alta en mi carrera profesional.

Al posgrado en **Ingeniería Agrícola y Uso Integral del Agua** por permitirme realizar mis estudios de doctorado.

De forma muy especial al **Dr. Arturo Martínez Rodríguez** por su apoyo en mi formación, por su excelencia, entrega y dedicación profesional.

Al **Dr. Gilberto de Jesús López Canteñs**, por su apoyo y disposición en todo momento aportando su conocimiento para hacer posible la culminación exitosa de esta investigación.

Al **Dr. Eugenio Romantchik-Kriuchkova** por su dedicación, por la entrega a su trabajo y por estar siempre dispuesto a colaborar en el desarrollo de esta investigación, aportando su conocimiento de alto valor profesional.

Al **Dr. Pedro Ramón Mayans-Céspedes** por su amistad y apoyo incondicional.

De forma general a todos los **profesores del posgrado IAUIA** que aportaron en mi formación profesional y al departamento de Irrigación.

Al **Departamento de Ingeniería Mecánica Agrícola (DIMA)** por estar siempre dispuesto a contribuir y apoyar en el desarrollo de la investigación.

A **Mayra** por su atención y entrega a su trabajo y por estar dispuesta a colaborar con los estudiantes del posgrado en todo momento.

A este maravilloso país, **México**, por darme la oportunidad de realizar mis estudios y recibirme con calidez y humanidad.

De forma muy especial al **Consejo Nacional de Ciencia y Tecnología (CONACYT)**, por el excelente apoyo a la formación de nacionales y extranjero siendo la columna vertebral de la formación científica y tecnológica de este maravilloso país.

DATOS BIOGRÁFICOS



Nombre y apellidos	Raudel Flores Moreno
Lugar de nacimiento	La Habana, Cuba.
CURP	FOMR831002HNELRD05
Idiomas	Español, portugués e inglés
Desarrollo académico	
Profesión	Ingeniero en Mecanización Agrícola.
Maestría	Mecanización Agrícola.
Áreas de trabajo	Profesor e investigador, diseño de máquinas agrícolas, diseño asistido por computadora, dibujo aplicado para ingenieros. Experimentación agrícola. Diseño y montaje de invernadero, automatización, sistemas inteligentes de cultivo.

RESUMEN GENERAL

MÉTODO DE LOS ELEMENTOS FINITOS EN EL ANÁLISIS DE COEFICIENTES DINÁMICOS DE LOS ELEMENTOS DE SUSPENSIÓN DE REMOLQUES AGRÍCOLAS

El objetivo de la investigación es desarrollar y evaluar modelos de simulación numérica por el Método de los Elementos Finitos para determinar los coeficientes de cargas dinámicas en los elementos principales del remolque agrícola. Se evalúan y comparan tres metodologías para la obtención de coeficientes de cargas dinámicas: Analítica tradicional, experimental y simulación numérica, alcanzando la última una diferencia relativa entre 3.48 y 5.11%. Se emplea una viga de sección cuadrada para determinar de forma experimental los coeficientes de cargas dinámicas, ante cargas de impacto. Los resultados mostraron un comportamiento polinomial de grado dos y tres con gran ajuste. El eje del remolque agrícola fue evaluado, empleando el método de energía y la simulación por el método de los elementos finitos. El coeficiente de carga dinámica máximo obtenido fue de 11.3, la velocidad máxima a que puede ser impactado es de 1.88 m/s y la altura máxima fue de 0.18 m. Mediante simulación numérica por el método de los elementos finitos se desarrolló un modelo del sistema de resortes de ballestas del remolque, en consecuencia, con el modelo se realizaron pruebas experimentales. El modelo numérico permitió predecir su comportamiento ante carga estática con un error de predicción de 18.235 %. Para el caso del neumático 7.50-20 se desarrollaron dos modelos empleando el método de los elementos finitos, a su vez, se realizaron pruebas experimentales para su evaluación. La desviación relativa obtenida entre el modelo dos y los datos experimentales con carga de 4800 N y presión de 0.23 MPa, fueron de sólo un 0.06%, siendo el modelo dos el que alcanzó los resultados más cercanos a los obtenidos experimentalmente.

Palabras clave: neumático, impacto, resortes de ballesta, simulación numérica.

Tesis de Doctorado, posgrado en Ingeniería Agrícola y Uso Integral del Agua, Universidad Autónoma Chapingo.

Autor: Raudel Flores Moreno

Director: Gilberto de Jesús López Canteñis

GENERAL ABSTRACT

METHOD OF THE FINITE ELEMENTS IN THE DYNAMIC COEFFICIENT ANALYSIS OF THE SUSPENSION ELEMENTS OF AGRICULTURAL TRAILERS

The objective of the research is to develop and evaluate numerical simulation models by the Finite Element Method to determine the coefficients of dynamic loads in the main elements of the agricultural trailer. Three methodologies for obtaining dynamic load coefficients are evaluated and compared: Traditional, experimental and numerical simulation, the latter reaching a relative difference between 3.48 and 5.11%. A square section beam is used to experimentally determine the dynamic load coefficients, before impact loads. The results showed a polynomial behavior of grade two and three with great adjustment. The axle of the agricultural trailer was evaluated, using the energy method and simulation by the finite element method. The maximum dynamic load coefficient obtained was 11.3, the maximum speed at which it can be impacted is 1.88 m / s and the maximum height was 0.18 m. By means of numerical simulation by the finite element method, a model of the spring system of trailer springs was developed, consequently, experimental tests were carried out with the model. The numerical model allowed to predict its behavior against static load with a prediction error of 18,235%. In the case of the 7.50-20 tire, two models were developed using the finite element method, in turn, experimental tests were carried out for evaluation. The relative deviation obtained between model two and the experimental data with load of 4800 N and pressure of 0.23 MPa, were only 0.06%, being model two the one that reached the results closest to those obtained experimentally.

Keywords: pneumatic, impact, leaf spring, numerical simulation.

CONTENIDO

RESUMEN GENERAL.....	VI
GENERAL ABSTRACT.....	VII
1. INTRODUCCIÓN GENERAL.....	1
1.1. Importancia de la determinación de los coeficientes de cargas dinámicas	2
1.2. Método de los Elementos Finitos (MEF).....	3
1.3. Importancia de la investigación	5
1.4. Objetivo general	6
1.5. Objetivos particulares	6
1.6. Hipótesis.....	7
1.7. Organización de la tesis	7
1.8. Literatura citada.....	8
2. REVISIÓN DE LITERATURA.....	9
2.1. Situación e importancia del cálculo de cargas de impacto en máquinas agrícolas.....	9
2.2. Métodos tradicionales empleados para la determinación de coeficientes de cargas dinámicas	10
2.3. Sistema de suspensión y su importancia	14
2.4. Teoría de suspensión.....	17
2.5. Sistema de suspensión por resortes de Ballestas.....	19
2.6. Neumáticos y sus características	21
2.7. Teorías de deformación aplicadas al Método de los Elementos Finitos .	24
2.8. Conclusiones.....	28
2.9. Literatura citada.....	29
3. EVALUACIÓN DE MÉTODOS PARA EL CÁLCULO DE COEFICIENTES DE CARGAS DINÁMICAS.....	34
RESUMEN	34
3.1 Introducción.....	35
3.2. Materiales y métodos	36
3.2.1. Descripción del sistema mecánico objeto de estudio	36

3.2.2. Determinación de las deflexiones estáticas por el método analítico tradicional.....	37
3.2.3. Determinación de la deflexión estática (flecha) por el Método de los Elementos Finitos (MEF).....	38
3.2.4. Descripción del método experimental empleado.....	39
3.3. Resultados y discusión.....	41
3.3.1 Evaluación experimental de la simulación numérica.....	42
3.3.2 Resultado de los coeficientes de cargas dinámicas por los tres métodos estudiados.....	44
3.4. Conclusiones.....	47
3.5. Literatura citada.....	47
4. DETERMINACIÓN DEL COEFICIENTE DE CARGAS DINÁMICAS EN VIGA ESTRUCTURAL MEDIANTE PRUEBAS EXPERIMENTALES.....	49
RESUMEN.....	49
4.2. Materiales y métodos.....	53
4.2.1. Estructura de la maqueta experimental.....	53
4.2.2. Calibración de la maqueta experimental.....	54
4.2.3. Calibración del medidor de desplazamiento.....	54
4.2.4. Determinación experimental de las deformaciones.....	55
4.2.7. Estimación de los errores en las mediciones experimentales.....	57
4.3. Discusión de los resultados.....	58
4.3.1. Calibración de la maqueta experimental.....	58
4.3.2. Calibración del dispositivo medidor de desplazamiento.....	59
4.3.3. Análisis de los valores del coeficiente de cargas dinámicas obtenidos de forma experimental k_{de} y comparación con los resultados de los métodos tradicionales de cálculo.....	61
4.3.4. Comparación de coeficientes de cargas dinámicas con obtenidos en estudios anteriores.....	64
4.3.5. Resultado de los desplazamientos obtenidos experimentalmente.....	65
4.4. Conclusiones.....	66
4.5. Literatura citada.....	67

5. DETERMINACIÓN DE COEFICIENTES DE CARGAS DINÁMICAS EN EJE DE REMOLQUE AGRÍCOLA POR EL MÉTODO DE ENERGÍA Y EL MÉTODO DE LOS ELEMENTOS FINITOS.....	68
RESUMEN	68
5.1 Introducción.....	69
5.2. Materiales y métodos	71
5.2.1. Descripción del sistema mecánico	71
5.2.2. Descripción del modelo matemático basado en el método de energía	72
5.2.3. Descripción del método de los elementos finitos.....	75
5.2.4. Simulación numérica del eje de remolque agrícola por el método de los elementos finitos	77
5.2.5. Condiciones de frontera para la simulación numérica	78
5.2.6. Análisis de convergencia para la malla a emplear en la simulación numérica.....	79
5.3. Resultados y discusión.....	80
5.4. Conclusiones.....	85
5.5. Literatura citada.....	85
6. MODELO NUMÉRICO DE SIMULACIÓN PARA SUSPENSIÓN DE RESORTE TIPO BALLESTA	87
RESUMEN	87
6.1. Introducción.....	88
6.1.1. Suspensión de resortes tipo Ballesta	88
6.2. Materiales y métodos	92
6.2.1. Objeto de estudio	92
6.2.2. Instrumentos y técnicas de análisis.....	93
6.2.3. Simulación numérica del sistema objeto de estudio por MEF	94
6.2.4. Análisis de convergencia para la discretización del medio continuo ...	96
6.2.5. Evaluación experimental del modelo del sistema de resortes tipo ballesta	98
6.2.6. Procesamiento y evaluación estadística de los datos primarios.....	100
6.2.7. Estimación de los errores en las mediciones experimentales	101

6.2.7. Procedimiento estadístico empleado para la validación experimental del modelo.....	101
6.3. Resultados y discusión.....	101
6.3.1. Resultados de la simulación por el método de los elementos finitos (MEF)	101
6.3.2. Resultado de las pruebas experimentales.....	102
6.4. Conclusiones.....	105
6.5. Literatura citada.....	105
7. SIMULACIÓN DEL COMPORTAMIENTO DEL NEUMÁTICO AGRÍCOLA 7.50-20 POR EL MÉTODO DE LOS ELEMENTOS FINITOS	107
RESUMEN	107
7.1. Introducción.....	108
7.2. Materiales y métodos	109
7.2.1. Descripción del sistema objeto de investigación	109
7.2.2. Desarrollo de la simulación numérica del sistema llanta-neumático por MEF.....	110
7.2.3. Condiciones de frontera	111
7.2.4. Ensayos experimentales	113
7.2.5. Procesamiento y evaluación estadística de los datos primarios.....	115
7.2.6. Cálculo de los errores experimentales	116
7.3. Análisis de los resultados	118
7.3.1. Resultados de la medición experimental de la deflexión estática.....	118
7.3.2. Resultados de la simulación numérica en la determinación de las deflexiones estáticas para el modelo uno	119
7.3.3. Resultados de la simulación numérica en la determinación de las deflexiones estáticas para el modelo dos.....	120
7.4. Conclusiones.....	122
7.5. Literatura citada.....	122
8. CONCLUSIONES GENERALES	124

LISTA DE CUADROS

Cuadro 3.1. Descripción del sistema en estudio.....	37
Cuadro 3.2. Propiedades físico mecánicas del material de la viga.....	37
Cuadro 3.3. Características de la malla empleada en el análisis.....	38
Cuadro 3.4. Diferencias relativas de los coeficientes de cargas dinámicas por ambos métodos.	45
Cuadro 4.1. Comparación de los valores de los coeficientes de cargas dinámicas entre los obtenidos por los métodos: experimental dinámico k_{de} y los obtenidos por los métodos tradicionales k_d y k_D	64
Cuadro 4.2. Comparación de los valores de los coeficientes de cargas dinámicas obtenidos experimentalmente (k_{de}) con los obtenidos en el Capítulo 3 Cuadro 3.4.	65
Cuadro 5.1. Composición química del material del eje.....	71
Cuadro 5.2. Propiedades mecánicas del acero 30G.	72
Cuadro 5.3. Características de la malla empleada.	80
Cuadro 5.4. Resultados de la evaluación del eje del remolque agrícola.	81
Cuadro 5.5. Coeficientes de carga dinámica para diferentes alturas de caída. 83	
Cuadro 6.1. Propiedades Mecánicas del material componente de los resortes de ballestas.....	93
Cuadro 6.2. Composición química del material de los resortes de ballestas del sistema objeto de estudio.	93
Cuadro 6.3. Descripción del mallado empleado en el modelo digital.....	97
Cuadro 7.1. Valor de las dimensiones generales del sistema llanta-neumático.	110
Cuadro 7.2. Partes componentes de los modelos y sus propiedades físico mecánicas.....	113
Cuadro 7.3. Características de la malla empelada en la simulación.....	113
Cuadro 7.4. Datos técnicos del amplificador tensométrico empleado en las mediciones experimentales.	115
Cuadro 7.5. Errores experimentales.	119

LISTA DE FIGURAS

Figura 2.1. Clasificación de la suspensión por el tipo de control.	17
Figura 2.2. Elementos básicos del sistema de resortes tipo ballesta.....	20
Figura 2.3. Clasificación global de los neumáticos.	22
Figura 3.1. Esquema descriptivo del sistema objeto de estudio.	37
Figura 3.2. Análisis de convergencia para la determinación de la malla.	38
Figura 3.3. Modelo 3D de la viga con la representación de las condiciones de frontera.	39
Figura 3.4. Galgas extensométricas adheridas en la cara inferior de la viga.	40
Figura 3.5. Esquema de la instrumentación empleada durante el registro de las señales proporcionales a la deformación de la viga.	40
Figura 3.6. Deformaciones en el centro de la viga bajo la acción de una carga estática de 800 N.	41
Figura 3.7. Esfuerzo en el centro de la viga bajo la acción de una carga estática de 800 N.	42
Figura 3.8. Deflexión de la viga en la dirección vertical para una carga estática de 800 N mediante análisis por el método de los elementos finitos.....	42
Figura 3.9. Comparación entre las deformaciones predichas por la simulación y las obtenidas experimentalmente. A. Distribución acumulada. B. Función de distribución.....	43
Figura 3.10. Comparación entre las deflexiones predichas por la simulación y las obtenidas experimentalmente. A. Distribución acumulada. B. función de distribución.....	44
Figura 3.11. Comportamiento de los coeficientes de cargas dinámicas para una carga de 400 N.	46
Figura 4.1. Maqueta experimental empleada para la determinación de los parámetros necesarios para la evaluación de los métodos.	53
Figura 4.2. Equipamiento empleado en los ensayos experimentales.	55
Figura 4.3. Dispositivo medidor de desplazamientos acoplado a la viga.	56
Figura 4.4. Curva de calibración de la viga.	59
Figura 4.5. Curva de calibración del transductor de desplazamiento.	60
Figura 4.6. Respuesta de amplitud en mV del comportamiento de la estructura objeto de estudio ante una carga de impacto en el tiempo.	61
Figura 4.7. Gráfico de k_{de} en función de la carga que impacta.	62
Figura 4.8. Gráfico de k_{de} en función de la carga que impacta.	62
Figura 4.9. Gráfico de k_{de} en función de la carga que impacta, para una altura h de 0.7 m.	62
Figura 4.10. Gráfica del desplazamiento (D) en función de la altura (h) para las cargas (C): 41.5 N, 61.3 N y 80.6 N.	66

Figura 5.1. Planos del eje de ruedas del remolque agrícola.	71
Figura 5. 2. Modelo digitalizado del eje del remolque agrícola.	78
Figura 5.3. Cargas y restricciones aplicadas al modelo para el análisis por MEF.	79
Figura 5.4. Análisis de convergencia para de la malla para el modelo del eje..	79
Figura 5.5. Ejemplo de mallado usado en el análisis de convergencia del modelo del eje de remolque agrícola.	80
Figura 5.6. Deflexiones estáticas del eje obtenidas por MEF.	81
Figura 5.7. Deformaciones estáticas del eje obtenidas del análisis por MEF. ...	82
Figura 5.8. Esfuerzos estáticos equivalentes del eje obtenidas por MEF.	82
Figura 5.9. Esfuerzos dinámicos en función de la altura de caída.	84
Figura 6.1. Resorte de ballestas.	92
Figura 6.2. Imágenes 3D del modelo de ballestas realizado en Ansys Workbench 15.0.	95
Figura 6.3. Restricciones aplicadas para lograr simular el movimiento adecuado del sistema de ballestas.	96
Figura 6.4. Desplazamientos obtenidos en el estudio para una carga de 2 800 N con el tamaño de elemento seleccionado.	97
Figura 6.5. Análisis de convergencia del modelo del sistema de resortes de ballesta.	97
Figura 6.6. Sistema implementado para experiemnto de cargas en sistema de suspensión de resortes tipo ballestas.	98
Figura 6.7. Esquema de la maqueta experimental del remolque agrícola.	99
Figura 6.8. Sistema de suspensión tipo ballesta preparado para las pruebas experimentales.	99
Figura 6.9. Intrumentación de los ensayos experimentales.	100
Figura 6.10. Resultados gráficos del análisis por MEF del sistema de suspensión por resortes de ballestas con una carga de 1900 N.	102
Figura 6.11. Regresión simple entre las cargas aplicadas y las deflexiones obtenidas en la simulación por MEF.	103
Figura 6.12. Comparación de los resultados de las deflexiones experimentales y las obtenidas por el método de los elementos finitos mediante la simulación numérica.	104
Figura 7.1. Dimensiones generales del sistema llanta-neumático.	110
Figura 7.2. Elementos componentes del modelo uno para el neumático 7.50-20.	111
Figura 7. 3. Condiciones de frontera de los modelos de simulación por el método de los elementos finitos.	112

Figura 7.4. Diagrama del ensayo experimental para la determinación de las deflexiones.....	114
Figura 7.5. Instrumentación de los ensayos experimentales.....	115
Figura 7.6. Resultados de las deflexiones totales obtenidas de forma experimental para las tres presiones de inflado analizadas.....	119
Figura 7.7. Estudios efectuados con el modelo uno.	120
Figura 7.8. Estudios efectuados con el modelo dos.	121

1. INTRODUCCIÓN GENERAL

En la actualidad a pesar de los grandes avances tecnológicos, el estudio de impacto en estructuras sigue siendo de gran complejidad. La dificultad para abordar este tipo de cálculo aumenta cuando se trata de elementos no estructurales o que se alejan de configuraciones simples. Para el estudio del comportamiento de sistemas compuestos, donde se involucran elementos metálicos y no metálicos, sometidos a cargas de impacto, no existen modelos evaluados en el área agrícola. Las máquinas agrícolas por lo general están sometidas a acciones dinámicas, entre ellas de impacto, este tipo de cargas son muy peculiares, ya que son de corta duración en el tiempo y disminuyen la capacidad de las partículas del material para organizarse y absorber la energía reducida en el impacto. Según Kozlov, Valerii, Treshchëv, Dmitrii y Billiards (1991), la primera investigación del impacto se remonta a 1668 y fue realizada por Wallis, Wren y Huygens. Las ecuaciones de movimiento de Timoshenko y Goodier (1951) se pueden combinar con las ecuaciones de fuerza-indentación para calcular la penetración máxima y la duración del impacto. Estas ecuaciones se combinaron con las ecuaciones de movimiento para tratar el impacto de dos esferas. Tenemos los estudios de Goldsmith (1960) y Johnson (1985) donde realizan algo similar, constituyendo lo que se conoce como teoría de Hertz del impacto y también es válida para cualquier contacto 3D de sólidos.

Los resultados de experimentos realizados con hierro fundido y acero endurecido mostraron que el modelo cuadrático ofrecía una mejor correlación de la fuerza-deflexión para el caso de los cojinetes cuando se aplicaba una carga elevada por unidad de longitud. Para cargas bajas, el modelo lineal representaba un mejor ajuste (Rivin, 1999).

A pesar de su cuestionable significado fundamental, el coeficiente de restitución sigue siendo una herramienta útil para analizar muchos problemas de impacto. Brach (1991) resuelve numerosos problemas prácticos utilizando el coeficiente de restitución.

El coeficiente de proporción de impulso es quien relaciona los componentes de impulso tangencial y normal. Brach (1991) introduce este término para tratar

problemas de impacto oblicuos, es decir, aquellos con velocidad relativa tangencial.

La determinación de los esfuerzos originados por las cargas dinámicas en particular las de impacto resultan muy complejas, debido a que están influenciadas por la zona de contacto en el momento del impacto y de la variación, en función del tiempo, de las fuerzas originadas durante el impacto. Maugin (1992) y Lubliner (1990) postulan que cuando se utilizan materiales dúctiles, la carga se aplica durante un largo período de tiempo, se producen altas temperaturas o se producen altas tasas de deformación, no se puede ignorar la dependencia de la velocidad al describir el comportamiento plástico de los materiales. Zukas, Nicholas, Swift, Greszczuk y Curran (1992), presentan un extenso estudio de la propagación de ondas en plástico utilizando tanto la dependencia de la tasa como las teorías independientes. Determinar los coeficientes de cargas dinámicas para describir procesos dinámicos y en particular de impacto aplicado a los elementos principales de máquinas agrícolas, según la teoría clásica de Pisarenko, Yákovlev y Matvéev (1989) puede simplificar el problema y mejorar los procesos de diseño.

1.1. Importancia de la determinación de los coeficientes de cargas dinámicas

En el caso de acciones dinámicas de impacto según Burr y Cheatham (1995), los métodos más simples de determinación de coeficientes dinámicos o de cargas dinámicas como también se les conoce, tienen en cuenta la determinación de la energía cinética o potencial gravitatoria del elemento que impacta y la energía de deformación del que es impactado. Los casos típicos de vigas sometidas a solicitaciones simples han sido muy estudiados, apareciendo los factores de corrección para el cálculo de los coeficientes de cargas dinámicas (Roark y Young, 1989). Para estructuras complejas las cuales tienen un comportamiento muy variado con respecto al de una viga, aumenta el nivel de dificultad para la determinación de esfuerzos y deformaciones.

Lo anterior ha provocado que, durante el diseño de algunos elementos sometidos

a cargas de impacto, se evalúen las cargas suponiéndolas de carácter estático y agregándoles coeficientes de cargas dinámicas arbitrarios que no poseen fundamento científico (Norton, 1992). Existen métodos más rigurosos, que tienen en cuenta también la energía cinética del cuerpo impactado, considerando la masa de dicho cuerpo (Pisarenko, Yákovlev y Matvéev, 1989). En otras consideraciones se tienen en cuenta la transmisión de las cargas a través del cuerpo impactado como ondas que viajan por su interior a la velocidad del sonido, haciendo aún más difíciles los cálculos analíticos (Norton, 1999).

Para el estudio de fenómenos dinámicos se realizan experimentos o en su defecto buscando una mayor sencillez se utilizan cargas estáticas equivalentes. La determinación de los coeficientes de cargas dinámicas, importantes para la evaluación de elementos sometidas a acciones de impacto, representan un reto por su alta complejidad. No tener en cuenta un valor correcto de los coeficientes de cargas dinámicas trae como consecuencia el sobre dimensionado de elementos de máquinas agrícolas o deformaciones y roturas frecuentes por el empleo de valores distorsionados de dichos coeficientes. Poder contar con cálculos precisos y científicamente justificados de coeficientes de cargas dinámicas garantiza diseños eficientes y un ahorro considerable de materiales en la fabricación de prototipos.

1.2. Método de los Elementos Finitos (MEF)

El MEF comienza su desarrollo en 1940, en estudios relacionados con la ingeniería estructural, siendo los pioneros Hrennikoff en 1941 y McHenry en 1943, los cuales proponen el empleo de líneas en una sola dimensión para representar de forma simplificada los elementos, siendo estos barras o vigas, facilitando así la determinación de esfuerzos en sólidos con sección transversal continuas. Ya en los años 50 comienzan a aparecer las computadoras digitales de alta velocidad, y en este momento surge por primera vez el término "Elementos Finitos". Este término es introducido por Clough cuando emplea elementos rectangulares y triangulares para el análisis de esfuerzos.

Quien complementa más la técnica es Zienkiewicz y Cheung (1967) que logra extender el empleo del método a estudios de problemas que involucran visco elasticidad. Mejora considerablemente las técnicas numéricas para la solución de sistemas de ecuaciones, mediante la consideración de problemas con grandes deformaciones y comportamiento dinámico no lineal.

El MEF es una poderosa herramienta que permite el análisis de problemas variados de mecánica al garantizar obtener soluciones aproximadas a un sin número de ecuaciones diferenciales parciales (Silvestre, 1998). Este método está incluido dentro de una definición más general denominado Ingeniería Asistida por Computadora (CAE), término que implica que se trata de más que la geometría de la pieza. Es decir, en esta investigación se emplea los sistemas CAD de modelos sólidos y un paquete MEF, por lo que se trata de un sistema CAE. Cuando se incluye algo de análisis de fuerza, esfuerzo deflexión y otros aspectos del comportamiento físico del diseño con o sin los aspectos de los sólidos, el proceso se conoce como CAE. La simulación de fuerzas dinámicas de mecanismos se realiza con paquetes como el ADAMS, Working Model, Ansys, SolidWorks, entre otros.

Empleando el método de los elementos finitos podemos modelar de forma analítica una región de solución mediante la discretización (Silvestre, 1998). Dicha discretización garantiza dividir el área de solución en elementos que a su vez están interconectados por puntos denominados nodos, y dan la posibilidad de expresar las variables como funciones aproximadas.

El MEF ha adquirido gran importancia en la solución de problemas ingenieriles, ya que permite resolver situaciones que hasta hace algún tiempo atrás eran prácticamente imposibles de resolver. La estructura general es conocida desde hace varias décadas, en los últimos años ha aumentado su empleo, debido al gran desarrollo y la evolución de los medios computacionales, así como las posibilidades de almacenamiento. Los métodos numéricos, han encontrado gran aceptación en la simulación de muchísimos fenómenos físicos y de ingeniería y

es de vital importancia su implementación y desarrollo en el área de la ingeniería agrícola.

1.3. Importancia de la investigación

El remolque agrícola juega un papel de suma importancia en la producción de alimentos, esto se debe a que es un implemento agrícola por antonomasia, no motorizado, dirigido e impulsado por otro vehículo, el cual se destina al transporte de materiales, máquinas, implementos o ganado entre otros productos, es importante destacar que no se concibe la agricultura sin el uso de remolques. El remolque agrícola de forma básica dispone de caja de carga, chasis, neumáticos, sistema de suspensión y en algunos casos, frenos propios.

En los remolques agrícolas el neumático requiere de gran atención, debido a que son los únicos elementos encargados de la unión del vehículo con el suelo, estos elementos son los responsables del 20 % del consumo de combustible. El neumático junto con el sistema de suspensión garantiza la estabilidad el confort y la maniobrabilidad del vehículo. Para el caso en particular de los remolques agrícolas que deben ser capaces de transportar la carga por terrenos no pavimentados con el mínimo de daño se debe tener presente el empleo correcto de los neumáticos y su diseño. El contar con un remolque que no disponga de los neumáticos adecuado para las condiciones de trabajo, puede ocasionar pérdidas, roturas graves y accidentes de trabajo. En el remolque también se debe considerar el sistema de suspensión o amortiguamiento. En la actualidad a pesar de los avances tecnológicos aún se emplean los sistemas de suspensión de resortes tipo ballesta en equipos pesados, y remolques agrícolas. El uso actual del sistema de suspensión tipo ballesta está relacionado con su económico costo de fabricación, su capacidad para soportar grandes cargas, su facilidad de mantenimiento y el bajo precio de los mismos.

Los modelos de simulación mediante el MEF pueden ser empleados para el estudio de los elementos principales de remolques agrícolas (estructura, resortes de ballestas y neumáticos), pero en la actualidad no se han realizados estudios de notable importancia o con una validez aceptable. Hasta el momento no se

superan dificultades como el disponer de modelos de simulación numérica evaluados para sistemas que combinen elementos metálicos y no metálicos, sometidos a cargas de impacto. Tampoco se ha podido medir el efecto de los coeficientes de cargas dinámicas en los elementos principales de los remolques agrícolas.

Los resultados de esta investigación constituyen la base de los modelos de simulación de los elementos del remolque agrícola y la determinación de los coeficientes de cargas dinámicas y en particular de las cargas de impacto, cuya aplicación permitirá la elaboración de diseños con datos fundamentados científicamente y obtenidos evitando las costosas pruebas experimentales a prototipos.

1.4. Objetivo general

Obtener modelos de simulación apoyado en el análisis numérico por el Método de los Elementos Finitos, para determinar los coeficientes de cargas dinámicas en la estructura, resortes de ballestas y los neumáticos de un remolque agrícola con capacidad de carga de seis toneladas.

1.5. Objetivos particulares

Evaluar metodologías para el cálculo de coeficientes de cargas dinámicas.

Determinar experimentalmente el coeficiente de cargas dinámicas en viga estructural como base para la modelación numérica.

Evaluar estructuralmente el eje de ruedas del remolque agrícola de seis toneladas de capacidad de carga combinando un modelo de simulación por el método de los elementos finitos con cálculos analíticos.

Desarrollar y evaluar experimentalmente un modelo de simulación por el método de los elementos finitos del sistema de suspensión por resortes de ballestas, de un remolque agrícola de seis toneladas de capacidad de carga.

Desarrollar y evaluar experimentalmente un modelo de simulación por el método de los elementos finitos del neumático 7.50-20 para obtener la relación carga-deflexión y sus coeficientes de cargas dinámicas.

1.6. Hipótesis

Mediante la elaboración de modelos de simulación apoyado en el análisis numérico, por el Método de los Elementos Finitos, se pueden obtener el comportamiento ante cargas estáticas y los efectos de los coeficientes de cargas dinámicas en la estructura, los neumáticos y los sistemas de resortes de ballestas para remolques agrícolas.

1.7. Organización de la tesis

La presente tesis de doctorado contiene un total de siete capítulos. En el primer capítulo se recopila una introducción general a la investigación, donde se explica la importancia, la justificación, objetivos e hipótesis. En el capítulo dos se realiza una revisión bibliográfica y estado actual de la temática. En el capítulo tres se presenta el artículo titulado “Evaluación de métodos para el cálculo de coeficientes de cargas dinámicas”, donde se evalúan y comparan tres metodologías para la obtención de coeficientes de cargas dinámicas: el método analítico tradicional, la simulación numérica basada en el análisis por elementos finitos y una prueba experimental. En el capítulo cuatro se presenta el artículo titulado “Determinación del coeficiente de cargas dinámicas en viga estructural mediante pruebas experimentales”, donde se emplea la técnica de tensometría eléctrica y se determinan los valores experimentales del coeficiente de cargas dinámicas en función de la carga de impacto y su altura de caída. En el capítulo cinco se presenta el artículo titulado “Determinación de coeficientes de cargas dinámicas en eje de remolque agrícola por el método de energía y el método de los elementos finitos”, donde se realiza una comparación entre el método de energía y la simulación por el método de los elementos finitos. En el capítulo seis se presenta el artículo titulado “Modelo numérico de simulación para suspensión de resorte tipo ballesta de remolques agrícolas sometido a cargas de impacto”, donde se emplea el método de los elementos finitos para obtener un modelo de simulación del sistema de resortes de ballestas de un remolque agrícola de seis toneladas de capacidad, y se realizan pruebas experimentales para su evaluación. En el capítulo siete se presenta el artículo titulado “Simulación del

comportamiento del neumático agrícola 7.50-20 por el Método de los Elementos Finitos”, donde se realizan dos modelos de simulación del neumático y una prueba experimental para la evaluación de los mismos.

1.8. Literatura citada

- Brach, Raymond M. (1991). *Mechanical Impact Dynamics: Rigid Body Collisions*, John Wiley & Sons, New York.
- Burr, A.H. y Cheatham, J.B. (1995). *Mechanical Analysis and Design*, pp. 835-863 (2th. ed.), Prentice Hall: Englewood Cliffs, N.J., USA.
- Goldsmith, Werner (1960). *Impact*, Edward Arnold Publishers, London.
- Johnson, K. L. (1985). *Contact Mechanics*, Cambridge University Press.
- Kozlov, Valerii V.; Treshchëv, Dmitrii, V. y Billiards (1991). *A Genetic Introduction to the Dynamics of Systems with Impacts*, American Mathematical Society.
- Lubliner, Jacob (1990). *Plasticity Theory*, Macmillan Publishing Company, New York.
- Maugin, Gerard A. (1992). *The Thermomechanics of Plasticity and Fracture*, Cambridge University Press, Cambridge.
- Norton, L. R. (1999). *Diseño de Máquinas*, pp. 101-174, Prentice Hall: México.
- Norton, L. R., (1992): *Design of Machinery: An Introduction to the Synthesis and Analysis of Mechanisms and Machines*, pp. 6-13, McGraw-Hill: New York, USA.
- Pisarenko, G. S., Yákovlev, A.P. y Matvéev, V.V. (1989). *Manual de resistencia de materiales*, Editorial MIR, Moscú, URSS.
- Rivin, Eugene I. (1999). *Stiffness and damping in Mechanical Design*, Marcel Dekker, New York.
- Roark, R.J. y Young, W.C. (1989). *Formulas for Stress and Strain*, (6a. edit.) Mc.Graw Hill: Nueva York, USA.
- Silvestre, P.P. (1998). *Elemento finito para ingeniería eléctrica*, 236pp., Edit. Noriega, Ed. primera, México.
- Timoshenko, S.P. y Goodier, J. N. (1951). *Theory of Elasticity*, 3rd edition, McGraw Hill, New York.
- Zienkiewicz y Cheung (1967). *The Finite Element Method in Structural and Continuum Mechanics*. McGraw-Hill Book Company.
- Zukas, Jonas A.; Nicholas, T.; Swift, H. F.; Greszczuk, L. B. y Curran, D. R. (1992), *Impact Dynamics*, Krieger Publishing Company, Malabar, FL.

2. REVISIÓN DE LITERATURA

2.1. Situación e importancia del cálculo de cargas de impacto en máquinas agrícolas

Lo que distingue la carga por impacto de la carga estática es la duración del tiempo de aplicación. En caso que la carga sea aplicada con lentitud, se considera de tipo estática; si es aplicada con rapidez, se trata de un impacto. Un criterio empleado para diferenciar una de la otra es comparando el tiempo de aplicación de la carga t_c (definido como el tiempo que tarda la carga en elevarse desde cero hasta su valor pico) con el periodo de la frecuencia natural (T_n). Si t_c es menor que la mitad de T_n , es un impacto. Si t_c es superior a tres veces T_n se considera estático. Entre ambos límites hay un área de penumbra, en la cual puede existir cualquiera de estas dos consideraciones (Norton, 1999). El fenómeno de impacto tiene un carácter dinámico por lo que debe ser tratado con mucho cuidado, teniendo un comportamiento no lineal, siendo muy diferente a otros casos dinámicos estudiado en estructuras. Siendo prácticamente obligado el empleo de cálculo numérico con integración directa en el tiempo (Norton, 1999).

En la carga por impacto se considera la existencia de dos casos generales, Burr y Cheatham (1995), identifican estos dos casos como impacto por golpe e impacto por fuerza, donde el impacto por golpe se refiere a una colisión real de dos cuerpos y el impacto por fuerza se refiere a una carga aplicada súbitamente, sin velocidad alguna de colisión. Estos casos pueden ocurrir de manera independiente o combinada. En las máquinas agrícolas las cargas que actúan en las estructuras varían en función del tiempo con gran rapidez, ya que los elementos están sometidos a esfuerzos que varían en el tiempo, debido a cargas y descargas cíclicas y repetidas. Este tipo de esfuerzos variables provoca fallas y roturas frecuentes, para valores de esfuerzos mucho menor que los de ruptura, determinados mediante ensayos estáticos de tensión. Siendo conocido este fallo como fatiga (Norton, Wear y Bayer 1995). Cuando se realizan diseños de elementos sometidos a esfuerzos variables, es preciso determinar el esfuerzo

máximo que puede soportar el elemento, un número indefinido de veces, o el esfuerzo, algo más alto, que puede quedar aplicado a un número limitado de veces, aunque las cargas de impacto son mucho más notables, ya que las colisiones entre objetos en movimiento pueden dar como resultado deformaciones permanentes aun a velocidades consideradas bajas (Hibbler, 1995). Esto no es deseable para las estructuras de máquinas agrícolas, ya que, a la hora del diseño es recomendable tener en cuenta el efecto de las cargas de impacto para evitar deformaciones permanentes y mantener los esfuerzos en la zona elástica.

Según Norton (1999), los ensayos de esfuerzo-deformación se realizan a velocidades lentas y en condiciones de laboratorio, permitiendo que el material estudiado tenga tiempo para organizarse. Para el caso de cargas súbitas, la capacidad de absorción de energía del material se ve afectada, ya que la energía relacionada es la energía de deformación, que no es más que el área bajo la curva esfuerzo-deformación.

2.2. Métodos tradicionales empleados para la determinación de coeficientes de cargas dinámicas

La determinación de coeficientes dinámicos o de cargas dinámicas, como también se le conoce, que garantizan determinar de forma aceptada, los esfuerzos y deformaciones en elementos mecánicos sometidos a cargas de impacto, requieren de cálculos de gran dificultad que aumentan con la complejidad geométrica de las piezas o estructuras estudiadas.

Según la teoría clásica de Pisarenko, Yákovlev y Matvéev (1989), las tensiones dinámicas máximas ($\sigma_{d_{m\acute{a}x}}$) para el caso de cargas aplicadas súbitamente (impacto) se calculan como se muestra a continuación:

$$\sigma_{d_{m\acute{a}x}} = k_d \cdot \sigma_{est_{m\acute{a}x}} \dots \dots \dots (2.1)$$

donde:

$\sigma_{est_{m\acute{a}x}}$ - tensión estática máxima;

k_d - coeficiente de cargas dinámicas, dado por la expresión:

$$k_d = 1 + \sqrt{1 + \frac{2H}{\delta_{est}}} \dots \dots \dots (2.2)$$

donde:

δ_{est} -flecha estática máxima.

H - altura de caída del elemento que provoca el impacta.

También puede determinarse el coeficiente de cargas dinámicas teniendo en cuenta la velocidad en el momento en que comienza el impacto y sustituyendo la altura a partir de la ecuación de caída libre, se obtiene que:

$$H = \frac{v^2}{2g} \dots \dots \dots (2.3)$$

donde:

v^2 -velocidad de caída libre;

g -aceleración de la gravedad.

para obtener finalmente la expresión siguiente:

$$k_d = 1 + \sqrt{1 + \frac{v^2}{g\delta_{est}}} \dots \dots \dots (2.4)$$

Estas expresiones, que se emplea para determinar los coeficientes de cargas dinámicas, se deducen a partir del principio de conservación de energía, para esto se tienen en cuenta ciertas consideraciones, tales como, que la energía potencial gravitatoria del cuerpo que impacta se transforma en deformación del cuerpo impactado. Otra consideración es que no se tiene en cuenta la energía cinética del cuerpo impactado ni la masa del mismo. Los coeficientes de cargas dinámicas según la expresión 2.2, son los que permiten evaluar el comportamiento de una estructura ante una carga de impacto. Por esta razón la importancia de su determinación que se hace notablemente compleja debido a la gran cantidad de operaciones matemáticas a aplicar para obtener la deflexión estática máxima. Ya que, depende de factores como el tipo de estructura, la sollicitación y el tipo de carga. Para el caso de una viga simplemente apoyada con carga estatica en el centro del elemento, se determina la flecha estática máxima por la expresión:

$$\delta_{est} = \frac{Ql^3}{48EJ} \dots\dots\dots(2.5)$$

donde:

$Q = m \cdot g$ - peso del elemento que impacta;

l - longitud de la viga;

E - módulo de elasticidad del material de la viga;

J - momento de inercia de la sección de la viga.

Las tensiones dinámicas máximas ($\sigma_{d_{m\acute{a}x}}$), en este caso estarán dadas por:

$$\sigma_{d_{m\acute{a}x}} = k_d \cdot \sigma_{d_{m\acute{a}x}} = \frac{Ql}{4W} \left[1 + \sqrt{1 + \frac{96HEJ}{Ql^3}} \right] \dots\dots\dots(2.6)$$

donde:

W - módulo a flexión de la sección.

La energía cinética del cuerpo que impacta se determina como:

$$T_0 = QH = \frac{Qv^2}{2g} \dots\dots\dots(2.7)$$

Entonces, sustituyendo en (2.6) puede expresarse la tensión dinámica máxima en función de la energía cinética como:

$$\sigma_{d_{m\acute{a}x}} = \frac{Ql}{4W} \left(1 + \sqrt{1 + \frac{96T_0EJ}{Q^2l^3}} \right) \dots\dots\dots (2.8)$$

La condición de resistencia en este caso se escribirá así:

$$\sigma_{d_{m\acute{a}x}} = \frac{Q}{4W} \left(1 + \sqrt{1 + \frac{96T_0EJ}{Q^2l^3}} \right) \leq [\sigma_d] \dots\dots\dots(2.9)$$

Siendo: $[\sigma_d]$ la tensión admisible:

$$[\sigma_d] = \frac{\sigma_f}{n_d} \dots\dots\dots(2.10)$$

σ_f - límite de fluencia del material de la viga;

n_d - coeficiente de seguridad para cargas dinámicas.

La flecha estática se determina de manera sencilla, por corresponder al caso de una viga simplemente apoyada y sin grados de hiperestaticidad.

Por lo general, durante el cálculo por los métodos tradicionales (Pisarenko,

1989), las tensiones y deformaciones de piezas y estructuras sometidos a cargas dinámicas, se supone que las cargas son de tipo estática, determinando las deflexiones, para a partir de estas determinar los coeficientes de cargas dinámicas. Por lo que con este valor de coeficiente de cargas dinámicas se afectan los resultados estáticos, permitiendo de esta forma la obtención de los resultados de las deformaciones y las tensiones unitarias de las cargas dinámicas.

En el caso de acciones dinámicas de impacto Pisarenko, (1989) y Burr y Cheatham (1995), estudian métodos con un menor nivel de complejidad para la determinación de coeficientes de cargas dinámicas, teniendo en cuenta la energía potencial gravitatoria o cinética del cuerpo que impacta y la deformación provocada en el cuerpo impactado. Sin embargo, otros métodos algo más rigurosos según Pisarenko (1989), consideran la energía cinética del cuerpo impactado y la masa de dicho cuerpo. Ya que inciden directamente en los resultados del cálculo, dejando fuera el caso donde la masa del cuerpo impactado es notablemente inferior a la del cuerpo que provoca el impacto (Martínez, Flores y Samá, 2009).

Este tipo de cálculos posee dificultades como la determinación de la velocidad del cuerpo impactado y el que golpea, después del impacto, siendo parte fundamental del proceso de determinación de la energía cinética del sistema. Lo cual implica operaciones de una alta complejidad, como calcular la ecuación de la curva elástica y la velocidad.

En algunos manuales y libros se observan cálculos sencillos con vigas sometidas a diferentes solicitudes Roark y Young (1989) y Pisarenko (1989), mostrando los factores de corrección que facilitan el cálculo de coeficientes de cargas dinámicas, pero solo para estos casos típicos. Para el caso de estructuras con otro tipo de complejidades geométricas y con cargas dinámicas se incrementa de forma notable las dificultades para su determinación analítica.

Existen métodos para determinar los coeficientes de cargas dinámicas que poseen una mayor complejidad, ya que estos consideran la transmisión del efecto

de las cargas a través del cuerpo como ondas que viajan a la velocidad del sonido (Norton, 1999), aumentando de esta forma la dificultad para los analíticos. Aunque determinar los esfuerzos a partir de estas ondas longitudinales para el caso de medios elásticos es muy precisa, y solo es aplicable cuando es pequeña la relación de la masa del cuerpo impactado con el que impacta (Burr y Cheatham, 1995).

En la teoría clásica (Pizarenko, Yákovlev y Matvéev, 1989) el cálculo de coeficientes de cargas dinámicas se aborda por dos métodos fundamentales. El que no considera la masa del cuerpo o elemento impactado y el que considera la masa del cuerpo impactado, método que aumenta el nivel de dificultad en los cálculos. Martínez, Flores y Samá (2009) realizan un estudio de caso donde comparan ambos métodos, para poder determinar el error, que se cometería al no considerar la masa del cuerpo impactado, en la exactitud de los resultados. Obteniendo que mientras aumenta de forma relativa la diferencia entre las masas de los cuerpos involucrados en el impacto, aumentan los errores al emplear la ecuación más sencilla que no considera la masa de uno de los cuerpos.

Existe una investigación relacionada con el cálculo de coeficientes de cargas dinámicas en máquinas agrícolas, en la que aplican el método tradicional de Pizarenko (1989) para evaluar la resistencia y rigidez del despeje delantero y trasero, de un tractor YUMZ-6M durante un impacto en los neumáticos delanteros, llegando a la conclusión de que el puente trasero es más resistente que el delantero, por lo que proponen modificaciones estructurales para mejorar el diseño (Goitizolo, Villa, Zayas, Hernández, Noa y Hernández, 2007).

2.3. Sistema de suspensión y su importancia

El sistema de suspensión es uno de los componentes del remolque agrícola que garantiza su circulación y la protección de la carga transportada, además proporciona las características de mejorar el confort y la maniobrabilidad a la hora de la conducción. También de forma positiva aísla el resto del vehículo de las irregularidades del terreno, reduciendo así la fuerza transmitida al resto de los componentes del remolque. También, regula el movimiento vertical de los

neumáticos garantizando el contacto entre este y el terreno evitando daños al chasis. En la actualidad existen numerosos sistemas de suspensión con un buen desempeño en cuanto a su confort, maniobrabilidad y capacidad de absorción de las cargas.

Las funciones de la suspensión se resumen:

- 1.- Disminución de la fuerza provocada por las irregularidades del terreno donde transita.
- 2.- Mejora de la maniobrabilidad y la dirección del vehículo.
- 3.- Adherencia de los neumáticos a la carretera.
- 4.- Alineación de los neumáticos.
- 5.- Mejoramiento del soporte de cargas.
- 6.- Mantenimiento de la altura correcta de los elementos del vehículo.

La suspensión activa ofrece una solución para satisfacer estas características, debido a que para un buen confort se precisa una suspensión suave y una adecuada maniobrabilidad necesita de una rigidez intermedia. Los sistemas de suspensión activa y semiactiva debido a sus características es capaz de cumplir con varios objetivos mejorando los problemas asociados a las maniobrabilidad, estabilidad y confort (Sharp y Hassan, 1986). La suspensión semiactiva es mucho más empleada en los automóviles ya que no poseen actuadores, sino que en su defecto poseen amortiguadores regulables (Lee y Choi, 2000; Lou, Ervin y Filisko, 1994; Sassi, Cherif, Mezghani, Thomasy y Kotrane, 2005). Aunque es conocido que los actuadores de la suspensión activa son más eficientes por su rápida respuesta, además de trabajar en un margen más amplio del rango de frecuencia (Dong, Yu, Liao y Chen, 2010).

La amortiguación, tiene la misión especialmente de neutralizar las oscilaciones de la masa suspendida, estabilizando el vehículo y disminuyendo las oscilaciones provocadas por los componentes flexibles debido a la energía del impacto (Heibing y Ersoy, 2011). Dentro de los componentes de flexión se encuentran los Resortes Helicoidales, Barra de torsión, Barra estabilizadora, Cojinetes

Elásticos, Trapecios o brazos de suspensión y los Resortes de Ballestas. Uno de los elementos elásticos utilizado en los sistemas de suspensión es la ballesta, que está compuesta por hojas de acero que funcionan como resortes al encontrarse unidas unas con otras, siendo estas muy resistentes y elásticas.

Para los sistemas de suspensión existen diferentes clasificaciones, una de ellas es en cuanto a su rigidez o comportamiento mecánico y se distinguen principalmente tres grupos: 1. Suspensiones rígidas, 2. Suspensiones semirrígidas y 3. Suspensiones independientes.

Dentro de la gran variedad de modelos de suspensión independiente coexisten muchas variantes, tales como:

- Suspensión multibrazo (multilink)
- Suspensión de brazos tirados.
- Suspensión de eje oscilante.
- Suspensión de paralelogramo deformable.
- Suspensión McPherson.

El brazo doble-A y la suspensión McPherson, son las más simples y comunes (Reza, 2008). Las suspensiones también se clasifican en cuanto al tipo de control (véase la Figura 2.1):

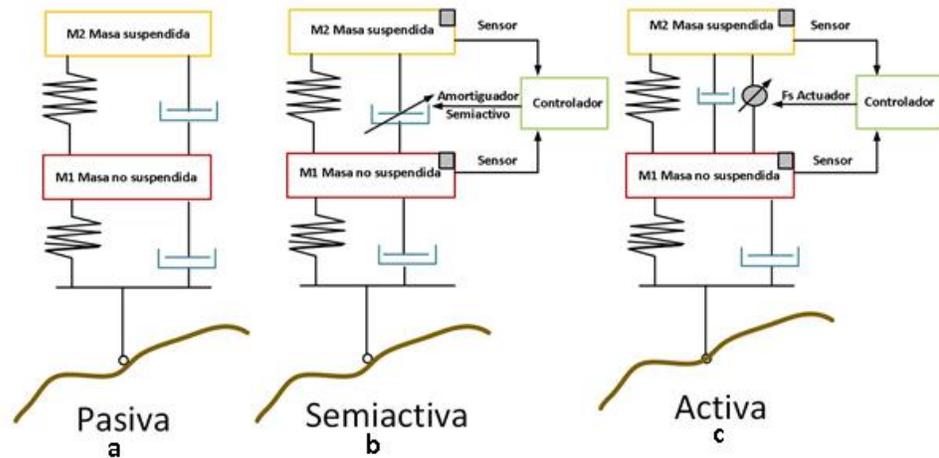


Figura 2.1. Clasificación de la suspensión por el tipo de control.

La suspensión activa (Figura 2.1-c) es la solución tecnológica que propone resolver todos los problemas asociados al desplazamiento de los vehículos, haciéndolos mas seguros, confortables y con mejor maniobrabilidad.

Desventajas del sistema de suspensión inteligente

Estos sistemas consumen una gran cantidad de energía para poder compensar las fuerzas provocadas por impactos o desniveles del terreno, por lo tanto se requiere de un gasto muy grande para su diseño y construcción siendo poco viables para vehículos pesados o agrícolas.

2.4. Teoría de suspensión

Los sistemas de suspensión vehicular se clasifican teniendo en cuenta varios factores entre ellos el tipo de control. Dentro de esta clasificación existen tres grandes grupos, la suspensión pasiva que esta predeterminada desde su diseño y no posee control automatico, la suspensión activa que utiliza actuadores que mediante el empleo de energía y mediante señales enviadas por sensores modifican la respuesta del sistema adecuándolo a las condiciones del terreno y la suspensión semiactiva que logra modificar la rigidez del mecanismo sin energía externa, aunque esta es mucho menos eficiente que la activa.

El sistema de suspensión posee dos masas de interés la suspendida y la no suspendida las cuales poseen frecuencias resonantes cercanas a 1 y 10 Hz

respectivamente (Karnopp, 1986). Para el control de estos modos de vibración, la suspensión menos eficiente son las pasivas, ya que, las suspensiones activas y semiactivas logran disminuir la amplitud del movimiento y la resonancia de la masa suspendida en un amplio rango de frecuencias (Yagiz y Yuksek, 2001).

El estudio de la dinámica de los vehículos se realiza con modelación digital mientras que para el desarrollo se realizan pruebas experimentales que aportan los parámetros necesarios para posteriores simulaciones, evaluaciones y mejora de diseños. Mediante la simulación se pueden analizar varios parámetros de interés para el diseño vehicular (Haibo y Jianwei, 2009), así como analizar simulaciones en tiempo real de la respuesta dinámica del vehículo (Lee, 2004).

Las técnicas gráficas empleadas para analizar el sistema de suspensión son:

- La técnica de gráficos de ligaduras.
- Los sistemas multi-cuerpo.

Para la modelación y simulación de amortiguadores se emplean técnicas no-lineales garantizando una mejor aproximación a los análisis de sistemas semi-activos:

- El modelo de Bouc-Wen.
- El modelo polinomial.
- El modelo de Bingham.

Para el caso de sistemas de suspensión se emplean modelos con disimiles grados de libertad. El modelo de un cuarto de vehiculo el cual es lineal posee dos grados de libertad, por lo que solo es viable para el estudio de la dinámica vertical (Hrovat, 1997). Para posibilitar el estudio del cabeceo es necesario emplear un modelo que considere la mitad del vehiculo el cual posee cuatro grados de libertad (Ekoru y Dahunsi, 2011); (Gysen, Paulides, Janssen y Lomonova, 2008). Para el caso de introducir condiciones anti-vuelco y anti-derrape se precisa un modelo que considere el vehículo completo para un total de siete grados de libertad (Choi, Lee y Park, 2002; Zhang, Liang, Wangy y Li, 2008). Otros modelos

un poco mas complejos que incluyen la dinámica vertical del asiento del conductor posee ocho grados de libertad y consideran la totalidad del vehículo (Shirahatti, Prasad, Panzade y Kulkarni, 2008).

El modelo lineal de un cuarto de vehículo es empleado en varios estudios de sistemas de suspensión, ya que, el mismo posibilita una buena interpretación de la dinámica vehicular para diseñar el control (Alexandru y Alexandru, 2011). También se pueden considerar los modelos no-lineales para obtener mejores resultados, apoyados en análisis de simulación de sistemas multicuerpo incluyendo varias disciplinas (Krüger, Vaculin y Kortüm, 2002; Samin, Brüls, Collard, Sass y Fiset, 2007; Schiehlen, 2007).

2.5. Sistema de suspensión por resortes de Ballestas

En la actualidad a pesar de los avances tecnológicos aún se emplean los sistemas de suspensión tipo ballesta en equipos pesados, y en muchos remolques agrícolas. El uso que aún se le da al sistema de suspensión de resortes de ballesta está relacionado con su económico costo de fabricación, su capacidad para soportar grandes cargas, su facilidad de mantenimiento y el bajo precio de los mismos. Los principales problemas de los resortes de ballestas están en su lentitud para absorber las cargas, más aún cuando estas cargas son de impacto, ya que, tienen poca duración en el tiempo por lo que este tipo de sistemas no reaccionan con suficiente rapidez. Debido a esto se genera molestias y sensación de rigidez al operador, también es posible que se ponga en peligro la integridad del vehículo al permitir que se dispersen las vibraciones a todo el equipo. Mantilla (2015), deja claro la vigencia en la actualidad de los resortes tipo ballesta y su amplia utilidad en vehículos pesados y agrícolas, estos deben su uso en la actualidad a su capacidad para soportar grandes cargas y sus bajos costos de fabricación y mantenimiento. Las ballestas (Figura 2.2) están conformada por hojas o láminas de acero que mediante una abrazadera (Figura 2.2-2) se mantienen unidas entre si, formando una especie de resorte gracias al deslizamiento entre las hojas cuando éstas se deforman por la acción de alguna carga. La hoja maestra (Figura 2.2-1), posee

en sus extremos ojos provocados por la curvatura de la misma ballesta para el montaje de casquillos de bronce (Figura 2.2-3). La hoja más pequeña denominada ballesta menor (Figura 2.2-4), permite el acoplamiento al soporte del bastidor garantizando su estabilidad y esto lo logra mediante pernos o bulones (Figura 2.2-5).

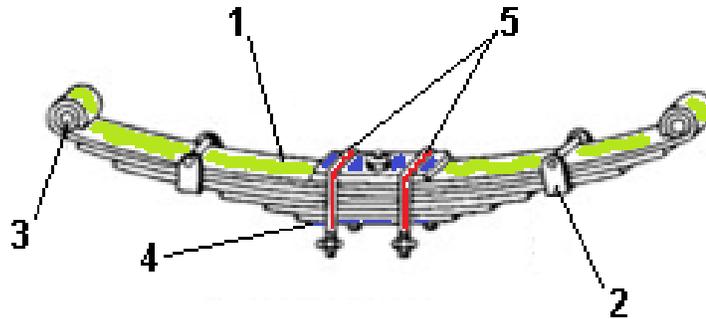


Figura 2.2. Elementos básicos del sistema de resortes tipo ballesta.

1. Paquete de seis resortes de ballestas. 2. Apoyo del paquete de ballestas. 3. Base de fijación. 4. Eje deslizante. 5. Eje de apoyo. 6. Resorte de ballesta maestra. 7. Resorte de ballesta menor.

La cantidad de resortes (hojas) esta en función de la carga para la que fue diseñada, modificándose también su espesor para hacerla más o menos flexibles. Las ballestas realizan una función similar al muelle de suspensión, uniendo el eje de ruedas con el bastidor. Para el caso de vehículos pesados y agrícolas sirven de elementos de empuje y son capaces de absorber con su deformación longitudinal la fuerza de reacción provocada en la propulsión. Las normas UNE 26 224-5-6-7 y 26 063 normalizan una gran gama de sistemas de suspensión tipo ballestas.

Krishan y Aggarwal (2017), realizan el estudio de un sistema de ballestas múltiples de nueve hojas instaladas en un vehículo comercial, analizan el modelo mediante el método de los elementos finitos. El material empleado para el estudio es SUP9, generan el modelo mediante el software CATIA V5 R17 y después lo importan a ANSYS-11 para el estudio por el método de los elementos finitos. El objetivo que se persigue con el estudio es determinar las tensiones y deflexiones

para finalmente compararlo con resultados experimentales. La diferencia entre el modelo y el experimento obtenida en el estudio es de tan solo 0.632 %.

Lesso, Figueroa, Rodríguez y Martínez (2012), realizan una investigación en sistemas de ballestas para conocer su comportamiento modal bajo cargas externas. Usan un muelle de tres hojas, el cual es modelado empleando el programa de Diseño Asistido por Computadoras "SolidWorks". En el modelo tienen en cuenta los contactos entre las hojas del sistema, a través de un análisis por el método de los elementos finitos (MEF). En los resultados apreciaron los efectos estructurales del sistema, resaltando la viabilidad de la modelación de este tipo de sistemas haciendo posible determinar en la simulación numérica las deformaciones, los esfuerzos y las frecuencias naturales.

Zhan-Guang, Teng, Xi-Yong, Shu-Qin y Shuai (2014) realizan el estudio de un sistema de resortes de ballestas, creando las bases para simplificar las ecuaciones del método de prueba y error. Dan a conocer detalles del modelo y el análisis de dos sistemas usando ABAQUS, en un estudio no lineal para largas deformaciones, incluyendo también la fricción entre las hojas. Analizan las tensiones y deformaciones bajo diferentes cargas y lo corroboran con los datos obtenidos en pruebas de laboratorio.

Baviskar, Bhamre y Sarode (2013), presenta un estudio general del diseño y análisis de un sistema de ballestas mediante el programa ANSYS, teniendo como objetivo comparar los diseños de ballestas con aceros convencionales por diseños más ligeros. Definiendo no siempre es beneficioso, aunque determinan que en automóviles si es efectivo remplazarlos por sistemas más ligero.

2.6. Neumáticos y sus características

Los neumáticos desempeñan una importante función en el comportamiento dinámico de los vehículos siendo el elemento que une el piso con los elementos de suspensión y la carrocería. Los neumáticos se clasifican en dos grandes grupos los convencionales o diagonales y los radiales (Figura 2.3). Debido a la poca resistencia de los neumáticos radiales a cargas de impacto laterales, en

equipos pesados y máquinas agrícolas aún se emplean neumáticos convencionales dependiendo del desempeño del equipo.



Figura 2.3. Clasificación global de los neumáticos.

Muchos experimentos iniciados por el americano Charles Goodyear, en el año 1830, confirmaron accidentalmente que el caucho cosido a altas temperaturas con azufre, mantenía sus condiciones de elasticidad en frío y caliente. Ya estaba descubierto el proceso de vulcanización del caucho que además de darle forma a los neumáticos, aumento la seguridad durante el frenado y disminuyo las vibraciones en los vehiculos. En 1845 los hermanos Michelin fueron los primeros en patentar un neumático para automóvil.

En 1847 el Ingles Robert Thompson coloco una cámara dentro del interior de los neumáticos que hasta el momento eran macizos. A partir de 1888, con la utilización de los neumáticos a gran escala, las fábricas empezaron a invertir más en el aseguramiento y desarrollo de los neumáticos.

En el diseño de neumáticos se han empleado métodos analíticos, llenos de simplificaciones e idealizaciones, estos métodos abordan de una forma sencilla el problema ayudando al diseño de una forma muy básica. Esto no permite obtener con exactitud su comportamiento estático ni dinámico, menos aún en condiciones donde esté sometido a cargas de impacto. Las aproximaciones analíticas si bien son rápidas y prácticas, no aportan datos precisos de desplazamientos, masa, volumen o distribución espacial.

Existen laboratorios que mediante métodos experimentales pueden evaluar el desempeño de los neumáticos bajo diferentes condiciones, el inconveniente radica en que estas validaciones y pruebas solo pueden ser hechas a prototipos,

por lo que incurren en altos costos de fabricación, siendo esta una etapa posterior al diseño. También se requiere una alta inversión en calibración y mantenimiento de los bancos de prueba.

El empleo de la simulación numérica promete soluciones muy precisas para mejorar el diseño de los neumáticos. Blasco y Valero (2014) realizan el diseño de una llanta dinamométrica que permite obtener los momentos y las fuerzas que experimenta el eje de ruedas durante el movimiento del vehículo. Para obtener las deformaciones realizan un análisis por el método de los elementos finitos. Obteniendo resultados satisfactorios y un modelo de simulación adecuado para este tipo de sistema. Senatore y Sandu (2011), discuten en su trabajo un modelo semi-empírico de neumáticos para todo terreno. Los esfuerzos de varios investigadores se combinan en un solo modelo capaz de predecir las características principales de un neumático que opera en escenarios fuera de la carretera mediante el cálculo del tirón de la barra de tracción, el par motor, la fuerza lateral, el fenómeno de deslizamiento y el comportamiento de pasos múltiples. El estudio considera las ruedas rígidas y los neumáticos flexibles y analiza la dinámica longitudinal y lateral. Siendo computacionalmente económico, un modelo semiempírico es atractivo para simulaciones de dinámica vehicular en tiempo real. En este trabajo se consideran dos suelos: un terreno arenoso suelto y un suelo franco más firme. Los resultados muestran que el modelo predice de forma realista las fuerzas longitudinales y laterales, proporcionando al mismo tiempo buenas estimaciones del comportamiento del hundimiento y la sensibilidad de los parámetros del neumático. Estos estudios pueden servir de base para el desarrollo de modelos de neumáticos en condiciones de suelos agrícolas. Taheri, Sandu, Taheri, Pinto y Gorsich (2014), plantea que “los modelos de neumáticos precisos y eficientes para las operaciones de terreno deformable son esenciales para realizar simulaciones de vehículos”. En este trabajo proporcionan una descripción de los estudios que han aportado contribución en el avance de las técnicas para caracterizar el suelo, los neumáticos, la interacción tierra-neumático, el análisis experimental, la parametrización del modelo y la validación del modelo. Más importante aún, se

presentan dos cuadros de resumen para tres grupos de modelos en los que se revisan y comparan las características generales de cada modelo con otros modelos. En este estudio se evidencia que el comportamiento de los neumáticos depende en gran medida de las condiciones del suelo por donde transita, por esta razón se hace necesario contar con modelos que expliquen su comportamiento en suelos agrícolas. Jonah y Krystle (2014), en este documento usan un marco estadístico junto con nuevos datos de prueba de interacción vehículo-suelo para construir un meta modelo estocástico a partir de un modelo simple de interacción entre suelo y neumático. Los resultados en el uso de las métricas indican que los modelos funcionaron correctamente. Jonah (2015), este artículo presenta los resultados de la validación de un modelo estocástico simple de interacción neumático-suelo para el caso más complicado de deslizamiento combinado. Los métodos estadísticos utilizados para la validación incluyen, la calibración de los parámetros del modelo utilizando el enfoque de la estimación de máxima verosimilitud junto con los nuevos datos de prueba. Se logro la validación del modelo calibrado, y su comparación con los datos de prueba, utilizando cuatro métodos de validación con buenos resultados.

2.7. Teorías de deformación aplicadas al Método de los Elementos Finitos

Los materiales suelen fracturarse a esfuerzos más allá de su resistencia máxima a tensión, para el caso particular de las piezas, estructuras y elementos de máquinas agrícolas es necesario considerar la falla ante deformaciones que afecten el correcto funcionamiento del sistema. Considerando que el límite de fluencia elástico de un material dúctil es inferior a su resistencia máxima es preciso tener claro el margen entre uno y otro. Muchos investigadores han planteado teorías para explicar este fenómeno tales como:

1. La teoría del esfuerzo normal máximo.
2. La teoría de la energía de deformación total.
3. La teoría de la deformación normal máxima.
4. La teoría de la energía de distorsión (Von Mises-Hencky).
5. La teoría del esfuerzo cortante máximo.

De todas estas teorías las dos últimas son las que concuerdan de cerca con las pruebas experimentales y la de Von Mises-Hencky es la más empleada para el análisis por MEF.

En el caso de la teoría de la energía de distorsión de Von Mises-Hencky desarrollada por Richard Edler Von Mises, expresa que el mecanismo microscópico de la fluencia es causado por el deslizamiento relativo de los átomos que componen la estructura del material (Hill, 1950). Este deslizamiento es provocado por las tensiones cortantes y la distorsión en la forma de la pieza. La energía que se almacena en la pieza por causas de esta distorsión es un indicador del valor de las tensiones cortantes presentes en la pieza.

Según Timoshenko (1953), la energía de distorsión (U_d) y el componente hidrostático o volumétrico (U_h) son dos componentes que forman la energía de deformación (U) que se calcula mediante la expresión siguiente:

$$U = U_h + U_d \dots \dots \dots (2.11)$$

Si suponemos que la curva esfuerzo (σ)-deformación unitaria (ϵ) es lineal hasta el punto de fluencia, se puede expresar la energía de deformación total, en cualquier punto de este rango como:

$$U = \frac{1}{2} \sigma \cdot \epsilon \dots \dots \dots (2.12)$$

La teoría de energía de distorsión es más precisa para materiales dúctiles y uniformes, cuya resistencia a compresión y a tracción son más o menos la misma y cuya resistencia a tensiones tangenciales es menor que su resistencia a tensiones normales. Se considera que estos materiales fallan por esfuerzo cortante y la teoría Von Mises-Hencky prevé mejor su falla (Norton, 1999). Para materiales no uniformes y frágiles donde se obtienen valores de resistencia a tracción inferiores al valor de resistencia a compresión, y su resistencia a tensiones tangenciales queda en un término medio entre estos dos valores. Son más débiles a tracción y la teoría de Mohr modificada describe mejor su falla.

En condiciones que posean tensiones combinadas (tensiones normales y

tangenciales) al mismo tiempo y sobre un mismo punto, es práctico definir un esfuerzo efectivo que sea capaz de incluir a ambos. El procedimiento de energía de distorsión nos brinda las herramientas para lograrlo en el caso de materiales dúctiles, en los cuales esta enmarcado el sistema objeto de estudio. El esfuerzo efectivo de Von Mises que obtenemos mediante la aplicación del MEF se define como el esfuerzo a tensión uniaxial capaz de generar una energía de distorsión similar a la que se obtendría por la unión real de los esfuerzos aplicados. Gracias a esta teoría se pueden tratar esfuerzos combinados multiaxiales de tensiones normales y tensiones tangenciales como si fueran de carga a tensión pura (Marín, 1962).

El esfuerzo efectivo de Von Mises se determina para un caso tridimensional de la forma siguiente:

$$\sigma' = \sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2 + \sigma_3^2 - \sigma_1\sigma_2 - \sigma_2\sigma_3 - \sigma_1\sigma_3} \dots \dots \dots (2.13)$$

También se puede expresar en función de los esfuerzos aplicados y tangenciales (τ):

$$\sigma' = \sqrt{\frac{(\sigma_x - \sigma_y)^2 + (\sigma_y - \sigma_z)^2 + (\sigma_z - \sigma_x)^2 + 6(\tau_{xy}^2 + \tau_{yz}^2 + \tau_{zx}^2)}{2}} \dots \dots \dots (2.14)$$

Y para el caso de dos dimensiones:

$$\sigma' = \sqrt{\sigma_1^2 - \sigma_1\sigma_3 + \sigma_3^2} \dots \dots \dots (2.15)$$

Y si se expresa en función de los esfuerzos aplicados y tangenciales (τ) quedaría de la forma siguiente:

$$\sigma' = \sqrt{\sigma_x^2 + \sigma_y^2 - \sigma_x\sigma_y + 3\tau_{xy}^2} \dots \dots \dots (2.16)$$

El criterio en palabras simples expresa que un elemento estructural, es seguro mientras no se sobrepase el máximo valor de la energía de distorsión por unidad de volumen, por lo que, para el caso de valores típicos, es la energía por unidad de volumen de distorsión necesaria para sobrepasar el límite de fluencia en una prueba de tensión al mismo material.

El método energético en la mecánica de sólidos permitió la aplicación de estudios dinámicos en el análisis convencional por elementos finitos, donde emplean matrices de masa consistente. Melo, Carneiro, Camanho, Tavares y Fernandes (2004), realizan un procedimiento pseudo-dinámico, para lograr simular el efecto de impacto sobre una viga estructural con sección transversal sólida, los resultados que obtienen en la simulación numérica son muy cercanos a los cálculos analíticos. Xin-zheng, Yan-Sheng, Jian-Jing, Ai-Zhu y Jing (2007), en su investigación realizan el modelo de un camión de carga, para esto emplean herramientas de diseño digital y apoyados en el MEF simulan de forma no lineal el impacto entre la parte superior del camión y un puente estructural, específicamente con el software MSC.MARC 2005. En este estudio aplican cuatro niveles de velocidad para el impacto entre el camión y el puente, por lo que obtienen curvas de desplazamiento en función del tiempo de los puntos impactados del camión y del puente. Cabe destacar que no reportan resultados de pruebas experimentales por lo que se hace imposible la evaluación de los resultados de la simulación. Marur y Srinivas (2007), simulan el efecto de un choque en el lateral de un automóvil con el empleo del MEF con un algoritmo de orden reducido, aplicando elementos de barra y discretos no lineales, estudian dos casos, uno elástico y otro completamente plástico, finalmente comparan sus modelos con otros realizados con elementos más complejos encontrando muchas similitudes. Sawamoto (2008), realiza la simulación numérica de un ensayo de impacto, empleando el modelo de una probeta similar a la empleada en estudios experimentales con péndulo Charpy, esto lo logran mediante el programa de elementos finitos LS-DYNA, validando el empleo de estos modelos en la predicción del comportamiento de probetas ante cargas de impacto. Kishi, Ando, Imoto, Ishida, Kasai, Katsuki, Kanbayashi y Masuya (2008), efectúan el estudio de una viga rectangular y sólida sometida a cargas de impacto. Para este estudio realizan modelos de simulación con el empleo del MEF y los comparan con resultados experimentales. Los análisis de simulación lo realizan por varias vías, demostrando que se obtiene buena aproximación en estimar el comportamiento ante impacto de la viga. Ruijun, Du y Peng (2008), analizan una

barra de concreto sometida a cargas dinámicas. En el estudio se emplea el método de los elementos finitos prestando gran atención a la resistencia a la flexión del material. Como resultado obtienen la curva esfuerzo-deformación en la simulación numérica y de forma experimental, validando una alta correspondencia entre ambos. Varios autores como Isobe (2008) y Fukuda, Koshika y Morikawa (2008) realizan estudios simulando de forma numérica y dinámica el efecto del impacto de una nave aérea sobre las torres gemelas (World Trade Center), tratando de esclarecer la causa del colapso de dichas torres. Obtienen resultados muy interesantes y nuevas vías para la modelación digital.

El MEF ha demostrado ser un método válido para el estudio de muchos fenómenos de ingeniería y física entre otras muchas disciplinas. Se evidencia en las investigaciones revisadas la importancia del método de los elementos finitos y en particular en el análisis de estructuras sometidas a cargas de impacto, vibraciones y cargas variables. El uso de este método implementado en ordenador debe ser extendida al área del diseño de máquinas agrícolas, garantizando así la obtención de estudios que mejoren el desarrollo de este importante sector. El poder emplear el diseño asistido por computadoras y las nuevas técnicas de ingeniería en especial el análisis por MEF facilitará la obtención de datos fiables y más aun para el caso de las máquinas agrícolas que por lo general están sometidas a la acción de constantes cargas dinámicas y de impacto.

2.8. Conclusiones

- Los métodos de determinación de coeficientes de cargas dinámicas tradicionales y analíticos presentan una alta dificultad de resolución.
- La determinación de coeficientes de cargas dinámicas con una exactitud aceptable para las máquinas agrícolas beneficiará su diseño, permitiendo predecir de forma aceptada el comportamiento dinámico de sus elementos a partir de un estado tensional estático.
- En la actualidad aún se emplean los sistemas de resortes de ballestas en máquinas agrícolas debido a sus ventajas como, fácil mantenimiento y bajos

costos de fabricación. Aprovechar las ventajas de estos sistemas, se puede lograr aumentar su eficiencia, logrando mejores rendimientos.

- Los neumáticos son elementos de gran importantes dentro de los remolques agrícola, ya que, tienen la función de permitir de formas propicia el desplazamiento, esto mediante su capacidad para absorber las cargas provocadas por las irregularidades del terreno. Contar con modelos avanzados empleando el diseño asistido por computadoras y el método de los elementos finitos permite mejorar su diseño.

2.9. Literatura citada

- Alexandru, C. y Alexandru, P. (2011). A comparative analysis between the vehicles passive and active suspensions. *International Journal of Mechanics*, 5(4):371–378.
- Baviskar, A. C.; Bhamre, V. G. y Sarode, S. S. (2013). “Design and Analysis of a Leaf Spring for automobile suspension system: A Review” *International Journal of Emerging Technology and Advanced Engineering. Certified Journal*, 3(6). India.
- Blasco Llopis, J. y Valero Chuliá, F. J. (2014). *Diseño de una llanta dinamométrica para vehículos ligeros* (tesis de maestría). Universidad Politécnica de Valencia, Departamento de Ingeniería Mecánica y de Materiales, España.
- Burr, A.H. y Cheatham, J.B. (1995). *Mechanical Analysis and Design*, pp. 835-863 (2th. ed.), Prentice Hall: Englewood Cliffs, N.J., USA.
- Choi, S. B.; Lee, H. S. y Park, Y. P. (2002). H^∞ control performance of a fullvehicle suspension featuring magnetorheological dampers. *Vehicle System Dynamics*, 38(5):341–360.
- Dong, X. M.; Yu, M., Liao, C. R. y Chen, W.M. (2010). Comparative research on semi-active control strategies for magneto-rheological suspension. *Nonlinear Dynamics*, 59(3):433–453.
- Ekoru, J. E. y Dahunsi, O. A. (2011). PID control of a nonlinear half-car active suspension system via force feedback. En *IEEE AFRICON Conference*, páginas 1–6.
- Fukuda, R.; Koshika, N. y Morikawa, H. (2008). Structural responses of world trade center under aircraft attacks, Japan.
- Goitizolo, R.; Villa, L.; Zayas, E.; Hernández, P.M.; Noa, J. G. y Hernández, H. (2007). “Modificación del Alto Despeje del Tractor YUMZ 6M”, *Revista Ciencias Técnicas Agropecuarias*, 16(4): 11-16.
- Gysen, B. L.; Paulides, J. J.; Janssen, J. L. y Lomonova, E. A. (2008). Active electromagnetic suspension system for improved vehicle dynamics. En

- IEEE Vehicle Power and Propulsion Conference, páginas 1–6.
- Haibo, L. y Jianwei, Y. (2009). Study on semi-active suspension system simulation based on magnetorheological damper. En International Conference on Intelligent Computation Technology and Automation, páginas 936–939.
- Heibing y Ersoy, M. (2011). Chasis Handbook, Berlin: Vieweg Teubner.
- Hibbler, R.C. (1995). Engineering Mechanics: Dynamics. 7th. Edition. Prentice Hall: Englewood Cliffs, N.J., USA.
- Hill, R. (1950). *The Mathematical Theory of Plasticity*, Oxford, Clarendon Press.
- Hrovat, D. (1997). Survey of advanced suspension developments and related optimal control applications. *Automatica*, 33(10):1781–1817.
- Isobe, D. (2008). Numerical simulations for investigation on true cause of the total collapse of the WTC towers. International Symposium on Structures under Earthquake, Impact, and Blast Loading (IB`08). October 10-11, Osaka. Japan.
- Jonah, H. Lee (2015). “Statistical modeling and comparison with experimental data of tire–soil interaction for combined longitudinal and lateral slip.” *Journal of Terramechanics*, Department of Mechanical Engineering, University of Alaska Fairbanks, AK 99775-5905, United States.
- Jonah, H. Lee y Krystle, G. (2014). Vehicle–soil interaction: Testing, modeling, calibration and validation. *Journal of Terramechanics*, Department of Mechanical Engineering and Department of Mining and Geological Engineering, University of Alaska Fairbanks, United States.
- Karnopp, D. (1986). Theoretical limitations in active vehicle suspensions. *Vehicle System Dynamics*, 15(1):41–54.
- Kishi, N.; Ando, T.; Imoto, K.; Ishida, M.; Kasai, Y.; Katsuki, S.; Kanbayashi, A. y Masuya, H. (2008). Round Robin pre/post analysis of RC beam under falling-weight impact loading. International Symposium on Structures under Earthquake, Impact, and Blast Loading (IB`08), Osaka. Japan.
- Krishan Kumar y Aggarwal, M. L. (2017). Optimization of Various Design Parameters for EN45A Flat Leaf Spring. *Materials Today: Proceedings, Part A*, 4(2), 1829-1836, doi: <https://doi.org/10.1016/j.matpr.2017.02.026>
- Krüger, W. R.; Vaculin, O. y Kortüm, W. (2002). Multi-disciplinary simulation of vehicle system dynamics. En RTO AVT Symposium on “Reduction of Military Vehicle Acquisition Time and Cost through Advanced Modelling and Virtual Simulation”, páginas 1–16.
- Lee, H. (2004). Virtual test track. *IEEE Transactions on Vehicular Technology*, (6):1818–1826.
- Lee, H. S. y Choi, S. B. (2000). Control and response characteristics of a magnetorheological fluid damper for passenger vehicles. *Journal Intelligent Material Systems Structures*, 11(1):80–87.

- Lesso, V. A., Figueroa, P. D., Rodríguez, M. G. y Martínez, N. J. J. (2012). *Actas de la II Conferencia de Desarrollo Profesional en Ingeniería Mecatrónica*. Instituto Tecnológico de Celaya. Pistas Educativas Año XXXII - ISSN 1405-1249. México.
- Lou, Z.; Ervin, R. y Filisko, F. (1994). A preliminary parametric study of electrorheological dampers. *Transaction. ASME Journal Fluids Engineering*, 116(3):570–576.
- Mantilla Nova, D. (2015). *Diseño óptimo de resortes tipo ballesta para la suspensión de un vehículo comercial considerando las condiciones dinámicas* (tesis de maestría). Universidad Nacional de Colombia, Colombia.
- Marín, J. (1962). *Mechanical Behavior of Engineering Materials*, pp. 117-122, Prentice Hall: Englewood Cliffs, N.J., USA.
- Martínez, R. A; Flores, M. R. y Samá, J. (2009) “Influencia de la masa del cuerpo impactado sobre los coeficientes de cargas dinámicas calculados por métodos tradicionales”, *Revista Ciencias Técnicas Agropecuarias*, 18(2): 22-26.
- Marur, P.R. y Srinivas, S. (2007). Side Impact Simulation using Reduced Order Finite Element Models. [en línea] Disponible en: <http://www.actapress.com/PaperInfo.aspx?PaperID=30617&reason=500>.
- Melo, F. J. Q.; Carneiro, J.A.; Camanho, P.; Tavares, C. y Fernandes, A. (2004). The Simulation of Impact Loads on Beam-type Structures using a Pseudo-dynamic Procedure, pp. 13-23 Group of Structural Design and Experimental Validation, IDMEC-Pole FEUP, Institute of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering, University of Porto, Strain, Volume 40, Number 1.
- Norton, L. R. (1999). *Diseño de Máquinas*, pp. 101-174, Prentice Hall: México.
- Norton, L. R.; Wear R.G. y Bayer H.S. (1995). Bearing Forces as a function of Mechanical Stiffness and Vibration in a Fourbar Linkage, In: *Effects of Mechanical Stiffness and Vibration*, editor. American Society for Testing and Materials: Philadelphia, Pa., USA.
- Pisarenko, G.S.; Yákovlev A.P. y Matvéev V.V. (1989). *Manual de resistencia de materiales*, Editorial MIR, Moscú, URSS.
- Reza, N. J. (2008). *Vehicle Dynamics. Theory and Applications*, Riverdale. NY, Springer.
- Roark, R.J. y Young, W.C. (1989). *Formulas for Stress and Strain*, (6a. edit.) Mc.Graw Hill: Nueva York, USA.
- Ruijun, T.; Du, X. y Peng, Y. (2008). “Numerical simulation on dynamic bending strength of three-graded concrete beam based on meso-mechanics”, *Transactions of Tianjin University*, 1006-4982 (Print) 1995-8196 (Online). 14(5): 371-375.

- Samin, J. C.; Bröls, O.; Collard, J. F.; Sass, L. y Fiset, P. (2007). Multiphysics modeling and optimization of mechatronic multibody systems. *Multibody System Dynamics*, 18(3):345–373.
- Sassi, S.; Cherif, K.; Mezghani, L.; Thomasy, M. y Kotrane, A. (2005). An innovative magneto-rheological damper for automotive suspension: from design to experimental characterization. *Smart Material Structures*, 14:811–822.
- Sawamoto, Y. y Tanaka, N. (2008). Analytical study on the deformation capacity of steel beam with notches under brittle fracture. *International Symposium on Structures under Earthquake, Impact, and Blast Loading (IB`08)*, Osaka. Japan.
- Schiehlen, W. (2007). Research trends in multibody system dynamics. *Multibody System Dynamics*, 18:3–13.
- Senatore C., Sandu C. (2011). Off-road tire modeling and the multi-pass effect for vehicle dynamics simulation. Department of Engineering Science and Mechanics, *Journal of Terramechanics*. Virginia Tech, USA.
- Sharp, R. S. y Hassan, S. A. (1986). Relative performance capabilities of passive, active and semi-active car suspension systems. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers. Part D, Transport Engineering*, 200(D3):219–228.
- Shirahatti, A.; Prasad, P.; Panzade, P. y Kulkarni, M. (2008). Optimal design of passenger car suspension for ride and road holding. *Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering*, 30(1):66–76.
- Taheri Sh., Sandu C., Taheri S., Pinto E., Gorsich D. (2014) “A technical survey on Terramechanics models for tire–terrain interaction used in modeling and simulation of wheeled vehicles” *Journal of Terramechanics*. Department of Mechanical Engineering, Virginia Tech, U.S. Army TARDEC, MI, USA.
- Timoshenko, S.P. (1953). *History of Strength of Materials*, Mcgraw-Hill: New York, USA.
- Xin-Zheng, L.; Yan-Sheng, Z.H.; Jian-Jing, J.; Ai-Zhu, R. y Jing, N. (2007). *Nonlinear Finite Element Simulation for the Impact between Over-high Truck and Bridge-Superstructure*, pp. 387-394, Department of Civil Engineering. Tsinghua University, 7th Int. Conf. Shock & Impact Loads on Structures, Beijing, China.
- Yagiz, N. y Yuksek, I. (2001). Sliding mode control of active suspensions for a full vehicle model. *International Journal of Vehicle Design*, 26(2):264–276.
- Zhang, Z. N.; Liang, F.; Wang, Y. B. y Li, C. G. (2008). Study on active suspension control of full-vehicle steering model of using DSP. En *IEEE, Vehicle Power and Propulsion Conference*, páginas 1–5.
- Zhan-Guang, Z.; Teng, S., Xi-Yong, X.; Shu-Qin, P. y Shuai, Y. (2014). Numerical simulation of steel wheel dynamic cornering fatigue test. *Engineering*

Failure Analysis,
<https://doi.org/10.1016/j.engfailanal.2014.01.021>

39, 124-134,

3. EVALUACIÓN DE MÉTODOS PARA EL CÁLCULO DE COEFICIENTES DE CARGAS DINÁMICAS

RESUMEN

En las máquinas agrícolas, por lo general actúan fuerzas dinámicas, en particular cargas de impacto, lo que provoca roturas o fallas frecuentes. Esto se debe al carácter impulsivo de estos tipos de cargas, las cuales presentan corta duración en el tiempo, disminuyendo la capacidad de las estructuras y piezas para absorber la energía de deformación. Los métodos de cálculo que permiten obtener los coeficientes de cargas dinámicas, requieren operaciones complejas. En la presente investigación se evalúan y comparan tres metodologías para la obtención de coeficientes de cargas dinámicas: el método analítico tradicional, la simulación numérica basada en el análisis por elementos finitos y el método experimental. Tomando los resultados obtenidos experimentalmente como base comparativa, se obtuvo que los coeficientes de cargas dinámicas obtenidos por el método analítico alcanzaron diferencias relativas al método experimental del orden de 21.82 y 27.20 %, mientras que los resultados obtenidos empleando el método de los elementos finitos alcanzaron una diferencia relativa mucho menor, la cual osciló entre 3.48 y 5.11 %, demostrando este método una alta aproximación a la determinación experimental

Palabras clave: Elementos finitos, esfuerzos dinámicos, Cargas de impacto, Condiciones de frontera.

ABSTRACT

In agricultural machines, dynamic forces generally act, in particular impact loads, which causes frequent breakage or failure. This is due to the impulsive nature of these types of loads, which have a short duration over time, reducing the capacity of structures and parts to absorb deformation energy. The calculation methods that allow obtaining dynamic load coefficients require complex operations. In the present investigation, three methodologies for obtaining dynamic load coefficients are evaluated and compared: the traditional analytical method, the numerical simulation based on the finite element analysis and the experimental method. Taking the results obtained experimentally as a comparative basis, it was obtained that the dynamic load coefficients obtained by the analytical method reached differences relative to the experimental method of the order of 21.82 and 27.20%, while the results obtained using the finite element method reached a much smaller relative difference, which ranged between 3.48 and 5.11%, demonstrating this method a high approximation to the experimental determination

Keywords: Finite elements, dynamic stress, Impact loads, border conditions.

Tesis de Doctorado, posgrado en Ingeniería Agrícola y Uso Integral del Agua, Universidad Autónoma Chapingo.

Autor: Raudel Flores Moreno

Director: Gilberto de Jesús López Canteñis

3.1 Introducción

Poder contar con cálculos precisos y científicamente justificados de coeficientes de cargas dinámicas garantiza diseños eficientes y un ahorro considerable de materiales en la fabricación de prototipos.

La determinación de los esfuerzos originados por las cargas dinámicas resulta compleja, dependiendo de factores tales como la ubicación de la zona de contacto y el proceso de variación que experimente el fenómeno en función del tiempo, así como de las fuerzas involucradas en el momento del contacto. La mayoría de los casos de estudio dinámicos se cuantifican experimentalmente y para simplificar los cálculos se emplean cargas estáticas equivalentes. La determinación de los coeficientes de cargas dinámicas en estructuras sometidas a acciones de impacto, empleando métodos analíticos, representan un reto por su alta complejidad.

El método de los elementos finitos, como método numérico de discretización, constituye una vía alternativa al método analítico de análisis del medio continuo, que facilita la solución de problemas complejos de ingeniería, siendo considerado una herramienta de indudable valor práctico y de gran aplicación a nivel mundial. Existen resultados importantes derivados del empleo de este método, entre los cuales se encuentran: Untaroiu, Yue y Shin.(2013); Vavalle, Moreno, Rhyne, Stitze y Scott (2013); Feng y Aymerich (2014); Nadal, Ródenas, Sánchez, López y Martí (2014); Zhanbiao, Di Cecco, Altenhof, Thomas, Banting y Hu (2014); Singh y Singh(2015); Zhao, Zang, Chen, Li y Wang (2015); Kong, Abdullah, Omar y Haris (2016); Xiaofei, Yingchun, Xiandong, Wang y Jiegong (2016); Castro y Güiza(2017).

El presente trabajo tiene como objetivo evaluar y comparar tres metodologías de determinación de coeficientes de cargas dinámicas: el método analítico tradicional (MA), la simulación numérica basada en el análisis por elementos finitos (MEF) y el método experimental (MExp), tomándose este último como patrón de comparación y validación de los métodos teóricos.

3.2. Materiales y métodos

Se empleó un diseño tipo multifactorial, utilizando 2 factores como variables independientes que corresponden a la altura y la carga de impacto, con diez y tres niveles, respectivamente. Los niveles de cargas fueron 25; 400 y 800 N y la altura de impacto desde 0 hasta 1 m a intervalos de 0.1 m.

Para los tres métodos analizados, el coeficiente de cargas dinámicas se determinó partiendo de la deflexión estática producida sobre el sistema mecánico sometido a la acción de una carga estática. Una vez determinadas las deflexiones estáticas máximas (δ_{est}) del sistema objeto de estudio, el coeficiente de cargas dinámicas se determinó empleando la expresión según Pisarenko y Yakovlev (1979):

$$k_d = 1 + \sqrt{1 + \frac{2H}{\delta_{est}}} \dots\dots\dots (3.1)$$

donde:

k_d – coeficiente de cargas dinámicas

δ_{est} – deflexión máxima o flecha estática.

H - altura de caída del cuerpo que impacta.

En este trabajo, la deflexión estática del sistema objeto de estudio fue determinada por los tres métodos mencionados: el método analítico tradicional de la mecánica de materiales; el método de los elementos finitos y el método experimental.

3.2.1. Descripción del sistema mecánico objeto de estudio

Como objeto de estudio se empleó una viga de sección transversal cuadrada (Cuadro 3.1) en posición horizontal y apoyada en sus extremos con una articulación y un simple apoyo, como se muestra en la Figura 3.1. En el centro de la viga se aplicaron tres niveles de carga (Q) 25, 400 y 800 N con vistas a provocar diferentes niveles de deflexiones estáticas (δ). En el Cuadro 3.2 se muestran las propiedades mecánicas del material.

Cuadro 3.1. Descripción del sistema en estudio.

Sección transversal	Lado, mm	Masa, kg	Momento de inercia, m ⁴	Longitud, mm	Carga que actúa, N
cuadrada	39.09	12	1.95*10 ⁻⁷	1000	De 25 a 800 a intervalo de 25

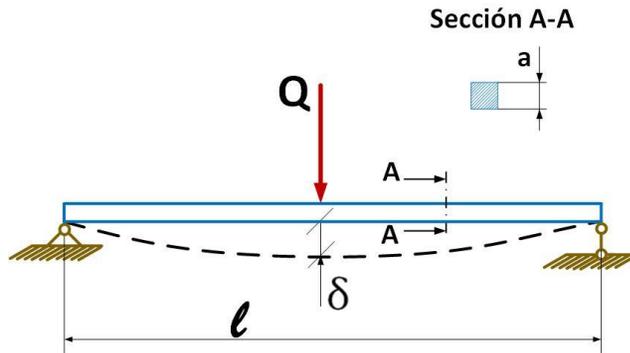


Figura 3.1. Esquema descriptivo del sistema objeto de estudio.

Cuadro 3.2. Propiedades físico mecánicas del material de la viga.

Descripción	Valor
Módulo de elasticidad	200 000 MPa
Coefficiente de poisson	0.29
Densidad de masa	7900 kgm ⁻³
Limite a tracción	420.507 MPa
Limite elástico	351.561 MPa

Fuente: Warrendale(2001)

3.2.2. Determinación de las deflexiones estáticas por el método analítico tradicional

Para el caso objeto de estudio, consistente en una viga horizontal simplemente apoyada con carga aplicada en el centro de la viga, la flecha estática máxima se expresa como:

$$\delta_{est} = \frac{Ql^3}{48EJ}, [m] \dots \dots \dots (3.2)$$

donde:

$Q = m \cdot g, [kg \cdot m \cdot s^{-2}]$ - peso del elemento que impacta;

l - longitud de la viga, m ;

E - módulo de elasticidad del material de la viga;

J - momento de inercia de la sección de la viga.

3.2.3. Determinación de la deflexión estática (flecha) por el Método de los Elementos Finitos (MEF)

La calidad del análisis por el método de los elementos finitos se garantizó efectuando un estudio de convergencia para definir el tamaño de elemento apropiado. La Figura 3.2, muestra la gráfica de deflexión contra tamaño de elemento apreciándose la estabilidad de los resultados a partir de un tamaño de elemento de 22.5 mm, siendo mucho más estable en 20 mm, por lo que este último fue el valor establecido para generar el mallado.

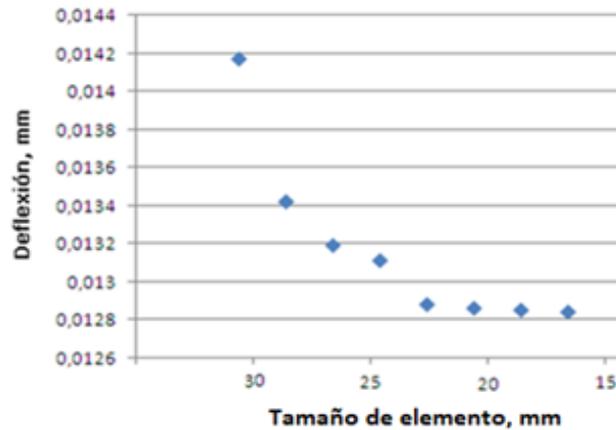


Figura 3.2. Análisis de convergencia para la determinación de la malla.

A partir del tamaño de elemento se establecen el resto de las propiedades de la malla (Cuadro 3.3). En la Figura 3.3, se representa una vista en 3D del modelo de la viga con el mallado resultante y las condiciones de frontera, donde se aprecia las restricciones (flechas de color verde) y la carga aplicada estáticamente (flechas de color rojo).

Cuadro 3.3. Características de la malla empleada en el análisis.

Parámetro	Malla	Calidad	Tolerancia	Cant. de nodos	Cant. de elementos	Tamaño
Descripción	Sólido, Estándar	Alta	0.05 mm	4340	2342	20 mm

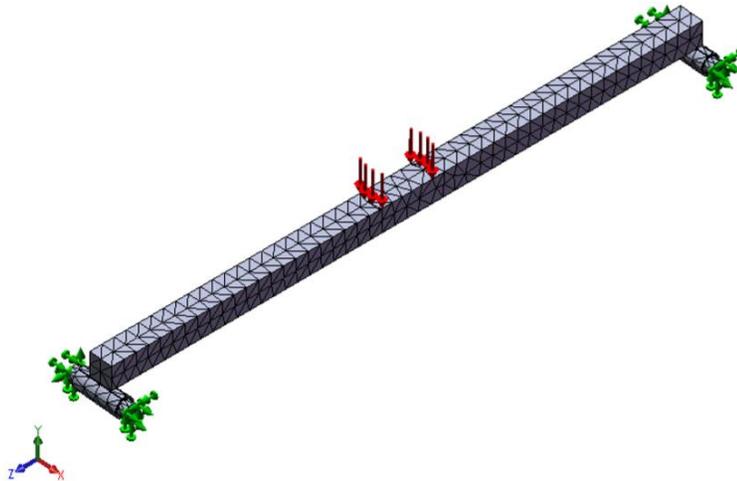


Figura 3.3. Modelo 3D de la viga con la representación de las condiciones de frontera.

3.2.4. Descripción del método experimental empleado

La determinación experimental de las deformaciones estáticas y de la deflexión del sistema que posibilitaron determinar los coeficientes dinámicos se efectuaron mediante técnicas de extensometría eléctrica.

En la cara inferior del centro de la viga objeto de estudio se colocaron galgas extensométricas (Figura 3.4) configuradas en un cuarto de puente de Wheatstone, con el objetivo de obtener señales de voltaje proporcionales a la deformación unitaria (considerando las deformaciones dentro del límite elástico del material), producidas por cargas estáticas de 25; 400 y 800 N en el centro de la viga.



Figura 3.4. Galgas extensométricas adheridas en la cara inferior de la viga.

Las señales provenientes de las galgas extensométricas, son procesadas en un amplificador, modelo KYOWA-YA-520 con módulos de amplificación del tipo DPM-602B, siendo amplificadas hasta niveles de voltaje entre ± 5 V.

La señal analógica proveniente del amplificador (Figura 3.5) era digitalizada en un convertidor análogo-digital, modelo National Instruments - NI USB-4431e introducida a razón de 100 muestras por segundo en una computadora portátil para su posterior procesamiento estadístico.

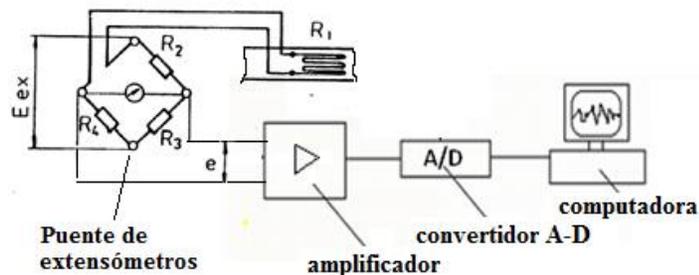


Figura 3.5. Esquema de la instrumentación empleada durante el registro de las señales proporcionales a la deformación de la viga.

Los desplazamientos de la viga se determinan mediante el uso de un transductor de desplazamiento modelo DT-100 A. El transductor se encuentra acoplado al centro de la viga, permitiendo captar los desplazamientos en dicho punto, siendo debidamente amplificados y registrados por el sistema de medición.

3.3. Resultados y discusión

La Figura 3.6 muestra una de las salidas del análisis estático mediante el MEF para determinar la deformación unitaria de la viga objeto de estudio. Cuando la viga es sometida a 800 N de carga estática, se observa que el valor de la deformación unitaria es de 86.976 μ strain, mientras que el resultado del esfuerzo para ese mismo valor de carga se aprecia en la Figura 3.7, donde alcanzó un valor de 17.3952 MPa.

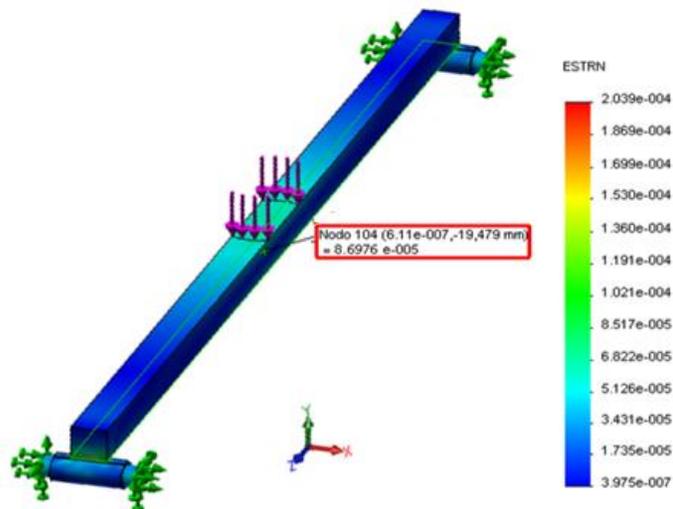


Figura 3.6. Deformaciones en el centro de la viga bajo la acción de una carga estática de 800 N.

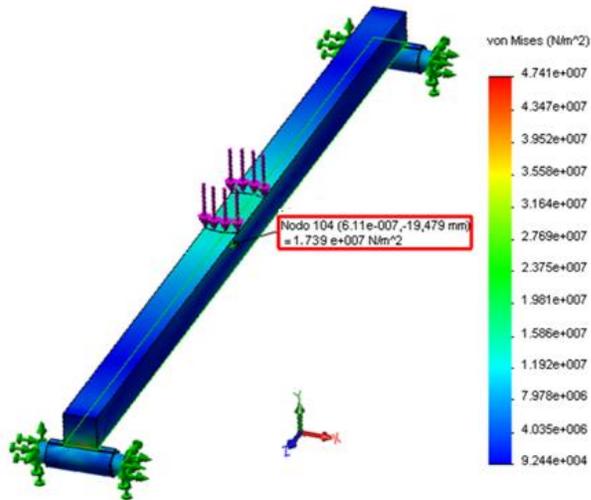


Figura 3.7. Esfuerzo en el centro de la viga bajo la acción de una carga estática de 800 N.

La Figura 3.8 muestra la deflexión estática de la viga en la dirección del eje Y, donde la deflexión máxima de la viga coincide con la flecha estática y este valor es tomado directamente de la escala, siendo igual a 0.2054 mm.

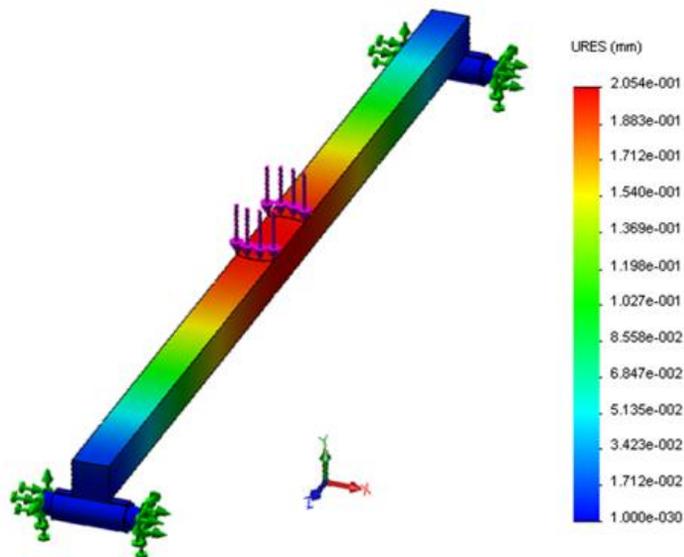


Figura 3.8. Deflexión de la viga en la dirección vertical para una carga estática de 800 N mediante análisis por el método de los elementos finitos.

3.3.1 Evaluación experimental de la simulación numérica

La Figura 3.9 muestra dos gráficas con la distribución acumulada de las deformaciones predichas por el modelo analizado mediante el MEF y los

resultados experimentales. Los datos obtenidos arrojaron que la distancia máxima entre las distribuciones acumuladas de las dos muestras es de 0.03125 μ strain, donde el p-valor aproximado obtenido es mayor a 0.05, por lo que no existe diferencia estadísticamente significativa entre las dos distribuciones para un nivel de confianza del 95 %. Se aprecia que los datos obtenidos para los esfuerzos predichos por el modelo analizado mediante MEF y los calculados a partir de pruebas experimentales coinciden con los resultados obtenidos para la deformación, esto se debe a que los esfuerzos están calculados a partir de las deformaciones usando la ley de Hooke.

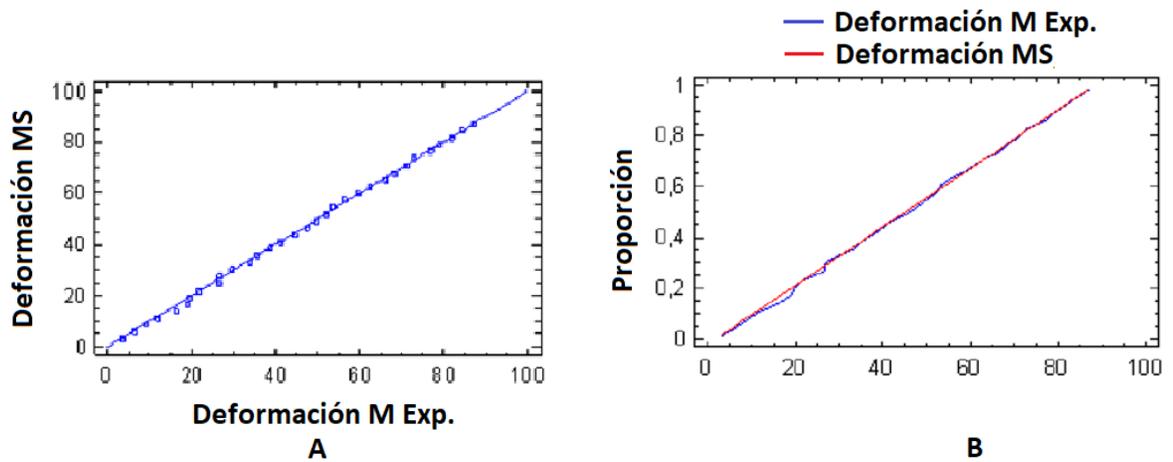


Figura 3.9. Comparación entre las deformaciones predichas por la simulación y las obtenidas experimentalmente. A. Distribución acumulada. B. Funcion de distribución.

En la Figura 3.10 se observa el gráfico de distribución acumulada para comparar las deflexiones predichas por el modelo del MEF y los resultados experimentales, donde se aprecia que las distancias máximas entre las distribuciones acumuladas de las dos muestras son de 0.09375 mm. Para el comportamiento de los valores de deflexión predicha y experimental se obtuvo un p-valor aproximado de 0.998965, como es mayor que 0.05, no existe diferencia estadísticamente significativa entre las dos distribuciones para un nivel de confianza del 95 %.

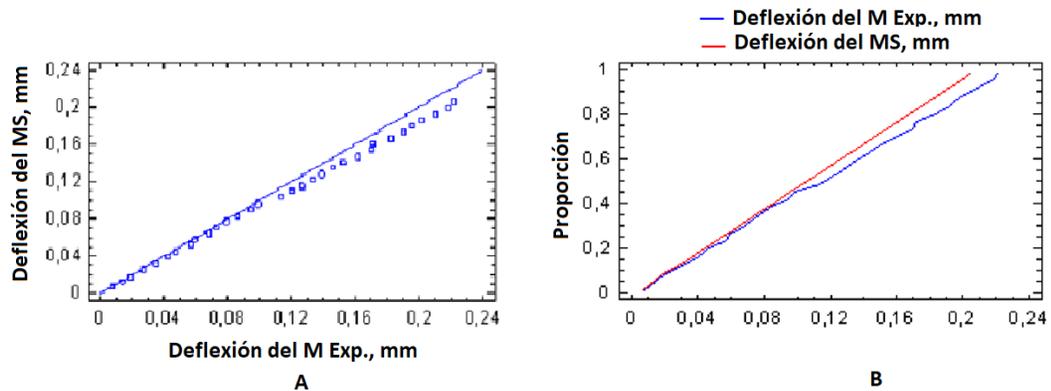


Figura 3.10. Comparación entre las deflexiones predichas por la simulación y las obtenidas experimentalmente. A. Distribución acumulada. B. función de distribución.

3.3.2 Resultado de los coeficientes de cargas dinámicas por los tres métodos estudiados

En la Cuadro 3.4, se muestran los resultados de la determinación de los coeficientes de cargas dinámicas por los diferentes métodos estudiados y la diferencia relativa existente entre los estudios y los resultados experimentales. Se aprecia que la diferencia relativa del MEF oscila entre 3.479 y 5.112 %, siendo sustancialmente inferiores a los valores obtenidos para el método analítico (MA) que van desde 21.820 hasta 27.201 %.

Los coeficientes de carga dinámica alcanzaron valores de 391.203 para el caso analítico (MA), de 501.001 para el caso experimental y un valor de 528.047 para cuando se calculan los coeficientes de cargas dinámicas a partir de los datos obtenidos de la simulación numérica por el método de los elementos finitos (MS), con una carga de 25 N. Los mayores valores de los coeficientes de cargas dinámicas en los tres métodos de cálculo se registraron para la mayor altura estudiada (1 m) y con la menor de las cargas aplicadas (25 N). Para una misma altura de impacto se determinó que los valores más altos de coeficientes de cargas dinámicas se registran para las cargas de impacto de menor masa (25 N). A una misma altura de impacto se obtienen los coeficientes de cargas dinámicas más bajos mientras mayor es la carga que impacta. El caso de que los mayores valores de coeficiente de cargas dinámicas se registren para la menor carga se debe a que el aumento de la masa del elemento que golpea provoca mayores

deflexiones por lo que disminuye el coeficiente de cargas dinámicas, debido a su relación inversamente proporcional.

Cuadro 3.4. Diferencias relativas de los coeficientes de cargas dinámicas por ambos métodos.

Altura de impacto; m	Carga que impacta; N	Coeficientes de cargas dinámicas			Diferencia relativa	
		(MA)	(MExp.)	(MS)	MA-MExp; %	MEF- MExp; %
0.1	25	124.397	159.117	167.62	21.820	5.344
	400	31.864	42.897	45.141	25.720	5.231
	800	23	31.099	32.22	26.043	3.605
0.2	25	175.51	224.61	236.704	21.860	5.384
	400	44.637	60.243	63.417	25.905	5.269
	800	32	43.555	45.141	26.530	3.641
0.3	25	214.725	274.863	289.677	21.879	5.390
	400	54.44	73.555	77.441	25.987	5.283
	800	38.794	53.115	55.057	26.962	3.656
0.4	25	247.787	317.229	334.335	21.890	5.392
	400	62.704	84.777	89.265	26.037	5.294
	800	44.637	61.174	63.417	27.033	3.667
0.5	25	276.916	354.555	373.679	21.898	5.394
	400	69.986	94.664	99.682	26.069	5.301
	800	49.785	68.275	70.782	27.082	3.672
0.6	25	303.251	388.3	409.25	21.903	5.395
	400	76.569	103.603	109.1	26.094	5.306
	800	54.44	74.694	77.441	27.116	3.678
0.7	25	327.468	419.331	441.96	21.907	5.396
	400	82.623	111.823	117.76	26.113	5.309
	800	58.72	80.598	83.565	27.145	3.681
0.8	25	350.009	448.215	472.406	21.910	5.397
	400	88.258	119.474	125.821	26.128	5.312
	800	62.704	86.093	89.265	27.167	3.684
0.9	25	371.468	475.343	501.001	21.853	5.398
	400	93.55	126.66	133.393	26.141	5.316
	800	66.446	91.254	94.618	27.186	3.686
1	25	391.203	501.001	528.047	21.916	5.398
	400	98.556	133.457	140.554	26.151	5.318
	800	69.986	96.136	99.682	27.201	3.689

En la Figura 3.11 se representa el comportamiento de los coeficientes de cargas dinámicas por los tres métodos estudiados para una carga de impacto de 400 N, el rango de alturas de impacto va desde 0.2 hasta 1 m. Se observa que la curva de comportamiento obtenida mediante el MS es la que más se acerca a la

obtenida por MExp. Los resultados obtenidos mediante la simulación numérica (MS), brindaron mejores resultados y esto se debe a la ventaja que brinda el método de los elementos finitos ante los métodos analíticos, permitiendo simular el sistema de forma más realista, teniendo en cuenta un mayor número de factores durante la simulación. Los procesos analíticos son simplificados y no dejan de ser de mucho valor práctico para el diseño de innumerables sistemas, pero tienen el inconveniente de no permitir conocer a detalle el comportamiento estructural bajo acciones reales.

Coincidiendo con los resultados obtenidos, Aparicio y Casas (1987) señalan que en la interpretación de los resultados de pruebas de cargas de impacto, es importante conocer aspectos que no se consideran en los estudios analíticos, además resulta vital conocer los detalles del fenómeno cuando se tienen en cuenta la deflexión de estructuras de automóviles para ver su repercusión en el confort y la seguridad de los pasajeros (Álvarez, Molina, Doblaré y Alarcón 1983). Por su parte Beltrán y Cerrolaza (1989), plantean que es preciso disponer de modelos que tengan una mayor precisión y fidelidad a la hora de simular y predecir este tipo de sistemas.

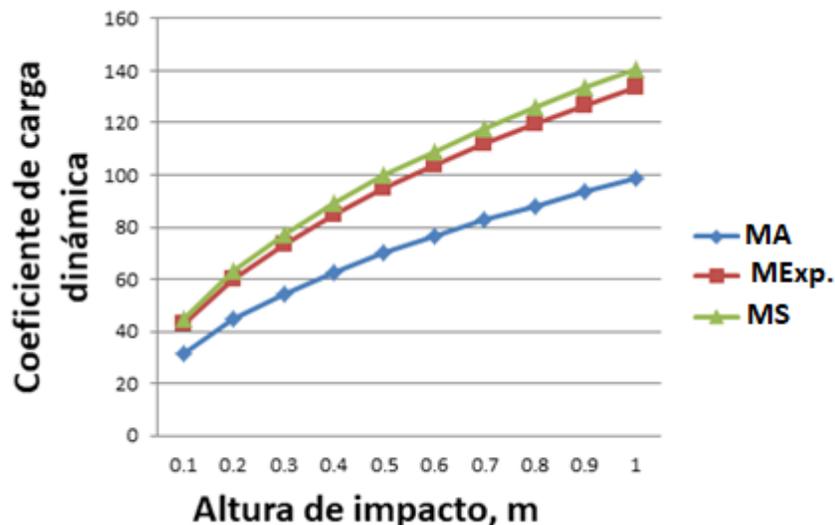


Figura 3.11. Comportamiento de los coeficientes de cargas dinámicas para una carga de 400 N.

3.4. Conclusiones

- La simulación numérica comparada con datos experimentales para las deformaciones y los esfuerzos alcanzó un p-valor mayor a 0.05, por lo que no existe diferencia estadísticamente significativa entre las dos distribuciones para un nivel de confianza del 95 %.
- Para las deflexiones predichas por el modelo analizado mediante MEF y los resultados experimentales se alcanzó un p-valor aproximado de 0.99, por lo que no existe diferencia estadísticamente significativa entre las dos distribuciones.
- La diferencia relativa existente entre los coeficientes de cargas dinámicas por método experimental (MExp.) y por simulación numérica (MS) oscila entre 3.479 y 5.122%, siendo sustancialmente inferiores a los valores obtenidos para el método analítico (MA), que alcanzó valores desde 21.820 hasta 27.201%.

3.5. Literatura citada

- Álvarez, R.; Molina, R.F.J.; Doblaré, C.M. y Alarcón, E. (1983). "Interacción dinámica vehículo-vía-estructura-cimiento en puentes de ferrocarril", En: *Anales de Ingeniería Mecánica*, Ed. Asociación Española de Ingeniería Mecánica; Universidad de Cantabria (Dpto ..., vol. 1, pp. 451-460, 1983, ISBN: 0212-5072.
- Aparicio, A.; Casas, J.R. (1987). "Resultados y conclusiones de las pruebas efectuadas en el paso superior de Alfonso X, en el Cinturón de Ronda de Barcelona: Una fuente de enseñanza", *Hormigón y acero*, 162: 33-141.
- Beltrán, F. y Cerroloza, M. (1989). "Análisis dinámico de estructuras sometidas a cargas no lineales", *Revista internacional de métodos numéricos para cálculo y diseño en ingeniería*, 5(4): 473-502, ISSN: 1886-158X.
- Castro, D. y Güiza, R. (2017). *Análisis del efecto de una grieta en el comportamiento estructural de una biela usando FEA*, ser. Engineering Sciences [physics]/ Mechanics [physics.med-ph]/ Mechanics of the structures [physics.class-ph], Inst. Grupo de Investigación en Energía y Medioambiente (GIEMA). Universidad Industrial de Santander, Colombia, Colombia.
- Feng, D. y Aymerich, F. (2014). "Finite element modelling of damage induced by low-velocity impact on composite laminates", *Composite Structures*, 108: 161-171, ISSN: 0263-8223, DOI: <https://doi.org/10.1016/j.compstruct.2013.09.004>.

- Kong, Y.S.; Abdullah, S.; Omar, M.Z. y Haris, S.M. (2016). "Failure assessment of a leaf spring eye design under various load cases", *Engineering Failure Analysis*, 63: 146-159, ISSN: 1350-6307, DOI: <https://doi.org/10.1016/j.engfailanal.2016.02.017>.
- Nadal, E.; Ródenas, J.J.; Sánchez, O.E.M.; López, R.S. y Martí, P.J. (2014). "Sobre la utilización de códigos de elementos finitos basados en mallados cartesianos en optimización estructural", *Revista Internacional de Métodos Numéricos para Cálculo y Diseño en Ingeniería*, 30(3): 155-165, 2014, ISSN: 0213-1315, DOI: <https://doi.org/10.1016/j.rimni.2013.04.009>.
- Pisarenko, G.S. y Yakovlev, A.P. (1979). *Manual de resistencia de materiales*, Ed. Mir Publishers, Primera ed., Moscú, Rusia. URSS.
- Singh, N.K. y Singh, K.K. (2015). "Review on impact analysis of FRP composites validated by LS-DYNA", *Polymer Composites*, 36(10): 1786-1798, ISSN: 0272-8397, DOI: 10.1002/pc.23064.
- Untaroiu, C.D.; Yue, N. y Shin, J. (2013). "A finite element model of the lower limb for simulating automotive impacts", *Annals of biomedical engineering*, 41(3): 513-526, ISSN: 0090-6964, DOI: 10.1007/s10439-012-0687-0.
- Vavalle, N.A.; Moreno, D.P.; Rhyne, A.C.; Stitzel, J.D. y Scott, G.F. (2013). "Lateral impact validation of a geometrically accurate full body finite element model for blunt injury prediction", *Annals of biomedical engineering*, 41(3): 497-512, ISSN: 0090-6964, DOI: <https://doi.org/10.1007/s10439-012-0684-3>.
- Warrendale, P.A. (2001). SAE Handbook. Society of Automotive Engineers, Warrendale P.A.: Metals Handbook. American Society for Metals. Materials Park. Ohio, USA.
- Xiaofel, W.; Yingchun, S.H.; Xiandong, L.; Wang, H. y Jiegong, W. (2016). "Simulation of biaxial wheel test and fatigue life estimation considering the influence of tire and wheel camber", *Advances in Engineering Software*, 92: 57-64, 2016, ISSN: 0965-9978, DOI: <https://doi.org/10.1016/j.advengsoft.2015.11.005>.
- Zhanbiao, L.; Di Cecco, S.; Altenhof, W.; Thomas, M.; Banting, R. y Hu, H. (2014). "Stress and fatigue life analyses of a five-piece rim and the proposed optimization with a two-piece rim", *Journal of Terramechanics*, 52: 31-45, ISSN: 0022-4898, DOI: <https://doi.org/10.1016/j.jterra.2014.02.002>.
- Zhao, Y.Q.; Zang, L.G.; Chen, Y.Q.; Li, B. y Wang, J. (2015). "Non-pneumatic mechanical elastic wheel natural dynamic characteristics and influencing factors", *Journal of Central South University*, 22(5): 1707-1715, ISSN: 1005-9784, DOI: <https://doi.org/10.1007/s11771-015-2689-1>.

4. DETERMINACIÓN DEL COEFICIENTE DE CARGAS DINÁMICAS EN VIGA ESTRUCTURAL MEDIANTE PRUEBAS EXPERIMENTALES

RESUMEN

Esta investigación permitió determinar experimentalmente los valores del coeficiente de cargas dinámicas, mediante una maqueta donde se controló la altura y el peso de la masa que impacta sobre una viga de sección cuadrada simplemente apoyada. El experimento se realizó con la aplicación de técnicas de tensometría eléctrica. Se determinaron los valores experimentales del coeficiente de cargas dinámicas en función de la carga de impacto y su altura de caída, resultando gráficamente en un comportamiento polinomial de grado dos y tres con gran ajuste. Las diferencias relativas existentes entre los valores obtenidos del coeficiente de cargas dinámicas por el método experimental son de 45.90 a 10.67 veces menor que el determinado teóricamente, para el método más sencillo que no considera la carga que impacta y de 31.49 a 8.40 veces menor que el método que tiene en cuenta dicha carga. La ecuación de regresión del desplazamiento del punto de impacto de la viga en función de la altura de caída y la carga de impacto, son lineal para menores cargas y polinomiales de grado tres para mayores valores de la carga.

Palabras clave: Elementos finitos, esfuerzos dinámicos, Cargas de impacto, Condiciones de frontera.

ABSTRACT

This investigation allowed to determine experimentally the values of the coefficient of dynamic loads, by means of a model where the height and weight of the mass that impacts on a beam of square section simply poyada was controlled. The experiment was performed with the application of electrical tensometry techniques. The experimental values of the dynamic load coefficient were determined based on the impact load and its fall height, graphically resulting in a polynomial behavior of degree two and three with great adjustment. The relative differences existing between the values obtained from the coefficient of dynamic loads by the experimental method are 45.90 to 10.67 times less than theoretically determined, for the simplest method that does not consider the impact load and 31.49 to 8.40 times less than the method that takes into account said load. The regression equation of the displacement of the point of impact of the beam as a function of the height of fall and the impact load, are linear for smaller loads and polynomials of degree three for higher values of the load.

Keywords: Finite elements, dynamic efforts, Impact loads, Boundary conditions.

Tesis de Doctorado, posgrado en Ingeniería Agrícola y Uso Integral del Agua, Universidad Autónoma Chapingo.

Autor: Raudel Flores Moreno

Director: Gilberto de Jesús López Canteñis

4.1. Introducción

El funcionamiento de piezas y conjuntos en las máquinas y aperos agrícolas es de carácter dinámico debido a causas diversas. En general, durante el cálculo de resistencia y deformación de cuerpos sometidos a cargas dinámicas, inicialmente se supone que las acciones de dichas cargas tienen un carácter estático, para de esta forma obtener las deflexiones estáticas provocadas, posteriormente, y auxiliados en la aplicación del principio del trabajo y la energía se determinan los denominados coeficientes de cargas dinámicas. Por lo que a estos supuestos resultados estáticos se afectan con los coeficientes dinámicos, para finalmente obtener los esfuerzos y las deflexiones provocadas por las cargas dinámicas.

La determinación de coeficientes de cargas dinámicas presenta un alto nivel de dificultad. Los métodos menos rigurosos de determinación de coeficientes de cargas dinámicas y de impacto según Burr (1995) contemplan la energía potencial gravitatoria o cinética del elemento que impacta y la energía de deformación del cuerpo impactado (Pisarenko, Yákovlev y Matvéev, 1989).

Dicho método aparece para casos típicos de vigas sometidas a solicitaciones sencillas, apareciendo en manuales y libros (Roark y Young, 1989), algunos factores de corrección para determinar los coeficientes de cargas dinámicas.

En casos con algún grado de complejidad, se dificultan los cálculos analíticos, por lo que el diseño de algunos elementos sometidos a cargas de impacto, se evalúan las cargas suponiéndolas de carácter estático y agregándoles coeficientes de cargas dinámicas arbitrarios sin fundamento científico técnico (Norton, 1999). Esto provoca como consecuencia el sobre dimensionado de elementos de máquinas agrícolas, por los altos valores de dichos coeficientes; deformaciones o roturas frecuentes en sus piezas, por valores de los coeficientes de cargas dinámicas por debajo de los valores de las solicitudes reales de trabajo.

En lo relacionado con las estructuras de máquinas agrícolas, solo se reporta un estudio realizado por Goitizolo (2007) que aplicó el método tradicional de Pisarenko, Yákovlev y Matvéev (1989) para cálculo de coeficientes de cargas

dinámicas al evaluar la estructura de alto despeje del tractor para el cultivo de la caña de azúcar.

Martínez y Flores (2009) evaluaron dos métodos para determinar los coeficientes de cargas dinámicas, propuestas por Pisarenko, Yákovlev y Matvéev (1989), con el objetivo de determinar la Influencia de la masa del elemento impactado sobre el resultado de los coeficientes de cargas dinámicas en una estructura tipo viga. Concluyendo que cuando los valores de la masa del elemento que es impactada son del orden de la masa del objeto que impacta, o menor, desaparece la diferencia entre los coeficientes de cargas dinámicas obtenidos por los dos métodos clásicos. También se observa que esa diferencia aumenta en la medida que aumenta la masa del elemento impactado, cuando la masa del cuerpo impactado es diez veces superior, alcanza hasta un 60% más el valor obtenido por el método clásico simplificado.

Sin embargo, hasta el presente no se ha determinado experimentalmente los valores del coeficiente de cargas dinámicas por impacto sobre modelos de los principales elementos estructurales de las máquinas agrícolas.

Lo que distingue la carga por impacto -aplicada con rapidez- de la carga estática -aplicada con lentitud- es la duración del tiempo de aplicación de la misma. Si la carga se aplica con lentitud, se considera estática; si se aplica con rapidez, entonces se trata de un impacto. Un criterio utilizado para distinguir ambas es comparando el tiempo de aplicación (t_c), siendo este el tiempo que demora la carga en elevarse desde cero hasta su valor más alto con el periodo de la frecuencia natural del sistema (T_n).

Si t_c es menor que la mitad de T_n , se considera impacto. Si t_c es superior a tres veces T_n se considera estático. Entre ambos límites hay un área de penumbra, en la cual puede existir cualquiera de estas dos consideraciones Norton, (1992). En la carga por impacto se considera la existencia de dos casos generales; Burr, (1995) identifica estos dos casos como impacto por golpe e impacto por fuerza, donde el impacto por golpe se refiere a una colisión real de dos cuerpos y el impacto por fuerza se refiere a una carga aplicada súbitamente, sin velocidad

alguna de colisión. Estos casos pueden ocurrir de manera independiente o combinada.

En las máquinas agrícolas las cargas que actúan en las estructuras, piezas y elementos varían en función del tiempo con gran rapidez ya que están sujetos a esfuerzos variables, debido a una sucesión de cargas cíclicas, sucesivas y repetidas. Los elementos que trabajan bajo este tipo de solicitud fallan para valores de esfuerzo menores que los correspondiente para ensayos clásicos de tensión, ya que son rupturas por fatiga (Norton, Wear y Bayer 1995). Cuando se tratan diseños de sistemas que están sometidos a esfuerzos variables, es importante conocer el esfuerzo máximo que soporta de forma cíclica sin que el elemento falle. Un caso más crítico se analiza cuando se tratan cargas de impacto o colisión, porque pueden originar deformación permanente, aunque la magnitud de las cargas sea baja (Hibbler, 1995). Para evitar estos efectos no deseados en las estructuras de máquinas agrícolas, es recomendable tener en cuenta el efecto de las cargas de impacto logrando que no causen deformaciones permanentes y los esfuerzos se mantengan en la región elástica.

Según Norton (1999), la prueba de esfuerzo-deformación se realizan a velocidades lentas y controladas a nivel de laboratorio, permitiéndole a las partículas internas del material organizarse. Para el caso que la carga sea aplicada de forma súbita, la capacidad del material de organizarse se ve afectada, provocando más fácilmente la falla del material afectando rápidamente su flexibilidad y tenacidad. Se conoce en la ciencia de materiales como flexibilidad a la capacidad del material para absorber energía sin deformación permanente, también conocido como módulo de flexibilidad y es proporcional al área bajo la curva esfuerzo-deformación hasta el límite de elástico.

En la presente investigación se realiza un experimento con la utilización de una maqueta donde se controla la altura y el peso de la masa que impacta sobre un modelo de viga de sección cuadrada para obtener los valores experimentales de los coeficientes de cargas dinámicas.

4.2. Materiales y métodos

4.2.1. Estructura de la maqueta experimental.

Para la realización de las pruebas de impacto en la viga de sección cuadrada se procedió al diseño y construcción de la estructura de la maqueta experimental. En la Figura 4.1 se aprecia un dibujo en 3D de la maqueta de prueba, realizado con el apoyo de las herramientas CAD (Inventor 9). Para la construcción se empleó acero CT-3, excepto el material de la viga, la cual es de acero 30 G según GOST y acero 8632 según AISI/SAE, 30 Ni Cr Mo 2 K D por la norma europea. La maqueta posee un sistema de liberación de la carga (Figura 4.1) para provocar un impacto en la viga estructural, también dispone de galgas tensométricas que captan las deformaciones unitarias y un transductor de desplazamiento acoplado para medir las deflexiones. La viga estructural de sección cuadrada tiene un lado de 0.038 m, una longitud de 1.07 m y una masa de 11.6 kg.

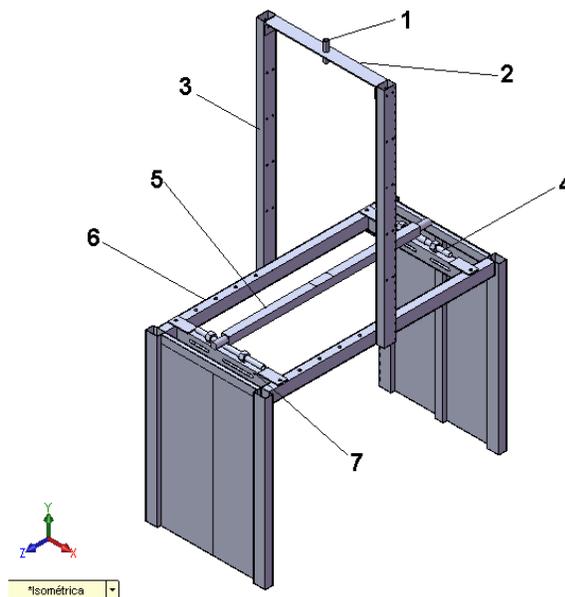


Figura 4.1. Maqueta experimental empleada para la determinación de los parámetros necesarios para la evaluación de los métodos.

1-Guía vertical para la carga; 2-Guía horizontal para la carga; 3-Brazos de altura; 4-Apoyo de la viga; 5-Viga de sección cuadrada; 6-Brazos para el desplazamiento horizontal; 7-Correderas horizontales.

4.2.2. Calibración de la maqueta experimental

En la maqueta experimental se colocan galgas extensométricas en el centro de la viga objeto de estudio configuradas en medio puente de Wheatstone. Posteriormente se aplican cargas a la viga mediante el empleo de un elevador mecánico de tornillo, el cual se coloca sobre una celda de carga a compresión, que permite medir la fuerza aplicada (Figura 4.2 C), los datos de carga se observan directamente en el indicador de la celda (Figura 4.2 D). Dichos extensómetros son capaces de captar las deformaciones unitarias equivalentes que se provocan cuando son aplicadas las cargas en el centro de la viga. Las pequeñas variaciones de voltaje provocadas por el cambio de resistencia eléctrica, proporcionales a las deformaciones unitarias, son debidamente amplificadas y registrados, tomándose las lecturas en milivoltios (mV) directamente del amplificador (Figura 4.2 B). Para conocer la equivalencia entre las deformaciones en mV con las deformaciones en μstrain se obtiene la ecuación de proporcionalidad y dependencia funcional entre ambas, mediante la operación siguiente:

$$\sigma = \frac{M_f}{W} \dots \dots \dots (4.1)$$

M_f - momento flector máximo.

W - módulo de la sección a flexión.

Conociendo el esfuerzo y el módulo de elasticidad del material de la viga se calculan finalmente las deformaciones unitarias en μstrain ($\varepsilon_{\mu\text{strain}}$), (Duvaut, 1998):

$$\varepsilon_{\mu\text{strain}} = \frac{\sigma}{E} \dots \dots \dots (4.2)$$

E - módulo de elasticidad del material

4.2.3. Calibración del medidor de desplazamiento

Se calibra el dispositivo transductor de desplazamiento fijo a un trípode, mediante un micrómetro de interior de apreciación de 0.01 mm, al cual se fue incrementando en niveles de 0.5 mm en un rango de 1 cm en ambos sentidos de desplazamiento, con tres repeticiones. El primero se conecta al amplificador extensométrico de

cuatro canales modelo YE3817 que posee un indicador de voltaje YE1940 (Figura 4.2 B), del cual se toma el valor del voltaje de salida emitido y los datos fueron enviados a una hoja de Excel para su almacenamiento.

4.2.4. Determinación experimental de las deformaciones

Empleando la estructura de la maqueta experimental diseñada, se procede a la determinación de los parámetros para evaluar el modelo digitalizado. Las deformaciones se obtienen a partir de las galgas tensométricas ubicadas en el centro de la viga (Figura 4.2 A). Una vez que son aplicadas cargas de impacto en la estructura las galgas captan las deformaciones unitarias equivalentes, registradas y leídas por el indicador en milivoltios. La determinación se completa obteniendo el valor de las deformaciones unitarias en μstrain mediante la ecuación de la curva de calibración.

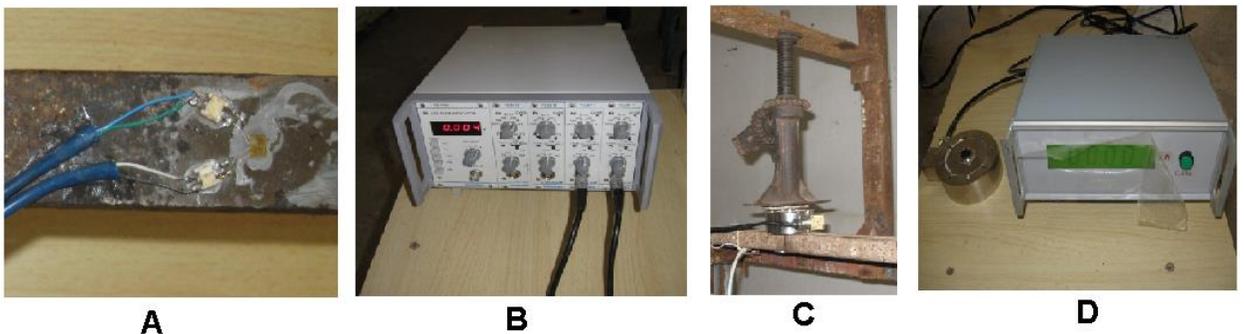


Figura 4.2. Equipamiento empleado en los ensayos experimentales.
A. Galgas tensométricas. B. Amplificador extensométrico. C. Sistema para aplicación y registro de cargas. D. Celda de carga a compresión y su indicador digital.

4.2.5. Determinación experimental de los desplazamientos en la viga objeto de estudio

Los desplazamientos de la viga se determinaron mediante el uso de un transductor de desplazamiento modelo DT-100 A. El transductor se encuentra acoplado al centro de la viga (Figura 4.3), mediante una escuadra metálica permitiendo captar los desplazamientos equivalentes que se provocan cuando son aplicadas cargas de impacto en el centro de la viga, siendo debidamente amplificados y registrados por el sistema de medición, tomándose las lecturas en mV directamente del indicador (Figura 4.3). Para conocer la equivalencia entre las mediciones en

milivoltios y el desplazamiento que la misma representa en mm se realizó la calibración al transductor de desplazamiento.

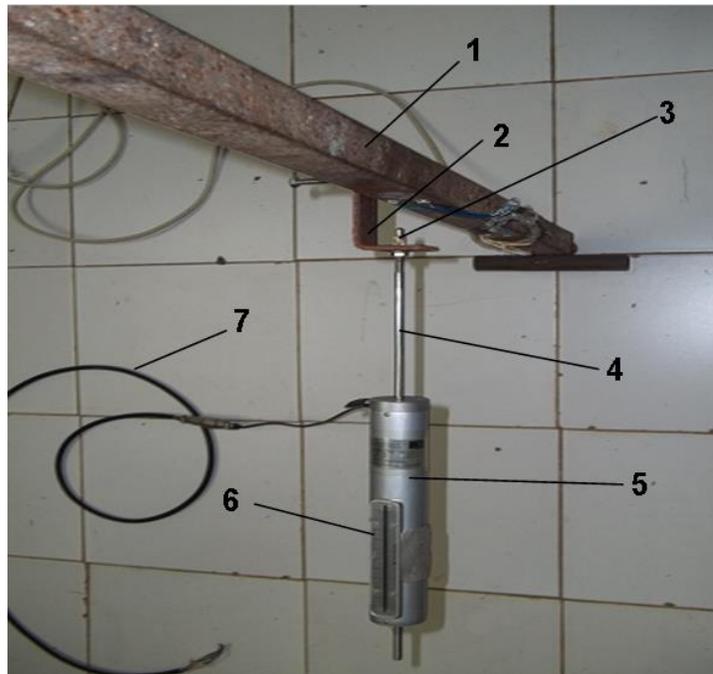


Figura 4.3. Dispositivo medidor de desplazamientos acoplado a la viga.

1. Viga típica cuadrada. 2. Placha metálica en forma de escuadra. 3. Tuerca de nivel. 4. Vástago. 5. Dispositivo medidor de desplazamiento con dispositivo electrónico. 6. Escala. 7. Cable hacia el amplificador.

4.2.6. Procesamiento estadístico de los datos primarios

Se determinaron los principales estadígrafos a partir de un análisis descriptivo, los estadígrafos obtenidos fueron: Media Aritmética (\bar{X}), la Desviación Típica de la media (σ), Error Típico de la media (e.s) y el Coeficiente de Variación (c.v). Se compararon las dos muestras, la predicha por el modelo digitalizado y la obtenida experimentalmente. También, se realizan varias pruebas para conocer si existen diferencias estadísticamente significativas entre las muestras (modelo digitalizado y experimento). Para el registro y procesamiento de los datos obtenidos se emplean los programas siguientes: Startgraphics plus, versión 5.1 (en español) aplicando las pruebas del nuevo método del Rango Múltiple de Duncan.

4.2.7. Estimación de los errores en las mediciones experimentales

Se emplea la metodología propuesta por García (2011). Donde se determinan los errores totales E_y de las mediciones para la calibración de la carga aplicada en el centro de la viga la cual se encuentra simplemente apoyada, mediante las expresiones siguientes:

$$E_y = \sqrt{E_1^2 + E_{xy}^2 + E_{in}^2} \dots\dots\dots(4.3)$$

donde:

- E_1 - error de adecuación de la ecuación de regresión;
- E_{xy} - error de propagación de la variable independiente en la variable dependiente, mediante la ecuación de regresión;
- E_{in} - error del instrumento de medición empleado para para la determinación de la variable dependiente.

$$E_1 = \sigma_y * t_{Student} \dots\dots\dots(4.4)$$

donde:

σ_y - desviación estándar de la variable medida con respecto a la variable estimada, calculada por:

$$\sigma_y = \sqrt{\frac{\sum (y_{estimada} - y_{medida})^2}{[N-(m+1)]}} \dots\dots\dots(4.5)$$

donde:

- m - grado del polinomio de la ecuación de regresión obtenida estadísticamente;
- N - número de experimentos de las variables;
- $t_{Student}$ - coeficiente de la t Student para una probabilidad del 95 %.

$$E_{xy} = \sqrt{\sum \left[\left(\frac{\partial y}{\partial x_i} \right) \times E_{txi} \right]^2} \dots\dots\dots(4.6)$$

donde:

E_{txi} - error total que aporta la instrumentación de medición de la variable independiente, mV, calculado mediante:

$$E_{txi} = \sqrt{E_{apreciación}^2 + E_{variabilidad}^2} \dots\dots\dots(4.7)$$

$E_{apreciación}$ - error de apreciación del instrumento que mide la variable independiente;

$E_{variabilidad}$ - Error de variabilidad estadística de la variable independiente;

$$E_{variable} = \sigma_i * t_{Student} \dots\dots\dots(4.8)$$

$$\sigma_i = \sqrt{\frac{\sum(x_i - x_m)^2}{(n-1)}} \dots\dots\dots(4.9)$$

donde:

σ_i - desviación estándar de la variable independiente;

x_i - variable independiente medida n veces para una misma variable dependiente;

x_m - variable promedio del intervalo de valores medida para una misma variable dependiente;

n - número de repeticiones con que se mide la variable independiente.

4.3. Discusión de los resultados

4.3.1. Calibración de la maqueta experimental

En la Figura 4.4 se muestra la ecuación de regresión obtenida de la calibración, con muy buen ajuste ($R^2=0.999$) y un error absoluto total de ± 12.016 N y 0.71 % de la escala total, lo cual es aceptable. Los errores por parte fueron: error de adecuación de la ecuación de regresión $E_1 = \pm 3.09$ N; error de propagación de la variable independiente –lectura del amplificador- en la variable dependiente, $E_{xy} = \pm 11.56$ N, a partir del error total que aporta la instrumentación de medición de la variable independiente $E_{txi} = \pm 2.27$ mV, compuesto por los errores de la variabilidad de la lectura del amplificador, $E_{variabilidad} = \pm 0.83$ mV, de apreciación de lectura del amplificador, $E_{apreciación} = \pm 1$ mV y de apreciación de lectura del transductor de desplazamiento, ± 1 mm.

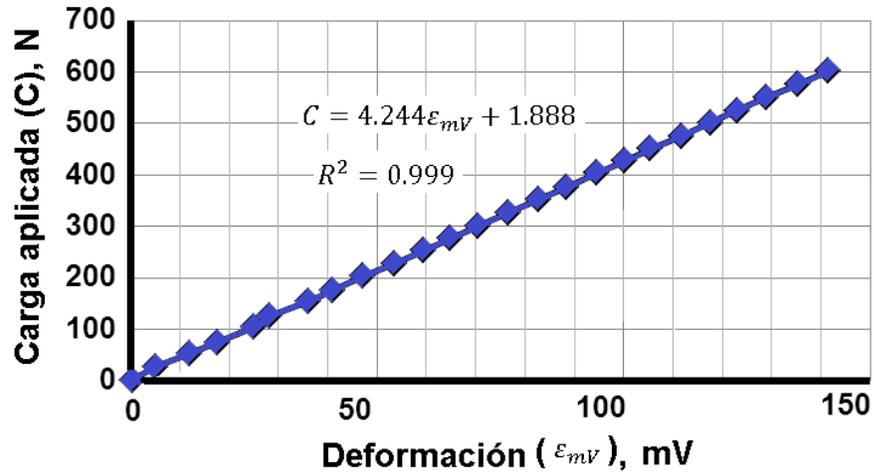


Figura 4.4. Curva de calibración de la viga.

4.3.2. Calibración del dispositivo medidor de desplazamiento

En la Figura 4.5 se muestra la ecuación de regresión obtenida de la calibración, con muy buen ajuste ($R^2=1$) y un error absoluto total $E_D = \pm 0.328$ mm y 3.28% de la escala total, lo cual es adecuado. Los errores por parte fueron: error de adecuación de la ecuación de regresión $E_1 = \pm 0.0038$ mm; error de propagación de la variable independiente –lectura del amplificador- en la variable dependiente, $E_{xy} = \pm 0.327$ mm, a partir del error total que aporta la instrumentación de medición de la variable independiente $E_{txi} = \pm 10.151$ mV, compuesto por los errores de la variabilidad de la lectura del amplificador, $E_{variabilidad} = \pm 10.101$ mV y el error de apreciación de lectura del amplificador, $E_{apreciación} = \pm 1$ mV; de apreciación de lectura del micrómetro, ± 0.01 mm.

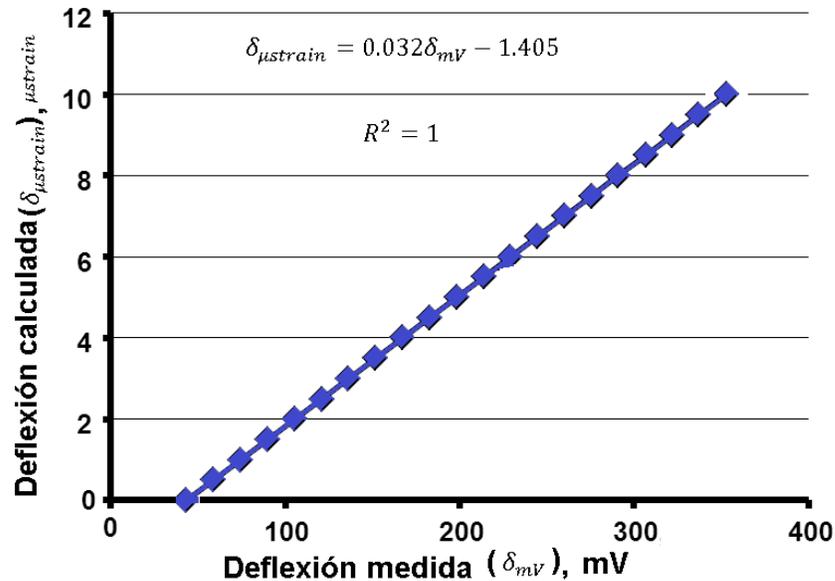


Figura 4.5. Curva de calibración del transductor de desplazamiento.

En las Figuras 4.6 se muestran las gráficas de la respuesta de amplitud en mV del comportamiento de la estructura objeto de estudio ante una carga de impacto de los desplazamientos y las deformaciones en función del tiempo. De la misma se desprende que no siempre el transductor de desplazamiento es estable antes de impactar la carga (C) por lo que algunos de los valores inicialmente obtenidos no son tomados en cuenta para el procesamiento definido y análisis. En la Figura 4.6 A y B se observa la deformación unitaria normal y el desplazamiento con carga de 61.5 N y altura de 0.7 m, respectivamente. En dichas gráficas se aprecia que la amplitud en mV fue con tendencia positiva para el caso de las deformaciones alcanzando valores cercanos a los 300 mV mientras que el desplazamiento fue negativo cercano a los -80 mV.

En la Figura 4.6 C y D se muestra la deformación y el desplazamiento con carga de 80.6 N y altura de 0.4 m, respectivamente. En dichas gráficas se aprecia que para el caso de las deformaciones alcanzando valores cercanos a los 200 mV mientras que el desplazamiento fue negativo cercano a los -40 mV.

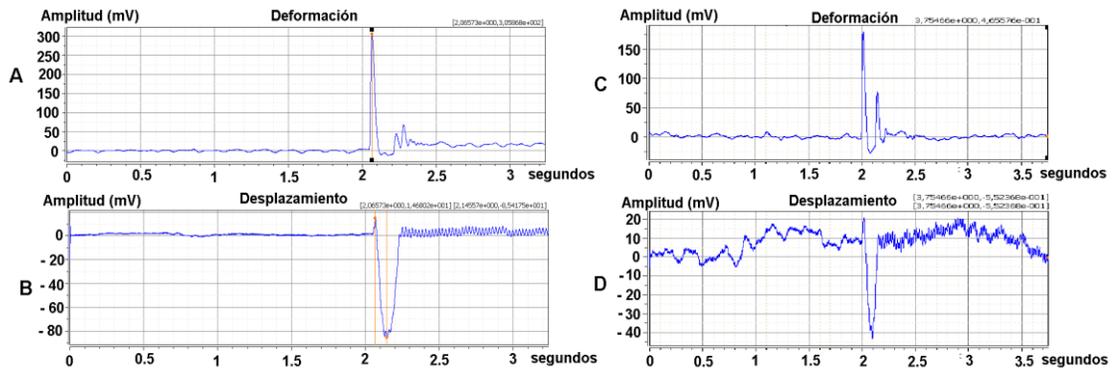


Figura 4.6. Respuesta de amplitud en mV del comportamiento de la estructura objeto de estudio ante una carga de impacto en el tiempo.

A. Deformación para carga de 61.5 N y altura de 0.7 m, B. Desplazamiento para carga de 61.5 N y altura de 0.7 m. C. Deformación para carga de 80.6 N y altura de 0.4 m, D. Desplazamiento para carga de 80.6 N y altura de 0.4 m.

4.3.3. Análisis de los valores del coeficiente de cargas dinámicas obtenidos de forma experimental k_{de} y comparación con los resultados de los métodos tradicionales de cálculo

En las Figuras 4.7, 4.8 y 4.9 se muestran las tendencias de los valores del coeficientes de cargas dinámicas experimentales (k_{de}) en función de la carga (C) en Newton (N), para los diferentes valores de altura de caída, obteniendo estadísticamente las ecuaciones de regresion con coeficientes de determinación (R^2) de 1.

En la Figura 4.7 A se muestra la ecuación de regresión que representa un comportamiento polinomial de grado dos para una altura de impacto de 0.01 m. Para alturas de impacto de 0.4 m (Figura 4.7 B), 0.5 (Figura 4.8 A), 0.6 (Figura 4.8 B) y 0.7 (Figura 4.9) las ecuaciones obtenidas en la regresión fueron polinomiales heterogéneas completas de grado tres y semejantes entre sí.

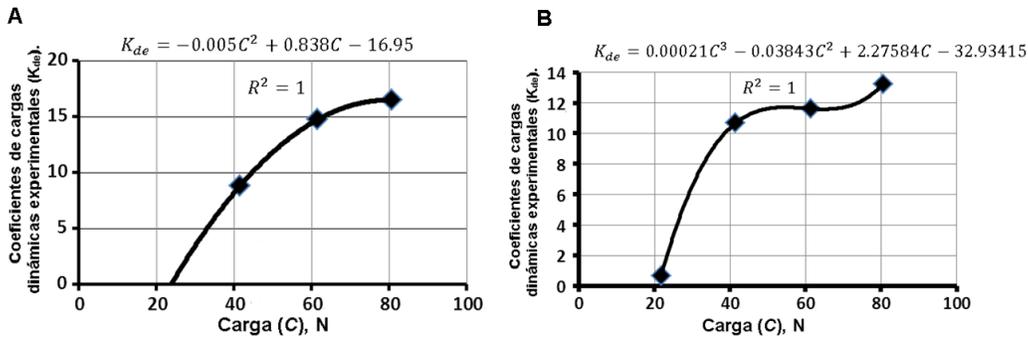


Figura 4.7. Gráfico de k_{de} en función de la carga que impacta. A. Para una altura de caída (h) de 0.01 m. B. Para una altura de caída h de 0.4 m.

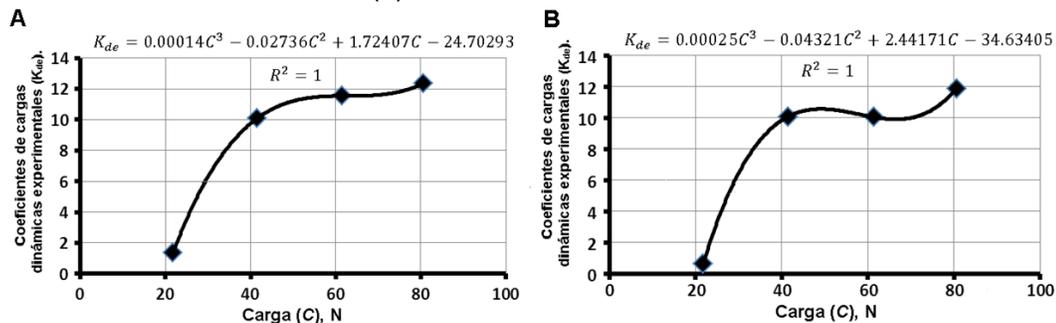


Figura 4.8. Gráfico de k_{de} en función de la carga que impacta. A. Para una altura de caída h de 0.5 m. B. Para una altura de caída h de 0.6 m.

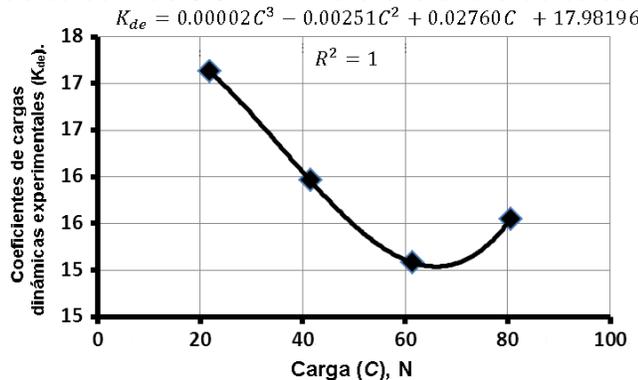


Figura 4.9. Gráfico de k_{de} en función de la carga que impacta, para una altura h de 0.7 m.

Se comparó los coeficientes de cargas dinámicas obtenidos por el método experimental dinámico (k_{de}) y los obtenidos por los métodos tradicionales k_d y k_D , calculados por los métodos de Pizarenko, Yákovlev y Matvéev (1989). Siendo k_d (expresión 4.10) el coeficiente de cargas dinámicas obtenidos por el método tradicional que no tienen en cuenta la masa del cuerpo impactado, mientras que k_D (expresión 4.11) es el coeficiente de cargas dinámicas obtenidos por el método tradicional que tienen en cuenta la masa del cuerpo impactado. En el Cuadro 4.1

se aprecia que k_d es de 45.90 a 10.67 veces mayor que k_{de} , mientras que k_D es de 31.49 a 8.40 veces mayor que k_{de} .

$$k_d = 1 + \sqrt{1 + \frac{2H}{\delta_{est}}} \dots\dots\dots(4.10)$$

$$k_D = 1 + \sqrt{1 + \frac{2H}{\delta_{est}(1+\alpha\beta)}} \dots\dots\dots(4.11)$$

donde:

δ_{est} - flecha estática máxima, que depende también del esquema de sollicitación y las condiciones de apoyo;

H - altura de caída del cuerpo que impacta;

$\beta = \frac{Q_{el}}{Q}$ - relación entre el peso del elemento golpeado Q_{el} y el peso Q del cuerpo que golpea;

α - coeficiente que considera la masa del cuerpo impactado y este depende del esquema del elemento elástico y el carácter de su sollicitud.

Cuadro 4.1. Comparación de los valores de los coeficientes de cargas dinámicas entre los obtenidos por los métodos: experimental dinámico k_{de} y los obtenidos por los métodos tradicionales k_d y k_D .

Altura de impacto; m	Carga que impacta; N	Coeficientes de cargas dinámicas			Diferencia relativa	
		k_d	k_{de}	k_D	k_d y k_{de}	k_D y k_{de}
0.01	21.8	40.13	-	22.62	-	-
	41.5	29.37	0.64	20.15	45.90	31.49
	61.5	24.35	1.38	18.36	17.64	13.30
	80.6	21.36	0.64	17.03	33.38	26.62
0.4	21.8	248.41	8.79	137.6	28.25	15.65
	41.5	180.32	10.67	121.95	16.90	11.43
	61.5	148.54	10.08	110.64	14.74	10.98
	80.6	129.67	10.08	102.2	12.86	10.14
0.5	21.8	277.62	14.73	153.73	18.85	10.44
	41.5	201.49	11.61	136.23	17.35	11.73
	61.5	165.96	11.54	123.58	14.38	10.71
	80.6	144.86	10.04	114.14	14.43	11.37
0.6	21.8	304.02	16.47	168.3	18.46	10.22
	41.5	220.62	13.24	149.14	16.66	11.26
	61.5	181.7	12.36	135.28	14.70	10.94
	80.6	158.59	11.89	124.94	13.34	10.51
0.7	21.8	328.3	17.63	181.71	18.62	10.31
	41.5	238.26	16.46	161.01	14.48	9.78
	61.5	196.18	15.58	146.04	12.59	9.37
	80.6	171.22	16.05	134.87	10.67	8.40

4.3.4. Comparación de coeficientes de cargas dinámicas con obtenidos en estudios anteriores

En el Cuadro 4.2 se aprecia una comparación de los valores de coeficientes de cargas dinámicas obtenidos de forma experimental dinámico (k_{de}), con los valores de los coeficientes de cargas dinámicas obtenidos de forma estática y experimental ($MExp.$) y los obtenidos mediante simulación por el método de los elementos finitos (MS), reportados en el Capítulo 3 Cuadro 3.4. En dicha comparación se observa que $MExp$ difiere en 98.39, 101.70, 117.36 y 17.34 veces para una carga de 25 N y altura de caída de 0.4, 0.5, 0.6 y 0.7 m

respectivamente. Mientras que para el caso de k_{de} fue de 103.69, 107.18 123.69 y 8.15 veces mayor para los mismos valores de carga y altura.

Cuadro 4.2. Comparación de los valores de los coeficientes de cargas dinámicas obtenidos experimentalmente (k_{de}) con los obtenidos en el Capítulo 3 Cuadro 3.4.

25 N	k_{de}	<i>MExp</i>	MS	Comparación (veces)	
				k_{de} y <i>MExp</i>	k_{de} y MS
h = 0.4 m	3.22	317.23	334.34	98.39	103.69
h = 0.5 m	3.49	354.56	373.68	101.70	107.18
h = 0.6 m	3.31	388.30	409.25	117.36	123.69
h = 0.7 m	17.42	319.33	141.96	17.34	8.15

4.3.5. Resultado de los desplazamientos obtenidos experimentalmente

A partir de la variación de los valores del desplazamiento (D) del punto de impacto de la viga en función de la altura de caída (h), obtenidos experimentalmente para cargas de impacto (C) de 41.5; 61.3 y 80.6 N, se determinaron las ecuaciones de regresión. En la Figura 4.10 se puede apreciar que el comportamiento de la estructura con carga de 41.5 N es lineal, ya que solo pudieron obtenerse dos puntos de análisis por el nivel de error en los resultados experimentales, sin embargo, para una carga de 61.3 y 80.6 N (Figura 4.10) se obtuvieron mediante la regresión dos ecuaciones polinomiales heterogéneas completas de grado tres y semejantes para el desplazamiento, no existiendo en la literatura científica resultados similares.

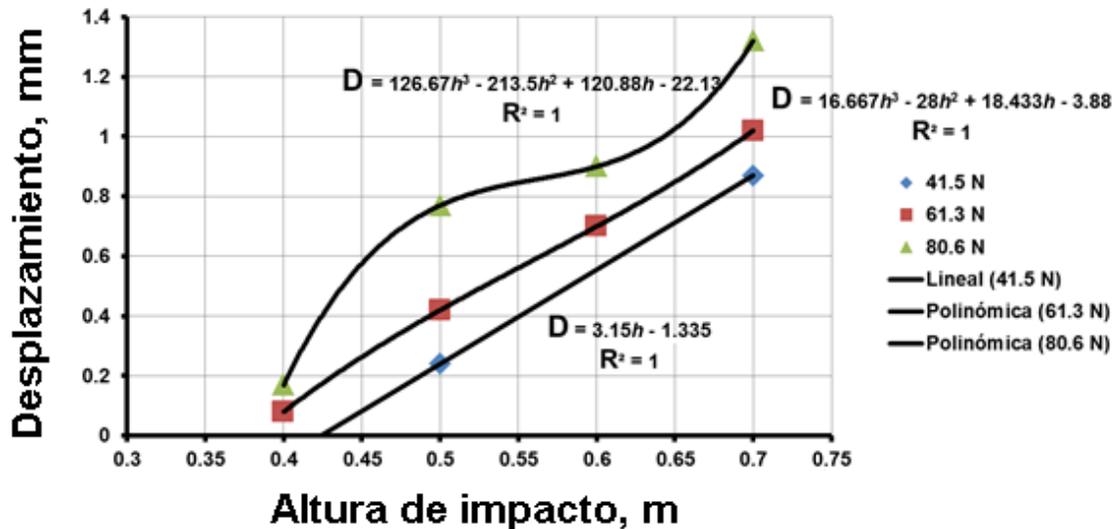


Figura 4.10. Gráfica del desplazamiento (D) en función de la altura (h) para las cargas (C): 41.5 N, 61.3 N y 80.6 N.

4.4. Conclusiones

- Se analizó experimentalmente el comportamiento de la viga estructural ante cargas de impacto obteniendo las ecuaciones de regresión polinomial de grado dos para una altura de impacto de 0.01 m, mientras que para alturas de impacto de 0.4, 0.5, 0.6 y 0.7 m fueron polinomiales heterogéneas completas de grado tres.
- Los valores del coeficiente de cargas dinámicas experimental (k_{de}) son de 45.90 a 10.67 veces menor que el determinado teóricamente sin tener en cuenta la masa del cuerpo impactado (k_d) y de 31.49 a 8.40 veces menor que teniendo en cuenta la masa del cuerpo que es impactado (k_D).
- La diferencia de los valores del coeficiente experimental de cargas dinámicas (k_{de}) comparados con los obtenidos experimentalmente y de forma estática ($M_{Exp.}$) oscilaron entre 17.34 a 117.36 veces menor.
- La diferencia de los valores del coeficiente experimental de cargas dinámicas (k_{de}) comparados con los obtenidos mediante la simulación por el método de los elementos finitos (MS) oscilaron entre 8.15 a 123.69 veces menor.
- La ecuación de regresión del desplazamiento (D) del punto de impacto de la viga en función de la altura de caída (h) y la carga de impacto (C), son lineal

para cargas hasta 61.3 N en caso de aumento de la carga el comportamiento es polinomial de grado tres.

4.5. Literatura citada

- Burr, A. H. y Cheatham, J.B. (1995). *Mechanical Analysis and Design*, 2th. Edition. Prentice Hall: Englewood Cliffs, N.J., USA, p. 835-863.
- Duvaut, G. (1998). *Mécanique des Milieux Continus*, Dunod, Paris.
- García de La Figal, C. A. E. (2011). *Teoría y Metodología de la Investigación Científica* Universidad Agraria de La Habana, Cuba, p. 143-159.
- Goitzolo, R.; Villa, L.; Zayas E.; Hernandez, P.M.; Noa, J.G. y Hernandez, H. (2007). "Modificación del alto despeje del tractor YUMZ 6M", *Revista Ciencias Técnicas Agropecuarias*, 16(4).
- Hibbler, R.C. (1995). *Engineering Mechanics: Dynamics*. 7th. Edition. Prentice Hall: Englewood Cliffs, N.J., USA.
- Martínez, R. A y Flores, R. (2009). "Influencia de la masa del cuerpo impactado sobre los coeficientes de cargas dinámicas calculados por métodos tradicionales", *Revista Ciencias Técnicas Agropecuarias*, 18(2): 22-26.
- Norton, L. R. (1992). *Design of Machinery: An Introduction to the Synthesis and Analysis of Mechanisms and Machines*, pp. 6-13, McGraw-Hill: New York, USA.
- Norton, L. R. (1999). *Diseño de Máquina*. Prentice Hall: México, pp. 101-174.
- Norton, L. R., Wear R.G. y Bayer H.S. (1995). *Bearing Forces as a function of Mechanical Stiffness and Vibration in a Fourbar Linkage*, In: *Effects of Mechanical Stiffness and Vibration*, editor. American Society for Testing and Materials: Philadelphia, Pa., USA.
- Pisarenko, G. S.; Yákovlev, A.P. y Matvéev, V.V. (1989). *Manual de resistencia de materiales*, Editorial MIR, Moscú, URSS.
- Roark, R.J. y Young, W.C. (1989). *Formulas for Stress and Strain*, 6th edition, McGraw Hill: New York.

5. DETERMINACIÓN DE COEFICIENTES DE CARGAS DINÁMICAS EN EJE DE REMOLQUE AGRÍCOLA POR EL MÉTODO DE ENERGÍA Y EL MÉTODO DE LOS ELEMENTOS FINITOS

RESUMEN

Los coeficientes de cargas dinámicas garantizan, con una exactitud aceptable, las tensiones y deformaciones en elementos estructurales sometidos a cargas dinámicas, pero para su resolución de forma analítica requieren de operaciones complejas que dificultan el proceso de cálculo. El método de los elementos finitos garantiza la resolución de innumerables problemas de ingeniería, pero no se dispone de metodologías fundamentadas científicamente para la determinación de coeficientes de cargas dinámicas en estructuras. En la presente investigación, se determinan los coeficientes de cargas dinámicas y se realiza una evaluación estructural a un eje de remolque agrícola, el cual posee una capacidad de carga de seis toneladas. Durante la evaluación se emplea el método de energía y la simulación por el método de los elementos finitos. Con el empleo de estos dos métodos se determinó la altura y la velocidad máxima a que puede ser impactado el eje por un elemento rígido sin sufrir deformaciones plásticas en su estructura a partir del valor del coeficiente de carga dinámica máximo que alcanzó un valor de 11.3. La velocidad máxima a que puede ser impactado el eje estudiado es de 1.88 m/s y la altura máxima fue de 0.18 m. Mediante los métodos empleados se determinaron los coeficientes de cargas dinámicas y se logró obtener resultados para evaluar el comportamiento ante cargas de impacto del eje, con un bajo costo computacional y evitando las costosas pruebas experimentales.

Palabras clave: Esfuerzos dinámicos, Simulación numérica, deflexiones, estructural.

ABSTRACT

Dynamic load coefficients guarantee, with acceptable accuracy, stresses and deformations in structural elements subjected to dynamic loads, but for their resolution in an analytical way they require complex operations that make the calculation process difficult. The finite element method guarantees the resolution of innumerable engineering problems, but there are no scientifically grounded methodologies for determining dynamic load coefficients in structures. In the present investigation, the dynamic load coefficients are determined and a structural evaluation is carried out on an agricultural trailer axle, which has a load capacity of six tons. During the evaluation the energy method and the simulation by the finite element method are used. With the use of these two methods, the height and the maximum speed at which the shaft can be impacted by a rigid element were determined without suffering plastic deformations in its structure from the value of the maximum dynamic load coefficient that reached a value of 11.3. The maximum speed at which the axis studied can be impacted is 1.88 m / s and the maximum height was 0.18 m. Using the methods used, the dynamic load coefficients were determined and results were obtained to evaluate the behavior in front of impact loads of the axis, with a low computational cost and avoiding expensive experimental tests.

Keywords: Dynamic efforts, numerical simulation, deflections, structural.

5.1 Introducción

Las cargas que actúan en las máquinas agrícolas por lo general son de carácter dinámico, estando las piezas sometidas muchas veces a la acción de impactos de baja velocidad, este tipo de cargas provocan serias afectaciones, ya que son capaces de provocar deformaciones plásticas. Las sobrecargas frecuentes dan lugar a que muchas máquinas e implementos, sufran deformaciones en su estructura o roturas durante el trabajo. El remolque agrícola es de gran importancia dentro del sector agropecuario, ya que permite el movimiento de insumos, maquinarias, productos, etc. En el presente trabajo se tiene como objeto de investigación el eje de rueda de un remolque agrícola, que puede transportar una carga máxima de seis toneladas.

La determinación de coeficientes de cargas dinámicas de forma analítica en estructuras de máquinas agrícolas, sometidas a la acción de impactos de baja velocidad, presenta un alto nivel de dificultad. Por esta razón es necesario poder disponer de una metodología que permita determinar los coeficientes de cargas dinámicas y evaluar estructuras de una forma sencilla y con precisión (Martínez y Flores, 2009).

Por lo general, para la determinación de la resistencia, deflexión y deformación de estructuras sometidos a acciones dinámicas, se supone que las cargas son estáticas; posteriormente y auxiliados de la aplicación del principio del trabajo y la energía, se determinan los denominados coeficientes de cargas dinámicas. Finalmente, los resultados obtenidos considerando las cargas como estáticas se afectan por los coeficientes dinámicos obtenidos, determinándose así los esfuerzos y las deflexiones resultantes de la aplicación de las cargas dinámicas. Según Norton (1992), la prueba de esfuerzo-deformación se efectúa a velocidades muy lentas y controladas, lo que permite que las partículas internas del material se organicen con mayor facilidad para absorber la energía de deformación y retomar su forma inicial una vez que cesen las cargas. Si la carga se aplica de manera súbita, la capacidad de absorción de energía del material se ve afectada, ya que no puede responder de la misma manera que ante otros tipos

de cargas. En este fenómeno se tiene en cuenta la energía de deformación, es decir, el área bajo la curva esfuerzo-deformación.

Pisarenko, Yákovlev y Matvéev (1989), Burr y Cheatham (1995), investigaron los métodos de determinación de coeficientes de cargas dinámicas, donde se tiene en cuenta la determinación de la energía potencial gravitatoria o de energía cinética del elemento que impacta y la energía de deformación del elemento impactado. En manuales y libros se brindan algunos casos básicos de vigas bajo sollicitaciones sencillas y conocidas, también se ofrecen factores de corrección que para estos casos facilitan la determinación de los coeficientes de cargas dinámicas (Roark y Young, 1989).

Sin embargo, Pisarenko, Yákovlev y Matvéev (1989) propusieron otros métodos que consideran además la energía cinética del cuerpo impactado, con lo cual se tiene en cuenta el efecto de la masa de ambos cuerpos.

Las principales dificultades para la determinación de los coeficientes de cargas dinámicas está en el cálculo de la velocidad adquirida por los cuerpos que colisionan un instante después del impacto, como paso previo para calcular la energía cinética del sistema. Este tipo de proceso trae implícito operaciones de alta complejidad, tales como determinar la ecuación de la curva elástica y la derivada con respecto al tiempo de la deformación que garantiza obtener la velocidad del sistema.

El presente trabajo tiene como objetivo, la evaluación de un eje de rueda de un remolque agrícola, mediante la combinación del método de energía y la simulación por el método de los elementos finitos (MEF) para la determinación de los coeficientes de cargas dinámicas. También se pretende determinar la altura y velocidad máxima a la que puede ser impactada la estructura sin sufrir deformaciones plásticas y el comportamiento de las tensiones y deformaciones de la estructura a partir de los coeficientes de cargas dinámicas.

5.2. Materiales y métodos

5.2.1. Descripción del sistema mecánico

El sistema mecánico objeto de evaluación es un eje de remolque agrícola con capacidad de carga de seis toneladas, dicho eje está compuesto por dos cubos de rueda acoplados a la barra central (Figura 5.1). La composición química del material del eje en su mayoría es Magnesio (Mn) con valores entre 0.7 y 1 mientras que posee Cromo (Cr), Níquel (Ni), Cobre (Cu) en menor grado sin sobrepasar el 0.3 (Cuadro 5.1). La sección transversal de la barra es cuadrada y está compuesta de acero 30G según GOST, acero 8632 según AISI/SAE, 30 Ni Cr Mo 2 K D por la norma europea, las propiedades mecánicas del acero aparecen en el Cuadro 5.2.

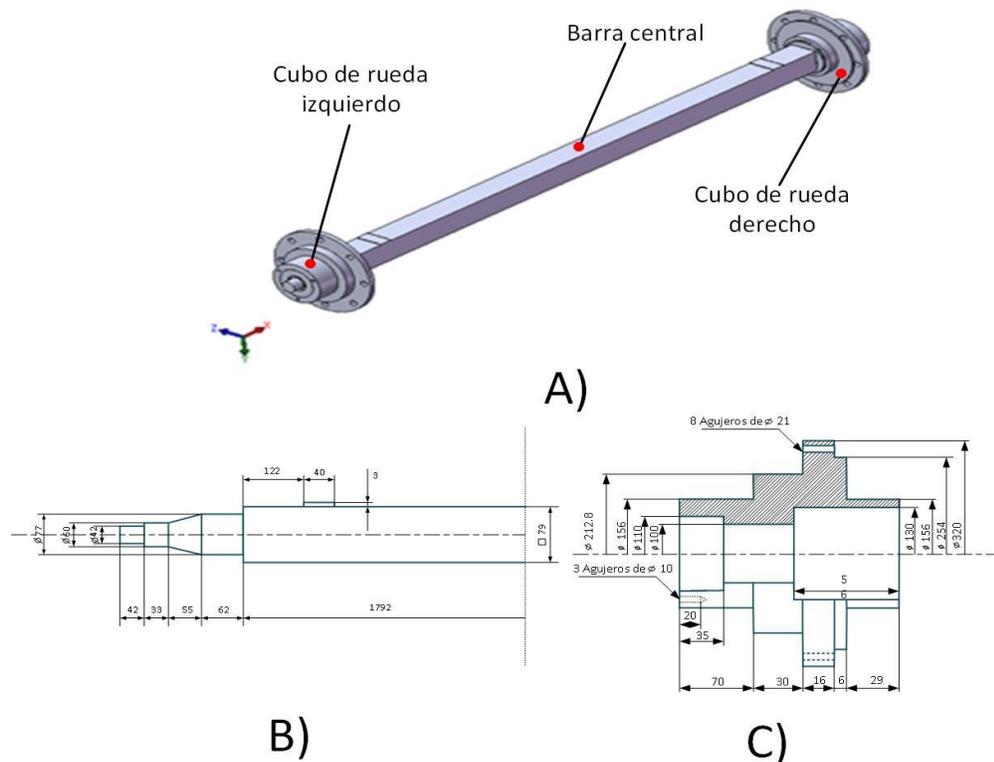


Figura 5.1. Planos del eje de ruedas del remolque agrícola.

A. Vista del eje de ruedas en 3D elaborado mediante herramientas CAD. B. Plano de la barra central del eje de ruedas. C. Plano del cubo de rueda.

Cuadro 5.1. Composición química del material del eje.

C	Si	Mn	P	S	Cr	Ni	Cu
0.27- 0.35	0.17- 0.37	0.7 – 1	0.035	0.035	≤ 0.3	≤ 0.3	0.3

Fuente: 2003 - 2018 Database of Steel and Alloy (russian title is the Marochnik), Administration of the Marochnik is not responsible for the content's use. Previous address of this website was splav.kharkov.com

Cuadro 5.2. Propiedades mecánicas del acero 30G.

Límite de fluencia	de Resistencia a la tracción	Elongación	Reducción
313.6 MPa	539 MPa	20 %	45 %

Fuente: Warrendale(2001)

5.2.2. Descripción del modelo matemático basado en el método de energía

Se tomaron dos situaciones, una en la cual se considera que el impacto es producto de la velocidad y otra a causa de la caída libre en dirección vertical. Para esta evaluación se considera que la energía cinética del cuerpo que golpea (el peso del remolque) se convertirá en energía potencial almacenada en el cuerpo golpeado (barra central del eje), sin considerar la pérdida de energía en forma de calor (Norton, 1999). Suponiendo que las partículas de los cuerpos combinados llegan al reposo al mismo instante de tiempo, entonces antes del rebote, la fuerza, el esfuerzo y la deflexión en el cuerpo toman los valores máximos. La energía elástica almacenada en el eje será igual al área bajo la curva fuerza-deflexión, definida por la constante de elasticidad. La energía elástica almacenada, es el área que aparece debajo de la curva entre cero y cualquier combinación fuerza-deflexión (Norton, 1999). Debido a la relación lineal, se trata del área de un triángulo, por lo que la energía almacenada (E) en el punto de deflexión máxima dinámica (δ_i) es:

$$E = \frac{1}{2} F_i \delta_i^2 \dots\dots\dots (5.1)$$

donde:

F_i - fuerza de impacto, N.

Según Norton (1999), la constante de resorte (k) es una relación lineal estimada entre la fuerza (F) aplicada a un elemento, y su deflexión resultante (δ):

$$k = \frac{F}{\delta} \dots \dots \dots (5.2)$$

Sustituyendo en (5.2), se obtiene:

$$E = \frac{F_i^2}{2k} \dots \dots \dots (5.3)$$

Para el caso que se evalúa mediante la velocidad de impacto, la porción de la energía cinética en el punto de impacto de la masa en movimiento aplicada a la masa golpeada es:

$$E = \eta \left(\frac{1}{2} m v_i^2 \right) \dots \dots \dots (5.4)$$

donde:

m – masa, kg ;

v_i – velocidad de impacto, ms^{-1} ;

η – factor de corrección.

El factor de corrección (η) permite modificar el término de energía cinética, para tomar en consideración la disipación de energía asociada con el tipo particular de elemento elástico que se está golpeando (Norton, 1999). En el caso objeto de estudio el efecto de este coeficiente es despreciable por lo que $\eta = 1$, obteniéndose la expresión siguiente:

$$E = \frac{1}{2} m v_i^2 \dots \dots \dots (5.5)$$

Bajo estas consideraciones se puede suponer que toda la energía cinética transferida por el elemento que golpea se transforma en energía elástica almacenada en el elemento golpeado, por lo que se puede igualar las ecuaciones (5.3) y la (5.5):

$$\frac{F_i^2}{2k} = \frac{1}{2} m v_i^2 \dots \dots \dots (5.6)$$

$$E = v_i \sqrt{mk} \dots \dots \dots (5.7)$$

Si se permite que la masa cargue de manera estática el elemento golpeado, su único efecto sería su peso $W = mg$. La deflexión estática resultante sería $\delta_{est} =$

w/k (Norton, 1999). Si se sustituye lo anterior en la expresión (5.7), se obtiene una relación de fuerza dinámica a fuerza estática, o de deflexión dinámica a deflexión estática:

$$\frac{F_i}{W} = \frac{\delta_i}{\delta_{est}} = \sqrt{\frac{1}{g\delta_{est}}} \dots \dots \dots (5.8)$$

donde:

δ_{est} – deflexión estática, m ;

v – velocidad, ms^{-1} ;

g – aceleración de la gravedad, ms^{-2} .

Por lo que es posible calcular la deflexión estática debido a la aplicación de una fuerza y obtener la estimación de fuerza y deflexión dinámica (Norton, 1999). Para el caso en que se evalúa en función de la altura, la energía potencial cedida por la masa al impacto es:

$$E = mg(H + \delta_i) \dots \dots \dots (5.9)$$

$$E = W(H + \delta_i) \dots \dots \dots (5.10)$$

La distancia vertical recorrida por la masa incluye la deflexión debido al impacto, por lo que al igualar esta energía potencial con la energía elástica almacenada en el elemento golpeado y sustituyendo $W = k \cdot \delta_{est}$, se puede obtener la razón de fuerza dinámica:

$$\frac{F_i}{W} = \frac{\delta_i}{\delta_{est}} = \sqrt{\frac{2H}{\delta_{est}}} \dots \dots \dots (5.11)$$

Para realizar la evaluación a partir de la velocidad de impacto, la porción de la energía cinética en el punto de impacto de la masa del remolque aplicada al eje se iguala a la energía elástica almacenada y se obtiene la expresión para determinar el coeficiente de carga dinámica en función de la velocidad. Al multiplicar el coeficiente de carga dinámica (k_d) con los esfuerzos estáticos (σ_{est}) se determina el valor de los esfuerzos dinámicos máximos ($\sigma_{m\acute{a}x_{din}}$), según la expresión siguiente:

$$\sigma_{m\acute{a}x_{din}} = k_d \cdot \sigma_{est} \dots\dots\dots (5.12)$$

La estructura posee un límite de fluencia de 313.6 MPa, este valor determina a partir de donde comienzan a aparecer deformaciones plásticas en la estructura, fenómeno que no es recomendable, ya que puede provocar efectos no deseados en su funcionamiento. Por esta razón es importante conocer el coeficiente de cargas dinámicas máximo, que puede aparecer sin provocar este tipo de deformación. Se determina igualando la expresión (5.12) con dicho límite de fluencia (σ_f), según se muestra en la expresión siguiente:

$$\sigma_{m\acute{a}x_{din}} = k_d \cdot \sigma_{est} \leq \sigma_f \dots\dots\dots (5.13)$$

Despejando se obtiene el coeficiente de carga dinámica máximo que puede soportar la estructura, como muestra la expresión (5.14).

$$k_d \leq \frac{\sigma_f}{\sigma_{est}} \dots\dots\dots (5.14)$$

Amparado en la expresión (5.15) para la determinación de los coeficientes de cargas dinámicas (Pizarenko, Yákovlev y Matvéev, 1989), se obtienen la velocidad máxima ($V_{m\acute{a}x}$) a que puede ser impactado el eje de ruedas del remolque agrícola:

$$k_d = 1 + \sqrt{1 + \frac{v^2}{g\delta_{est}}} \dots\dots\dots (5.15)$$

$$V_{m\acute{a}x} = \sqrt{(g\delta_{est})[(k_d - 1)^2 - 1]} \dots\dots\dots (5.16)$$

Amparado en la expresión (5.17) para la determinación de los coeficientes de cargas dinámicas (Pizarenko, Yákovlev y Matvéev, 1989), se obtiene la altura máxima (H) a que puede ser impactado el eje:

$$k_d = 1 + \sqrt{1 + \frac{2H}{\delta_{est}}} \dots\dots\dots (5.17)$$

$$H = \frac{[(k_d - 1)^2 - 1]\delta_{est}}{2} \dots\dots\dots (5.18)$$

5.2.3. Descripción del método de los elementos finitos

El MEF es una poderosa herramienta de análisis para obtener soluciones aproximadas en una amplia variedad de problemas de mecánica e ingeniería

(Silvestre, 1998). El MEF permite tomar una región de solución y realizarle un arreglo de elementos, esto es posible realizando una discretización del espacio continuo, dividiéndola en elementos que están unidos por puntos denominados nodos (Silvestre, 1998). El MEF (Método de los Elementos Finitos), es capaz de dividir un medio continuo en elementos que son subdominios para los cuales se desarrolla una solución aproximada. Los pasos principales para desarrollar el MEF son:

1. Discretización o división del dominio en subdominios.
2. Para cada uno de los subdominios, se busca una solución como una combinación lineal de valores.
3. Derivar las ecuaciones algebraicas entre los valores de cada uno de los nodos que forman cada elemento, finalmente se ensamblan todos los elementos para una solución del todo.

El límite de fluencia elástico de un material dúctil es apreciablemente inferior a su resistencia máxima. Desde hace mucho tiempo varios investigadores han tratado de explicar este fenómeno y han generado varias teorías para explicarlo tales como:

1. La teoría del esfuerzo normal máximo.
2. La teoría de la deformación normal máxima.
3. La teoría de la energía de deformación total.
4. La teoría de la energía de distorsión (Von Mises-Hencky).
5. La teoría del esfuerzo cortante máximo.

De todas estas teorías las dos últimas son las que concuerdan de cerca con las pruebas experimentales y la de Von Mises-Hencky es la empleada para el análisis por MEF.

Según Timoshenko (1953), la energía de distorsión (U_d) y el componente hidrostático o volumétrico (U_h) son dos componentes que forman la energía de deformación (U) que se calcula mediante la expresión siguiente:

$$U = U_h + U_d \dots\dots\dots (5.19)$$

Si suponemos que la curva esfuerzo-deformación es en esencia lineal hasta el punto de fluencia, entonces podemos expresar la energía de deformación total, en cualquier punto de este rango como:

$$U = \frac{1}{2} \sigma \varepsilon \dots\dots\dots (5.20)$$

La teoría de energía de distorsión es más precisa para materiales dúctiles y uniformes. Se considera que estos materiales fallan por esfuerzo cortante y la teoría Von Mises-Hencky prevé mejor su falla (Norton, Wear y Bayer, 1995). El esfuerzo efectivo que describe la teoría de Von Mises-Hencky, es el esfuerzo a tensión uniaxial que proporciona la misma energía de distorsión que la que se generaría por la unión de todos los esfuerzos en cuestión. Así es posible calcular esfuerzos combinados multiaxiales de tensiones tangenciales y normales como si fueran de tensión pura (Marín, 1962).

El esfuerzo efectivo de Von Mises se define en función de los esfuerzos principales como:

$$\sigma' = \sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2 + \sigma_3^2 - \sigma_1\sigma_2 - \sigma_2\sigma_3 - \sigma_1\sigma_3} \dots\dots\dots (5.21)$$

También se puede expresar en función de ejes coordenados:

$$\sigma' = \sqrt{\frac{(\sigma_x - \sigma_y)^2 + (\sigma_y - \sigma_z)^2 + (\sigma_z - \sigma_x)^2 + 6(\tau_{xy}^2 + \tau_{yz}^2 + \tau_{zx}^2)}{2}} \dots\dots\dots (5.22)$$

5.2.4. Simulación numérica del eje de remolque agrícola por el método de los elementos finitos

Se determinó el coeficiente de cargas dinámicas máximo, que puede soportar la estructura (expresión 5.14), a partir de emplear el MEF en la determinación del esfuerzo estático máximo (σ_{est}). Para calcular la velocidad máxima a que puede ser impactada la estructura y la altura máxima a que puede caer sin sufrir deformaciones plásticas se determinó la deflexión estática máxima (δ_{est}) con el empleo de la simulación numérica por MEF.

Para el estudio se siguieron de forma específica los pasos siguientes:

1. Elaboración del modelo digitalizado del eje con el empleo de herramientas de Diseño Asistido por Computadora (CAD) en 3D empleando el software Autodesk Inventor 9 (Figura 5.2);
2. Importar hacia el programa SolidWorks 2010 el dibujo digitalizado;
3. Seleccionar el tipo de estudio, estático en el caso objeto de estudio;
4. Aplicar propiedades de los materiales involucrados en el sistema;
5. Establecer condiciones de fronteras (cargas, restricciones y contactos entre componentes);
6. Crear mallado según los análisis de convergencia;
7. Correr el análisis con la aplicación del programa “SolidWorks 2010”.

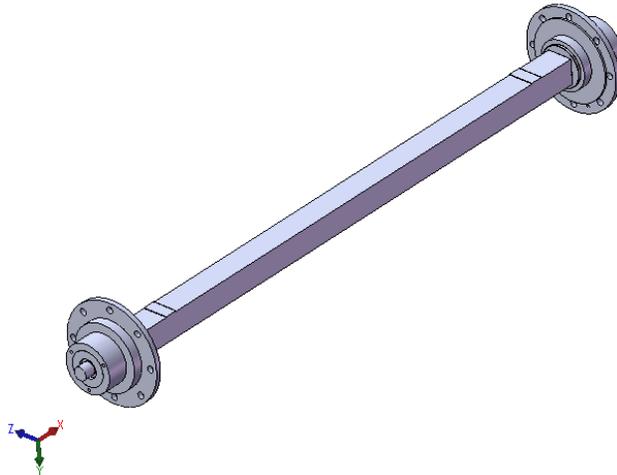


Figura 5. 2. Modelo digitalizado del eje del remolque agrícola.

5.2.5. Condiciones de frontera para la simulación numérica

El remolque posee una capacidad máxima de carga de 58,800 N, al poseer dos ejes le corresponde a cada uno 29,400 N. El tipo de solicitud aplicada para el estudio se muestra en la Figura 5.3, donde se aprecian las flechas de color rojo que indican el punto de aplicación de la carga estática. Se aplicaron restricciones de movimiento en los cubos de rueda, para limitar el movimiento de los extremos del eje.

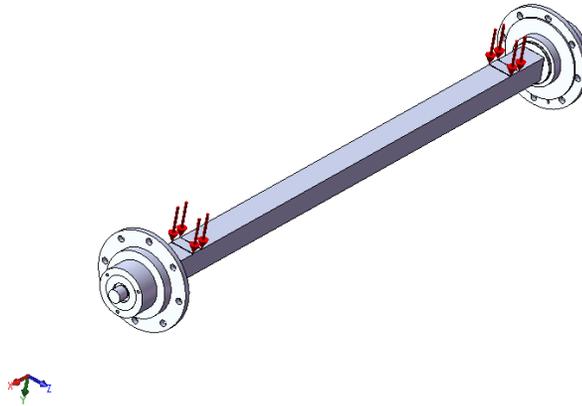


Figura 5.3. Cargas y restricciones aplicadas al modelo para el análisis por MEF.

5.2.6. Análisis de convergencia para la malla a emplear en la simulación numérica

Para seleccionar el tamaño de los elementos de malla adecuado para la simulación se hacen varias pruebas, donde se determinan que la mayor estabilidad de los resultados de la deflexión se aprecia cuando el tamaño de elemento oscila entre 30 y 44 mm (Figura 5.4). En la Figura 5.5 se muestra uno de los mallados empleados en el análisis de convergencia de las piezas componentes del eje. En el Cuadro 5.3 se pueden ver los datos del mallado empleado donde se seleccionó finalmente 40 mm para el tamaño de los elementos.

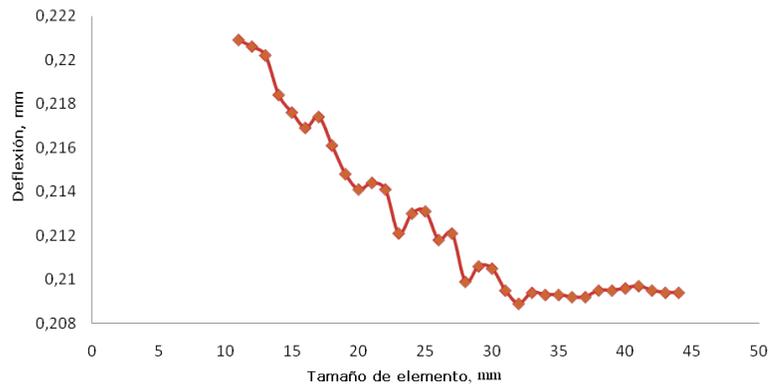


Figura 5.4. Análisis de convergencia para de la malla para el modelo del eje.

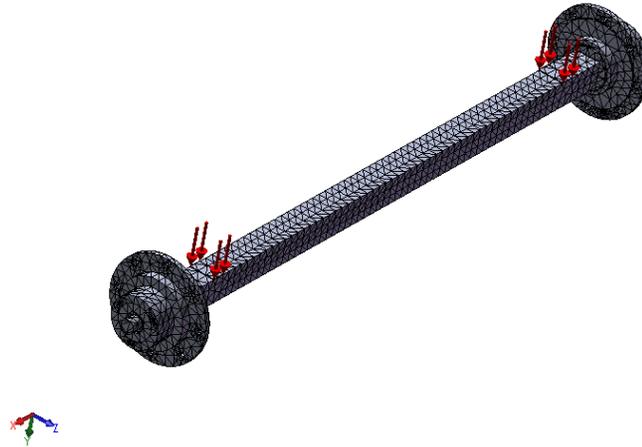


Figura 5.5. Ejemplo de mallado usado en el análisis de convergencia del modelo del eje de remolque agrícola.

Cuadro 5.3. Características de la malla empleada.

Tipo de malla	Elemento sólido tetraédrico
Mallador utilizado	Estándar
Tamaño de elemento	40 mm
Tolerancia	1.374 mm
Calidad de malla	Cuadrático de alto orden
Número total de nodos	27 276
Número total de elementos	16 016

5.3. Resultados y discusión

En el Cuadro 5.4 se muestran los resultados máximos obtenidos para el eje de remolque agrícola, conociendo que dicho remolque posee una capacidad máxima de carga de seis toneladas. Los coeficientes de cargas dinámicas que soporta la estructura sin que aparezcan deformaciones por encima del límite de fluencia del material son de 11.3 y la velocidad máxima a que puede ser impactada la estructura es de 2.93 ms^{-1} . La altura a que puede caer e impactar con un elemento rígido directamente sobre la barra central sin deformaciones plásticas es de 0.15 m. En la Figura 5.6 se muestran las deflexiones estáticas determinadas para el eje mediante MEF, los valores se observan en una escala ascendente con colores que van desde el azul al rojo. Los mayores valores de deflexión estática se observan en el centro de la viga con un valor de 2.84 mm.

La Figura 5.7 permite visualizar los resultados de la determinación de las deformaciones estáticas mediante el MEF, mostrando las coordenadas del nodo 11,148 donde se dan las máximas deformaciones unitarias que alcanzan un valor de 119.9 microstrain. Se desprecia el valor de las deformaciones unitarias en los puntos donde existen restricciones, ya que estos puntos están afectados por las propias condiciones de fronteras. En la Figura 5.8 se pueden ver los resultados obtenidos mediante el análisis por MEF de los esfuerzos empleando el criterio de Von Mises, alcanzando un valor máximo de 27.76 MPa.

En el análisis solo se ha considerado el estudio del elemento estructural, debiendo tenerse en cuenta que, en estructuras amortiguadas por resortes, ballestas o con el efecto de los neumáticos, las deflexiones estáticas totales tomarían otros valores.

Cuadro 5.4. Resultados de la evaluación del eje del remolque agrícola.

Parámetro	Valor
Coefficiente de carga dinámica máximo que soporta la estructura.	11.3
Altura a que puede impactar la estructura sin deformarse plásticamente.	0.15 m
Velocidad máxima a que puede ser impactada la estructura.	2.93 ms ⁻¹

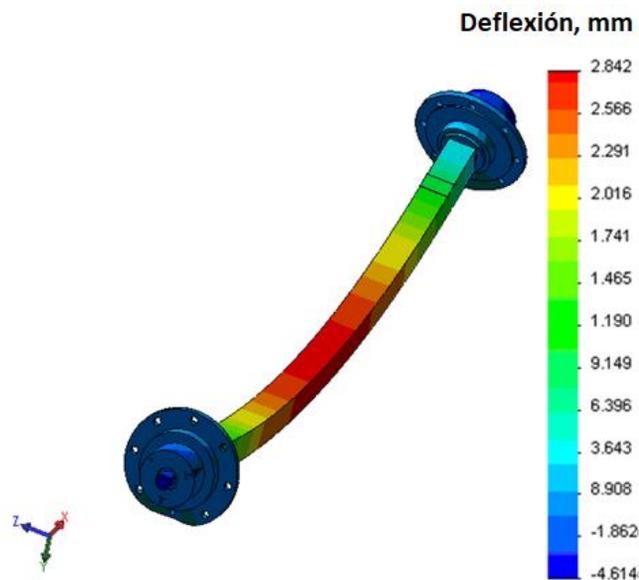


Figura 5.6. Deflexiones estáticas del eje obtenidas por MEF.

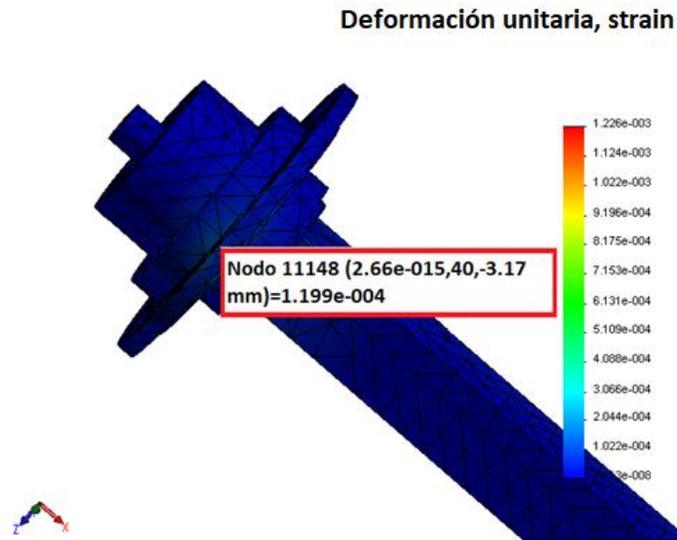


Figura 5.7. Deformaciones estáticas del eje obtenidas del análisis por MEF.

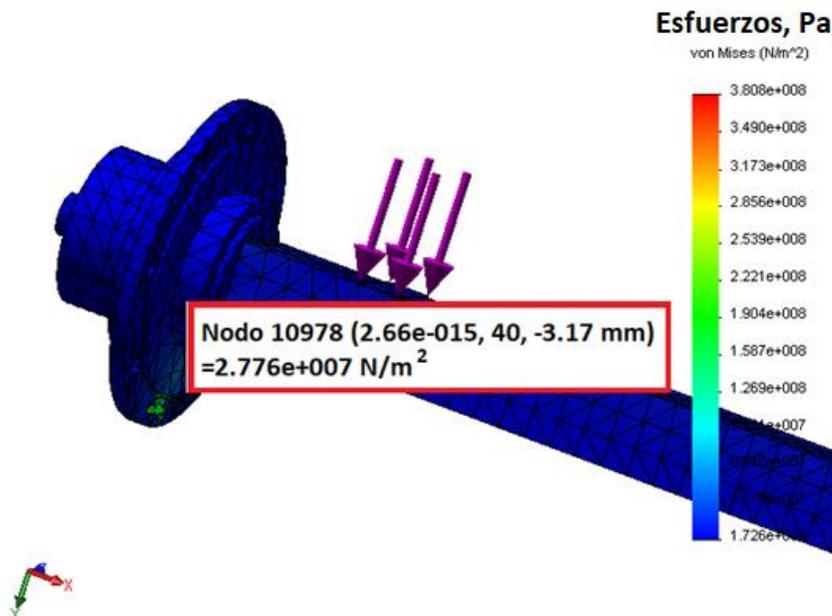


Figura 5.8. Esfuerzos estáticos equivalentes del eje obtenidas por MEF.

El límite de resistencia a la tracción del material es de 539 MPa, se aprecia que para carga estática el eje está muy por debajo de su capacidad dando para este caso un coeficiente de seguridad de 19.4, esto sin considerar el efecto de amortiguación que pudieran producir los neumáticos y resortes de ballestas. Este valor de coeficiente de seguridad es relativamente alto debido a que solo

cuestiona las cargas estáticas, al tener en cuentas cargas dinámicas o de impacto este coeficiente se reduciría hasta alcanzar valores muy pequeños.

Los valores de tensiones dinámicas y de los coeficientes de cargas dinámicas obtenidos para diferentes alturas de caída aparecen en el Cuadro 5.5, donde se aprecia que para un impacto a una altura de 0.1 m, los coeficientes de cargas dinámicas toman un valor de 9.447, esto deja ver cuánto puede incrementarse el valor de una carga estática al ser aplicada de forma dinámica. Como es lógico a mayor altura se registran mayores valores de los coeficientes de cargas dinámicas y a su vez de los esfuerzos dinámicos que alcanzan un valor de 764.568 MPa para una altura de impacto de 1 m.

Cuadro 5.5. Coeficientes de carga dinámica para diferentes alturas de caída.

Altura de impacto (H), m	Coeficiente de carga dinámica (k_d)	Esfuerzo dinámico (σ_{din}), MPa
0.1	9.447	262.243
0.2	12.904	358.205
0.3	15.562	431.994
0.4	17.805	494.254
0.5	19.781	549.132
0.6	21.569	598.759
0.7	23.213	644.406
0.8	24.744	686.898
0.9	26.182	726.813
1	27.542	764.568

En la Figura 5.9 se pueden visualizar y comparar los resultados de los esfuerzos dinámicos con los límites de fluencia y rotura a tracción de la estructura, para diferentes alturas de caída libre. Para una altura de 0.5 m se sobrepasa el límite de resistencia a la tracción de la barra central del eje del remolque. Por lo que puede afirmarse que a una altura de 0.5 m el sistema sufrirá roturas, esto se debe a que no posee neumáticos ni sistemas de amortiguación que aminoren el efecto de las cargas. El límite de fluencia del material es de 313.6 MPa, y para un

impacto a alturas mayores de 0.2 m aparecen deformaciones plásticas en la estructura. Los altos valores de los esfuerzos dinámicos y coeficientes de cargas dinámicas obtenidos en este estudio se deben a la ausencia de elemento que absorban las cargas generadas por los impactos, siendo el propio eje el encargado de disipar esa energía.

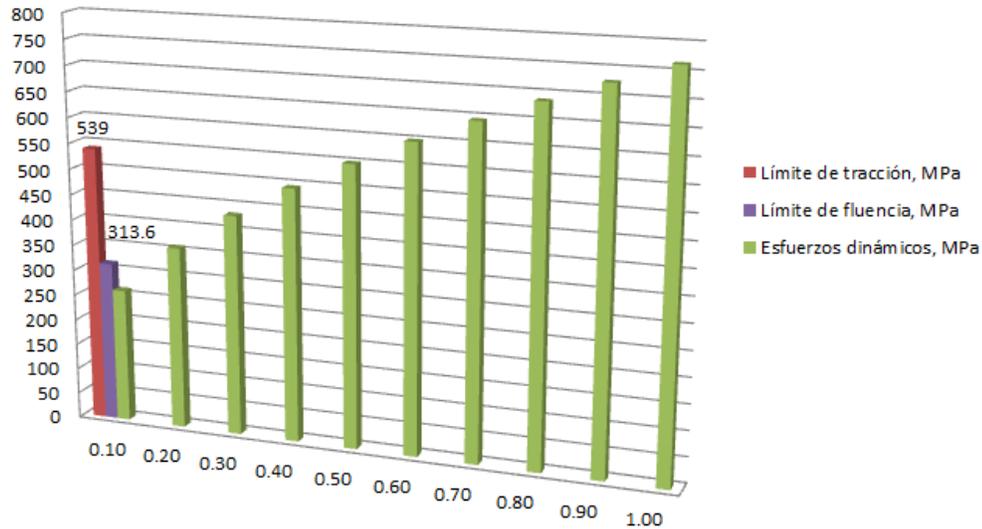


Figura 5.9. Esfuerzos dinámicos en función de la altura de caída.

Los resultados obtenidos dan una nueva visión para el análisis de estructuras sometidas a cargas de impacto, con el menor requerimiento computacional. Santos (2011), realizaron un estudio donde obtienen el diseño y construcción de un vehículo para todo terreno, emplearon herramientas CAD (Dibujo Asistido por Computador) y CAE (Ingeniería Asistida por Computador). Para el diseño tridimensional emplearon Solid Edge y para el análisis por el método de los elementos finitos ANSYS. También realizaron una comparación entre el experimental y la simulación numérica para los modos de vibración, obteniendo un error máximo de 13.2 %. Encontraron diferencia entre la simulación y los métodos analíticos aplicados en el diseño, para el esfuerzo equivalente fue de 2.12 %; con un 2.07 % para el caso del factor de seguridad y 3.7 % en el esfuerzo cortante máximo. Por lo que demuestra que el empleo de la simulación por métodos de elementos finitos arroja resultados aceptables siempre que se trabajen correctamente los parámetros de entrada y las condiciones de frontera. Sánchez y Torres (2017), desarrollaron una nueva teoría que permite calcular

impactos en estructuras de manera simple. Estas formulaciones no pueden ser extrapoladas, en el estudio solo de reflejan cálculos para caso de vigas en determinada solicitud. En el estudio se realizó la comparación de la teoría desarrollada con ensayos experimentales y con resultados obtenidos de análisis por el método de los elementos finitos, se aprecia que los resultados obtenidos de la simulación estructural por MEF están muy cercanos a los otros métodos implementados.

5.4. Conclusiones

- Mediante la combinación del método de energía y el análisis por el método de los elementos finitos, se logró la evaluación estructural del eje de remolque agrícola sometido a cargas de impacto, con un bajo requerimiento computacional.
- El coeficiente de carga dinámica máximo que puede soportar el eje del remolque agrícola sin que aparezcan deformaciones por encima del límite de fluencia del material, es de 11.3.
- La velocidad máxima a que puede ser impactada la estructura, sin que aparezcan deformaciones por encima del límite de fluencia del material, es de 2.93 ms^{-1} .
- La altura máxima a que puede caer el eje estudiado e impactar con una superficie rígida, sin que aparezcan deformaciones por encima del límite de fluencia del material, es de 0.15 m.
- El eje de remolque agrícola en caída libre, desprovisto de neumáticos y sistemas de suspensión, sobrepasa el límite de rotura a una altura de 0.5 m.

5.5. Literatura citada

- Burr, A.H. y Cheatham, J.B. (1995). *Mechanical Analysis and Design*, pp. 835-863 (2th. ed.), Prentice Hall: Englewood Cliffs, N.J., USA.
- Marín, J. (1962). *Mechanical Behavior of Engineering Materials*, pp. 117-122, Prentice Hall: Englewood Cliffs, N.J., USA.

- Martínez, R. A y Flores, R. (2009). "Influencia de la masa del cuerpo impactado sobre los coeficientes de cargas dinámicas calculados por métodos tradicionales", *Revista Ciencias Técnicas Agropecuarias*, 18(2): 22-26.
- Norton, L. R. (1992). *Design of Machinery: An Introduction to the Synthesis and Analysis of Mechanisms and Machines*, pp. 6-13, McGraw-Hill: New York, USA.
- Norton, L. R. (1999). *Diseño de Máquinas*, pp. 101-174, Prentice Hall: México.
- Norton, L. R., Wear R.G. y Bayer H.S. (1995). Bearing Forces as a function of Mechanical Stiffness and Vibration in a Fourbar Linkage, In: *Effects of Mechanical Stiffness and Vibration*, editor. American Society for Testing and Materials: Philadelphia, Pa., USA.
- Pisarenko, G. S., Yákovlev A.P. y Matvéev V.V. (1989). *Manual de resistencia de materiales*, Editorial MIR, Moscú, URSS.
- Roark, R.J. y Young, W.C. (1989). *Formulas for Stress and Strain*, (6a. edit.) Mc.Graw Hill: Nueva York, USA.
- Sánchez, H. J. y Torres, R. J. (2017). *Método simplificado de cálculo de impactos en estructuras* (Tesis doctoral). Escuela Técnica Superior de Ingenieros de Caminos, Canales y Puertos. España.
- Santos, J. A. (2011). Uso de software de elementos Finitos Ansys, en el diseño estructural de un vehículo todo terreno. *Revista Científica, Universidad Pontificia Bolivariana* 5 (1), ISSN: 1909 9851, doi: <http://dx.doi.org/10.18566/puente.v5n1.a03>
- Silvestre, P.P. (1998). *Elemento finito para ingeniería eléctrica*, 236pp., Edit. Noriega, Ed. primera, México.
- Timoshenko, S.P. (1953). *History of Strength of Materials*, Mcgraw-Hill: New York, USA.

6. MODELO NUMÉRICO DE SIMULACIÓN PARA SUSPENSIÓN DE RESORTE TIPO BALLESTA

RESUMEN

El resorte de ballesta es aún empleado en remolques agrícolas y otros equipos pesados, pudiendo aprovechar su bajo costo y facilidad de mantenimiento. En esta investigación se emplea un sistema de resortes de ballestas de un remolque agrícola de seis toneladas de capacidad, para el cual se realiza un modelo de simulación numérica por el método de los elementos finitos para la determinación de esfuerzos, deformaciones y deflexiones del sistema. El dibujo virtual de la geometría se realizó con el programa Autodesk Inventor 9 y el análisis con el software *Ansys Workbench 15.0*. Los estudios fueron realizados aplicando cargas de 100 a 1900 N a intervalos de 100 N. En consecuencia, con el modelo se realizaron pruebas experimentales. En el modelo de simulación los máximos resultados de deflexión y deformación unitaria fueron para la carga máxima con 48.81 mm y 965.87 μ strain. Para ambos parámetros se realizó una regresión simple cuyas ecuaciones obtenidas mostraron una pendiente de 0.0257 y 0.5083, y un intercepto de 0.0055 y 0.1 respectivamente. El modelo de simulación numérica para el sistema estudiado permitió predecir su comportamiento ante carga estática con un error de predicción de 18.235 %.

Palabras clave: elementos finitos, deflexión, deformación, impacto.

ABSTRACT

The leaf spring is still used in agricultural trailers and other heavy equipment, being able to take advantage of its low cost and ease of maintenance. In this investigation a spring system of springs of an agricultural trailer of six tons of capacity is used, for which a numerical simulation model is carried out by the finite element method for the determination of stresses, deformations and deflections of the system. The virtual drawing of the geometry was done with the Autodesk Inventor 9 program and the analysis with the Ansys Workbench 15.0 software. The studies were carried out by applying loads of 100 to 1900 N at intervals of 100 N. Consequently, experimental tests were performed with the model. In the simulation model, the maximum deflection and unit deformation results were for the maximum load with 48.81 mm and 965.87 μ strain. For both parameters a simple regression was performed whose equations obtained showed a slope of 0.0257 and 0.5083, and an intercept of 0.0055 and 0.1 respectively. The numerical simulation model for the system studied allowed predicting its behavior against static load with a prediction error of 18,235%.

Keywords: finite elements, deflection, deformation, impact.

Tesis de Doctorado, posgrado en Ingeniería Agrícola y Uso Integral del Agua, Universidad Autónoma Chapingo.

Autor: Raudel Flores Moreno

Director: Gilberto de Jesús López Canteñis

6.1. Introducción

El remolque agrícola juega un papel de suma importancia en el sector agrícola, el mismo consta de varios sistemas entre los que se destaca estructura (eje de ruedas, chasis, superficie de carga), neumáticos y sistema de suspensión.

El sistema de suspensión debe evitar que las vibraciones se transmitan a la carrocería, logrando así, el confort del conductor, la seguridad y la protección de todos los pasajeros en general. También asegura que se mantenga el contacto de los neumáticos con el suelo logrando mayor estabilidad (Chacon, 2009).

Las suspensiones constan de diferentes elementos que la componen entre los que se engloban la amortiguación, elementos rígidos y elementos flexibles. Los componentes de amortiguación, son responsables de neutralizar las oscilaciones de la masa suspendida, dichas oscilaciones son provocadas por la energía de impactos o condiciones adversas de la carretera (Heibing y Ersoy, 2011). A pesar de existir muchos tipos de suspensiones el brazo doble-A y la suspensión McPherson, son las más simples y comunes (Reza, 2008).

Modernamente se han incluido de forma paulatina en muchos vehículos las suspensiones activas que están compuestas de un sistema hidráulico o neumático, encargado de compensar mediante una fuerza de reacción los movimientos de balanceo y el cabeceo. Uno de sus principales avances es que dispone de una computadora que se procesa los datos que captan los sensores que posee el vehículo distribuidos estratégicamente, manteniendo así la estabilidad de forma eficiente.

6.1.1. Suspensión de resortes tipo Ballesta

A pesar de los avances de los sistemas de suspensión, los de resortes tipo ballestas aún se emplean en equipos pesados y remolques agrícolas por su económico costo de fabricación, su capacidad de absorción de cargas, y su económico y fácil mantenimiento. Mantilla (2015), plantea que los sistemas de ballestas son muy usados en caso de equipos agrícolas y vehículos pesados, el uso que aún se les da a los sistemas de resortes de ballestas esta asociado a su gran capacidad de carga, bajos costos de fabricaion y fácil mantenimiento. Los

principales problemas de los resortes de ballestas están en su lentitud para absorber las cargas, más cuando estas cargas son de impacto, ya que tienen poca duración en el tiempo, este tipo de sistemas no reaccionan con suficiente rapidez. Debido a esto se genera molestias y sensación de rigidez al operador, también es posible que se ponga en peligro la integridad del equipo al permitir que se dispersen las vibraciones a todo el equipo.

Existen múltiples estudios de simulación para el diseño de sistemas de suspensión de resortes de ballesta entre los que destacan: Baviskar, Bhamre y Sarode (2013), que presenta un estudio general del diseño y análisis de un sistema de ballestas mediante el programa ANSYS. Tiene como objetivo comparar resorte de ballestas convencionales de acero con diseños más ligeros. Definen en esta investigación que no siempre es beneficioso su empleo en equipos pesados, en automóviles aporta beneficios la sustitución por sistemas de suspensión más ligero. Se puede ver la intención de seguir empleando las ventajas de los sistemas de resortes de ballestas y disminuir sus adversidades.

Salazar, Guashpa y Safla (2016), en el presente proyecto analiza el sistema de suspensión posterior de una motocicleta mediante el método de elementos finitos, utilizando el programa computacional Ansys, además plantea un modelo analítico que gobierna el comportamiento dinámico de la suspensión empleando el programa computacional Matlab. Este trabajo concluye que precisamente es necesaria la simulación dinámica teniendo en cuenta la interacción de cada pieza del sistema durante el funcionamiento. También concluyen que los modelos analíticos para este fin son básicos y simplificados.

Maza (2016), presentan el diseño cinemático de todo el conjunto del sistema de suspensión de un monoplaza de carreras participante en Formula Student. Este es un ejemplo del empleo de los modelos numéricos combinados con modelos analíticos, donde se explota el modelo numérico de forma limitada porque solo se varían las cargas estáticas para obtener un comportamiento dinámico, sin embargo, no se considera el efecto de las cargas de impacto. Este tipo de carga

pueden variar las propiedades del material, ya que una carga aplicada súbitamente, influye en la capacidad de organización y absorción del material.

Gómez, Dell' Olio y Luigi (2016) en el presente estudio expone algunos aspectos de la interacción dinámica vertical entre los vehículos ferroviarios y la vía, mediante modelos matemáticos desde una doble vertiente, probabilística y funcional. Esta investigación tiene como objetivo describir de forma representativa y fiable el proceso de interacción. Estos autores también hacen una importante observación, y saca de contexto la frase “supeditada a las limitaciones de la información previa disponible que suelen afectar al rendimiento de las herramientas computacionales actuales.” Aquí deja claro el error que se comete al emplear programas de cómputo alimentado con datos incorrectos o no fundamentados. Esto deja claro la importancia de contar con modelos que describan correctamente los sistemas de interés, así se logran diseños con un correcto fundamento científico. Existen muy pocos estudios de este tipo en el sector agrícola por lo que la necesidad de implementarlos es evidente.

Hurel, Terán, Flores, Peralta y Flores B. (2017) realizan un trabajo donde se trazan como propósito generar el modelo físico-matemático de cuarto de vehículo de la suspensión, para el apoyo a la simulación emplean los programas Simulink y SimMechanics. También proceden a comparan sus respuestas, encontrándose una total correspondencia. Queda expuesto un modelo analítico básico donde se aplican simplificación para lograr su resolución. Estos conocimientos del sector automotriz deben ser aplicados en el sector agrícola con el objetivo de mejorar diseños y desarrollar nuevas variantes. De esta forma se evidencia la necesidad de implementar modelos numéricos con menos simplificaciones y que permitan un mayor acercamiento al fenómeno real.

Gómez-Mercado y Guadarrama-Martínez (2017), presenta los resultados del análisis vibratorio de un sistema de suspensión McPherson de un vehículo automotor. La simulación se llevó a cabo utilizando algunos Software comerciales, obteniéndose la respuesta oscilatoria bajo diferentes condiciones de marcha del vehículo. Fue posible determinar la cantidad de energía de

vibración que se puede aprovechar por medio de sistemas colectores de energía (recuperadores de energía mecánica).

Sevilla y Martínez (2017) realiza un trabajo que consistió en la creación de un modelo del vehículo Fiat/Seat 600 en el programa Adams Car para estudiar el comportamiento del vehículo durante la aceleración, el frenado y en la curva o cambios de rumbo bruscos. En este trabajo usan modelos conocidos para logra predecir el funcionamiento del Fiat/Seat 600. La geometría es modelada de forma básica y tampoco se tienen en cuenta las condiciones de impacto.

Para el diseño de las suspensiones tipo ballestas se han empleado métodos analíticos, llenos de simplificaciones e idealizaciones, estos métodos abordan de una forma sencilla el problema y no permiten obtener con exactitud su comportamiento estático ni dinámico, menos aún en sistemas con determinado grado de complejidad sometido a cargas de impacto. Las aproximaciones analíticas si bien son rápidas y prácticas, no aportan datos precisos de esfuerzos, deformaciones, masa, volumen o distribución espacial de cada uno de los componentes.

Existen laboratorios que mediante métodos experimentales pueden evaluar el desempeño de la suspensión, el inconveniente radica en que estas validaciones y pruebas solo pueden ser hechas a prototipos, por lo que ya incurrieron en altos costos de fabricación, siendo esta una etapa posterior al diseño. También se requiere una alta inversión en calibración y mantenimiento de los bancos de prueba. Con el moderno uso de los ordenadores y los métodos numéricos implementados en computadoras es posible abordar con mayor profundidad el fenómeno, permitiendo arrojar luz sobre algunas cuestiones complejas del proceso.

La modelación y simulación numérica por el método de los elementos finitos permite contar con una visión general del comportamiento de la suspensión por resortes de ballestas, permitiendo que sea evaluado y analizado con mayor profundidad. Esto podría garantizar el aprovechamiento de las ventajas y la disminución de las desventajas, dando ideas para modificaciones o la aparición

de sistemas combinados que optimicen el funcionamiento de los resortes de ballestas.

El objetivo de la presente investigación, es desarrollar un modelo numérico de simulación por el método de los elementos finitos para determinar deflexiones, esfuerzos y deformaciones en el sistema de suspensión de resortes tipo ballestas de remolque agrícola mediante el programa *Ansys Workbench 15.0*.

6.2. Materiales y métodos

6.2.1. Objeto de estudio

El objeto de estudio es el resorte de ballestas de un remolque agrícola con capacidad de carga para seis toneladas, el cual está compuesto por seis resortes de tipo ballestas, en la Figura 6.1, se aprecian sus elementos componentes principales. Las principales características dimensionales de este sistema de amortiguación por resortes de ballestas se resumen en que poseen un radio de 3512.57 mm, un ancho de 62 mm y un grosor de 6 mm, siendo las longitudes de 1150.25 mm, 1090.35 mm, 980.04 mm, 880.04 mm, 780.04 mm, 568.03 mm para los resortes de ballestas desde el resorte de ballesta maestra hasta la menor respectivamente.

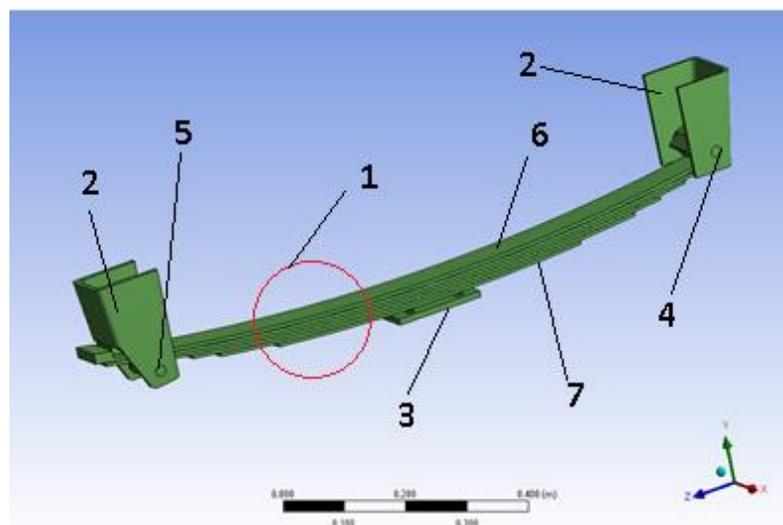


Figura 6.1. Resorte de ballestas.

1. Paquete de seis resortes de ballestas. 2. Apoyo del paquete de ballestas. 3. Base de fijación. 4. Eje deslizante. 5. Eje de apoyo. 6. Resorte de ballesta maestra. 7. Resorte de ballesta menor.

Los sistemas de resortes de ballestas pueden soportar grandes cargas, por lo que, hay que tener en cuenta que requieren de materiales que proporcione los requerimientos específicos para que el sistema pueda realizar las funciones para las cuales fue diseñado (Lesso, Figueroa, Rodríguez y Martínez, 2012). El material del cual están compuestos los resortes de tipo ballestas del estudio es de acero AISI 5160 y en el Cuadro 6.1 se enlistan las propiedades mecánicas del acero AISI 5160.

Cuadro 6.1. Propiedades Mecánicas del material componente de los resortes de ballestas.

Propiedades Mecánicas	Sistema Métrico
Módulo de elasticidad	205 GPa
Módulo de Poisson	0.29
Resistencia a la Fluencia	1010 MPa
Densidad	7.85 g/cm ³

Fuente: 2003 - 2018 Database of Steel and Alloy (russian title is the Marochnik), Administration of the Marochnik is not responsible for the content's use. Previous address of this website was splav.kharkov.com

Las propiedades químicas del material componente del sistema analizado son un factor a tener en cuenta durante la investigación ya que pueden introducir desviaciones y cambios en los resultados, el Cuadro 6.2 muestra dichas propiedades.

Cuadro 6.2. Composición química del material de los resortes de ballestas del sistema objeto de estudio.

Carbono	Silicio	Magnesio	Fosforo	Silice	Cromo
(C)	(Si)	(Mn)	(P)	(S)	(Cr)
0.56-0.64	0.15-0.30	0.75-1.00	0.035	0.04	0.70-0.90

Fuente: 2003 - 2018 Database of Steel and Alloy (russian title is the Marochnik), Administration of the Marochnik is not responsible for the content's use. Previous address of this website was splav.kharkov.com

6.2.2. Instrumentos y técnicas de análisis

Para obtener los dibujos virtuales se emplearon herramientas de Diseño Asistido por Computadoras (CAD), mientras que el Método de los Elementos Finitos

(MEF) permitió simular el sistema de suspensión tipo ballesta bajo diferentes condiciones de trabajo.

Para el estudio se siguieron de forma específica los pasos siguientes (Zienkiewicz y Taylor, 1994):

- ✓ Elaboración del modelo digitalizado del sistema de suspensión de resortes de ballestas con el empleo de herramientas de Diseño Asistido por Computadora (CAD) en 3D empleando el software Autodesk Inventor 9 (Figura 6.2 A);
- ✓ Importar hacia el programa *Ansys Workbench 15.0* el dibujo digitalizado;
- ✓ Seleccionar el tipo de estudio en función de la carga, para este estudio se aplican cargas estáticas;
- ✓ Aplicar propiedades de los materiales involucrados en el sistema (Cuadro 6.3);
- ✓ Establecer condiciones de fronteras tales como: cargas, restricciones y contactos entre componentes (Figura 6.2 B);
- ✓ Realizar análisis de convergencia para establecer condiciones de discretización del medio continuo;
- ✓ Crear mallado según el resultado del análisis de convergencia (Cuadro 6.3);
- ✓ Correr el análisis mediante una simulación con *Ansys Workbench 15.0*.

6.2.3. Simulación numérica del sistema objeto de estudio por MEF

Para la simulación del sistema objeto de estudio se sometió el sistema a cargas que van desde 100 hasta 1900 N a intervalos de 100 N. El tipo de solicitud aplicada para el estudio se muestra en la Figura 6.2 B, donde se aprecian las flechas de color rojo que indican el punto de aplicación de la carga, mientras que las flechas de color verde muestran las restricciones de movimiento del sistema. En el extremo A se limitó el movimiento de deslizamiento tanto horizontal como vertical dejando solo un punto de rotación, mientras que el extremo B se limitó solo el movimiento vertical permitiendo el deslizamiento horizontal.

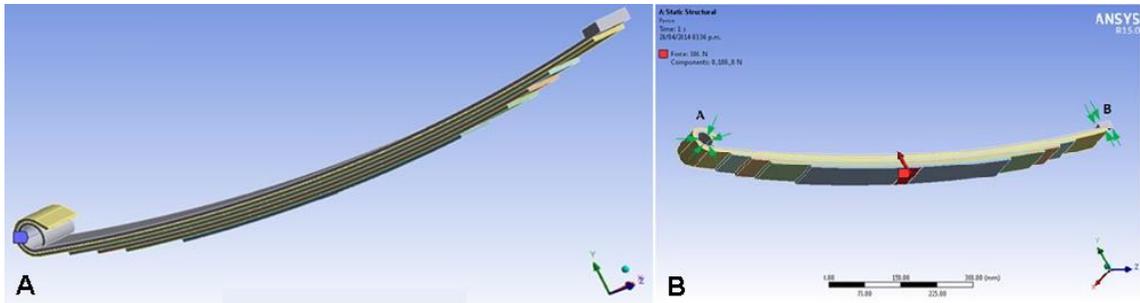


Figura 6.2. Imágenes 3D del modelo de ballestas realizado en Ansys Workbench 15.0.

A. Modelo digitalizado mediante herramientas CAD del sistema de suspensión de resortes tipo ballestas. B. Cargas y restricciones aplicadas al modelo para el análisis por MEF.

Las condiciones de fronteras y las restricciones fueron aplicadas garantizando que el comportamiento durante la simulación del sistema de ballesta sea similar al real. Las restricciones fueron aplicadas con el mismo fin y garantizan el comportamiento adecuado del sistema de ballestas, la Figura 6.3 A muestra un soporte fijo y su posición de aplicación para permitir simular la rotación de ese punto. En la Figura 6.3 B se aprecia la restricción aplicada con el objetivo de permitir que este punto solo se mueva en la dirección del eje Z. En la Figura 6.3 C se aprecia la restricción aplicada en todo el lateral de los resortes de ballestas para garantizar que solo se puedan mover en la dirección del eje Z y eje Y evitando su movimiento en el eje X. En la Figura 6.3 D se aprecia la restricción aplicada en la cara inferior para limitar su movimiento en el eje Z ya que quedaría limitado en el eje X por la restricción anterior quedando libre solo el movimiento en el eje Y de la cara señalada.

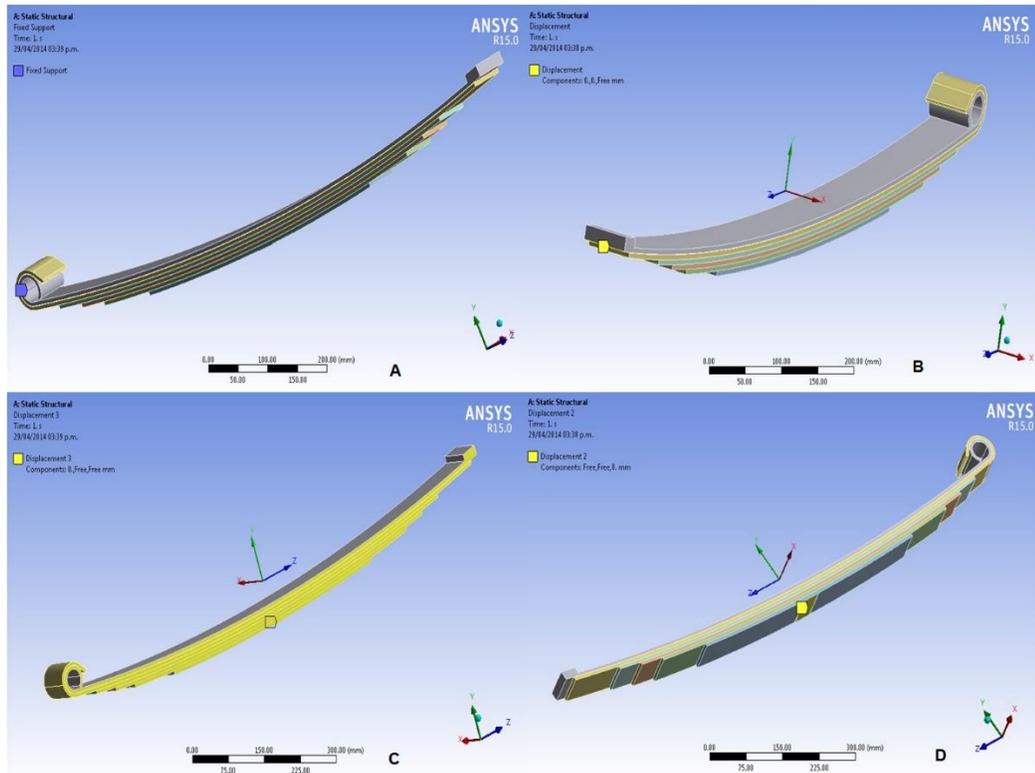


Figura 6.3. Restricciones aplicadas para lograr simular el movimiento adecuado del sistema de ballestas.

A. punto de rotación. B. punto de deslizamiento. C. restricción lateral a todo el paquete de resortes. D. restricción a la ballesta menor.

6.2.4. Análisis de convergencia para la discretización del medio continuo

Se desarrollaron varios estudios donde se varió el tamaño de elemento desde 5 hasta 100 mm manteniendo una carga constante de 2800 N, de esta forma se determinaron los valores de desplazamiento máximo en el modelo de ballesta (Figura 6.4). Según el gráfico de la Figura 6.5 se puede apreciar que la estabilidad de los desplazamientos se alcanzó cuando el tamaño de elemento está en rangos menores a los 17.5 mm. Los valores de desplazamiento máximo se mantienen entre 72.015 y 71.939 mm para el rango de mayor estabilidad. Por ende, fue seleccionado para este estudio un tamaño de elementos de 15 mm (Figura 6.4). Las características de la malla empleada aparecen en el Cuadro 6.3.

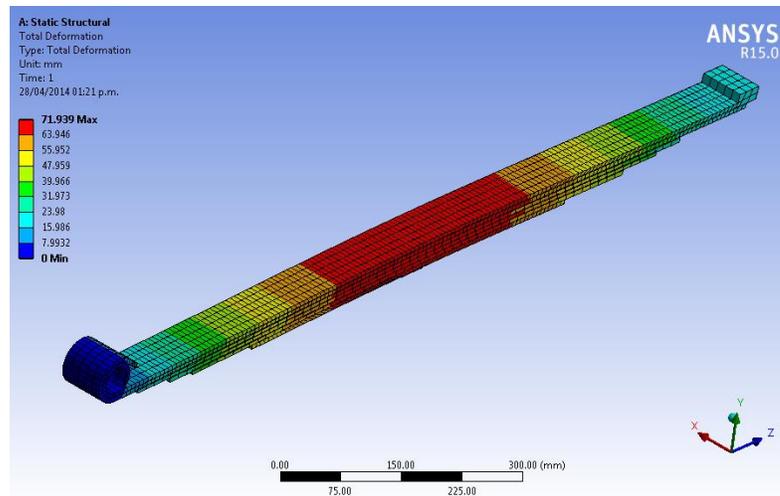


Figura 6.4. Desplazamientos obtenidos en el estudio para una carga de 2 800 N con el tamaño de elemento seleccionado.

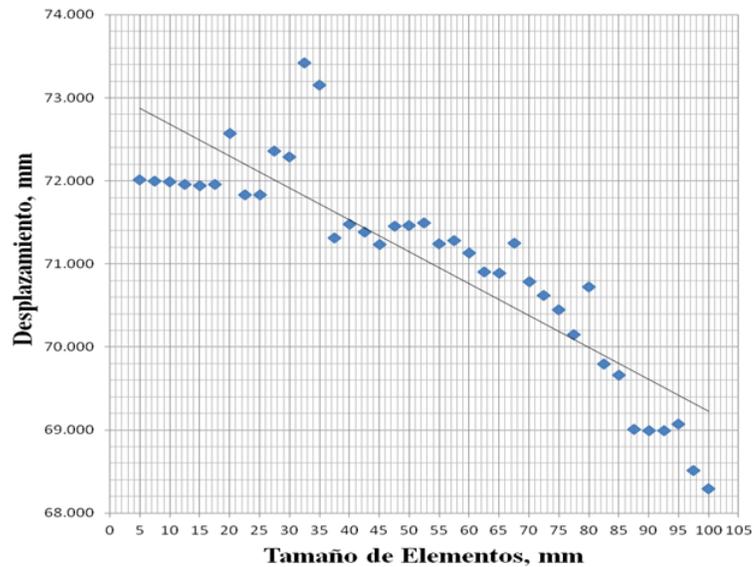


Figura 6.5. Análisis de convergencia del modelo del sistema de resortes de ballesta.

Cuadro 6.3. Descripción del mallado empleado en el modelo digital.

Artículo	Malla	Calidad	Tolerancia	Cant. de nodos	Cant. de elementos	Tamaño
Detalles	estándar	baja	0.01	24927	3165	15 mm

6.2.5. Evaluación experimental del modelo del sistema de resortes tipo ballesta

Para evaluar el modelo del sistema de resortes tipo ballesta se realizaron los experimentos en correspondencia con los estudios de simulación numéricos realizados para emplear los datos como patrón de comparación.

Para el experimento se empleó una maqueta diseñada a los efectos, la cual se constituyó de un remolque agrícola de un solo eje, sustituyendo el neumático izquierdo por dos puntos de apoyos rotatorios (Figura 6.6 A), dichos puntos se ubicaron en los extremos delanteros y traseros del remolque, permitiéndole pivotar y limitando el movimiento vertical del remolque. Por esta razón, todas las cargas aplicadas al sistema solo actuarán sobre los elementos de la sección derecha del remolque (Figura 6.6 B), quedando invalidada toda la sección izquierda. En la parte derecha para mantener la horizontalidad del eje de ruedas se apoyó en un elevador hidráulico logrando la nivelación del remolque.

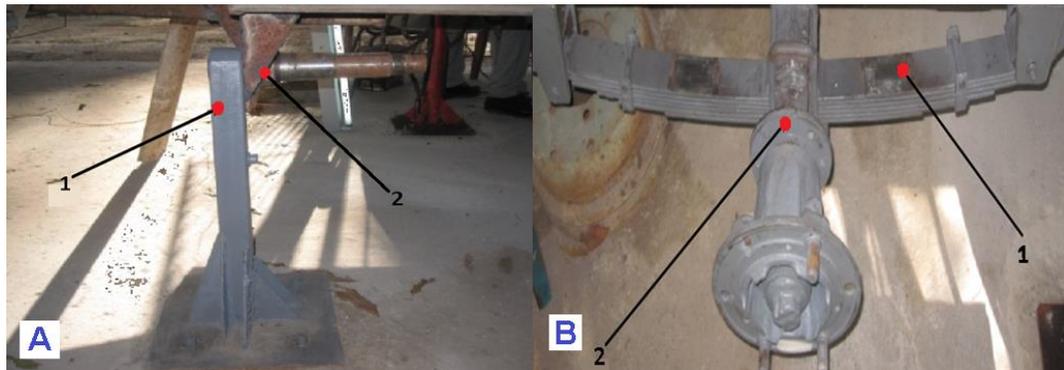


Figura 6.6. Sistema implementado para experimento de cargas en sistema de suspensión de resortes tipo ballestas.

A. Sección izquierda-delantera del remolque. 1. Base para el punto de pivote. 2. Punto de apoyo y rotación. B. Sección derecha-central del remolque. 1. Sistema de resorte tipo de ballesta objeto de estudio. 2. Eje de ruedas.

Una idea más general de la maqueta de remolque agrícola implementada para las pruebas se aprecia en la Figura 6.7 donde se ve claramente la sección derecha del remolque y la posición de colocación de las cargas.

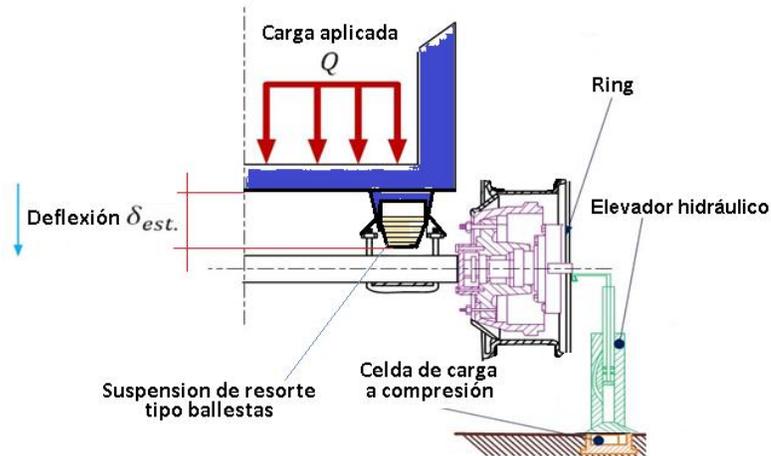


Figura 6.7. Esquema de la maqueta experimental del remolque agrícola.

La celda a compresión empleada para el registro de las cargas aplicadas al sistema y su indicador se muestran en la Figura 6.9 A.

En este ensayo se determinará los parámetros siguientes:

-Deformación unitaria: los valores de deformación unitaria se obtuvieron a partir de técnicas de extensometría eléctrica mediante la colocación de galgas de 5 mm y marca Kyowa configuradas en un cuarto de puente de Wheatstone, colocadas en puntos específicos del sistema de ballestas, y como medio de conexión de las galgas al sistema de medición se usaron cajas de resistencia (Figura 6.8).



Figura 6.8. Sistema de suspensión tipo ballesta preparado para las pruebas experimentales.

1. Galgas tensométricas configuradas en cuarto de puente de Wheatstone colocadas en el centro de la ballesta maestra. 2. Caja de resistencia variable.

-Esfuerzos máximos: a partir de las deformaciones unitarias obtenidas y considerando que el sistema objeto de estudio trabaja en el área donde los

esfuerzos (σ) y las deformaciones (ε) son proporcionales y relacionándolo con el módulo de elasticidad del material (E), se puede determinar los esfuerzos haciendo uso de la Ley de Hooke (Duvaut, 1998):

$$\sigma = \varepsilon \cdot E \dots\dots\dots(6.1)$$

-Deflexión estática: Para determinar experimentalmente la deflexión estática (δ_{est}) del sistema de suspensión por resortes tipo ballestas, en función de la carga aplicada, se empleó un transductor de desplazamiento marca Kyowa de una precisión de lectura de 0.01 mm (Figura 6.9 C).

El transductor de desplazamiento y las galgas texométricas fueron ajustadas a cero a partir de la carga representada por el peso propio del remolque, que medido a través de una celda de carga resultó de 3300 N. El voltaje de salida del transductor de desplazamiento y las galgas era manipulado a través de una caja de cómputo y balance de resistencia modelo SS-24R (Figura 6.9 B), para luego procesar la señal mediante un amplificador tensométrico modelo SM60D (Figura 6.9 D).

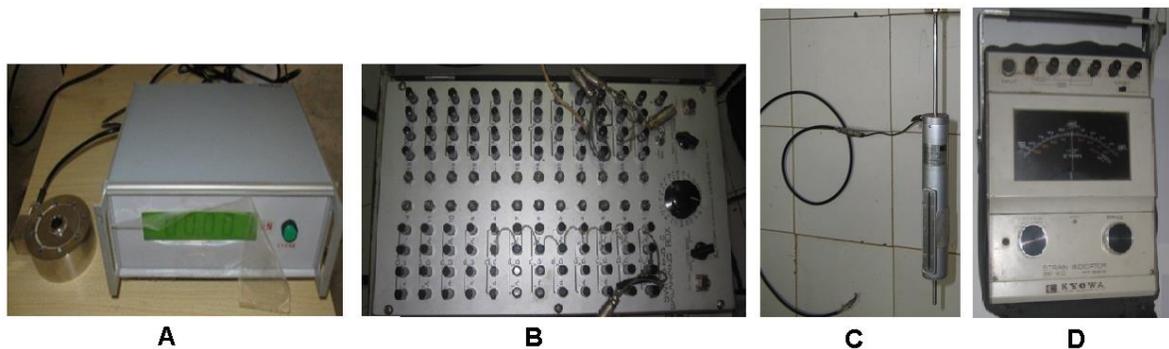


Figura 6.9. Instrumentación de los ensayos experimentales.
 A. Celda de carga a compresión. B. Caja de cómputo y balance de resistencia. C. transductor de desplazamiento. D. Amplificador tensométrico.

6.2.6. Procesamiento y evaluación estadística de los datos primarios

El análisis descriptivo de los datos experimentales permitió determinar el Error Típico de la media (e.s), la Media Aritmética (\bar{X}), el Coeficiente de Variación (c.v) y la Desviación Típica de la media (σ). Se realizó una comparación entre las dos muestras, la predicha por el modelo digitalizado y la obtenida

experimentalmente para determinar si existen diferencias estadísticamente significativas entre las muestras.

6.2.7. Estimación de los errores en las mediciones experimentales

El error de calibración se determinó según García (2011) como el intervalo de confianza de la ecuación de calibración. Bajo esta metodología se determinó también el error de la medición experimental, el error total y el error relativo.

6.2.7. Procedimiento estadístico empleado para la validación experimental del modelo

Este procedimiento se realiza para determinar los errores del pronóstico del modelo, para cada una de las variables en la salida experimental. En esta investigación el porcentaje del error del modelo (E_{mod}) se determina a partir de la expresión siguiente:

$$E_{mod} = \frac{M_{exp} - M_{mod}}{M_{exp}} \cdot 100 \dots\dots\dots (6.2)$$

donde:

M_{exp} - magnitud real observada experimentalmente;

M_{mod} - magnitud pronosticada por el modelo.

6.3. Resultados y discusión

6.3.1. Resultados de la simulación por el método de los elementos finitos (MEF)

Al modelo obtenido del sistema de suspensión de resortes tipo ballestas se le realizaron análisis para obtener los valores de deflexión y deformación unitaria, en la Figura 6.10, se aprecia la salida del programa para dichos valores respectivamente, con la carga de 1900 N, donde la deflexión en el centro del sistema fue de 48.816 mm, mientras que la deformación unitaria en el centro de la hoja maestra alcanzo 966 μ strain. La deflexión (δ_{MEF}) alcanzo valores entre 2.46 a 48.81 mm, mientras que la deformación unitaria (ε_{MEF}) se mantuvo en el rango de 50.93 a 966 μ strain. Mediante el análisis de regresión simple se

obtuvieron las ecuaciones estadísticas que describen el comportamiento lineal de la deflexión y la deformación unitaria respectivamente:

$$\delta_{MEF} = 0.0257Q - 0.0055 \dots \dots \dots (6.3)$$

$$\varepsilon_{MEF} = 0.5083Q + 0.1 \dots \dots \dots (6.4)$$

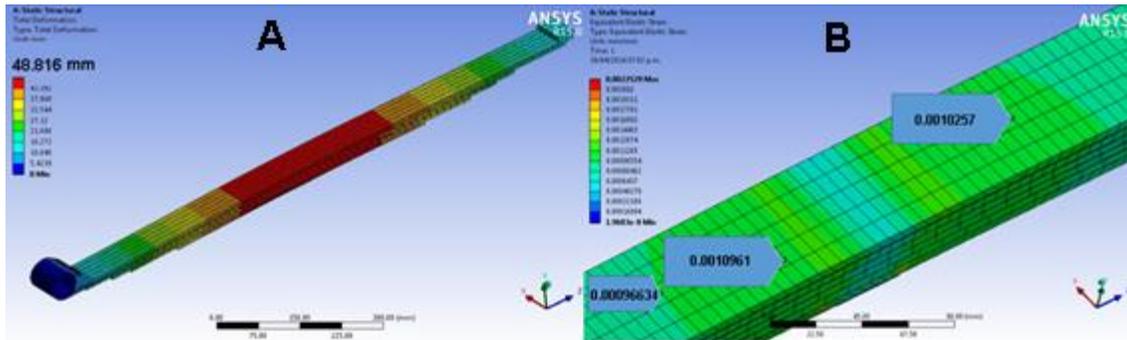


Figura 6.10. Resultados gráficos del análisis por MEF del sistema de suspensión por resortes de ballestas con una carga de 1900 N. A. Deflexiones en mm. B. Deformaciones unitarias.

6.3.2. Resultado de las pruebas experimentales

El error relativo obtenido en las pruebas experimentales para el caso de las deflexiones del sistema de suspensión de resortes tipo ballestas fue de 10.9 %, un valor para el caso de estudios de diseño de máquinas agrícolas elevado. La regresión simple realizada a los resultados de la simulación por MEF en la deflexión permitió obtener la ecuación de regresión estadística (Figura 6.11) donde se alcanzó un intercepto de 0.0257 y una pendiente de 0.0062.

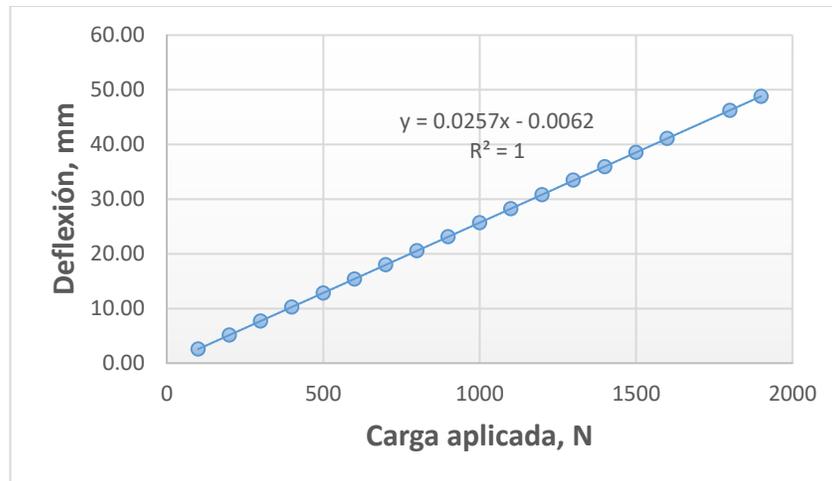


Figura 6.11. Regresión simple entre las cargas aplicadas y las deflexiones obtenidas en la simulación por MEF.

Los datos obtenidos de forma experimental se emplearon para evaluar el modelo de simulación por el método de los elementos finitos (Figura 6.12), donde se aprecia un comportamiento lineal ascendente tanto para el modelo de simulación por MEF como para los resultados experimentales. Para evaluar el modelo se determinó su error a partir de la expresión 6.2, el cual es de 15.57 %, estos altos valores de error del modelo están dados por diferentes causas, entre ellas, las simplificaciones realizadas al modelo para disminuir los requerimientos computacionales, así como, la sustitución de elementos reales por conceptos simplificados.

En la Figura 6.12, se puede ver el análisis de regresión realizado a datos predichos y experimentales observando el coeficiente de determinación de 1 y 0.9758 respectivamente. Se obtienen las ecuaciones de regresión para ambos casos, deduciendo de este estudio que el modelo es capaz de predecir el 84.43 % del fenómeno estudiado para el sistema de resortes tipo ballesta de seis hojas.

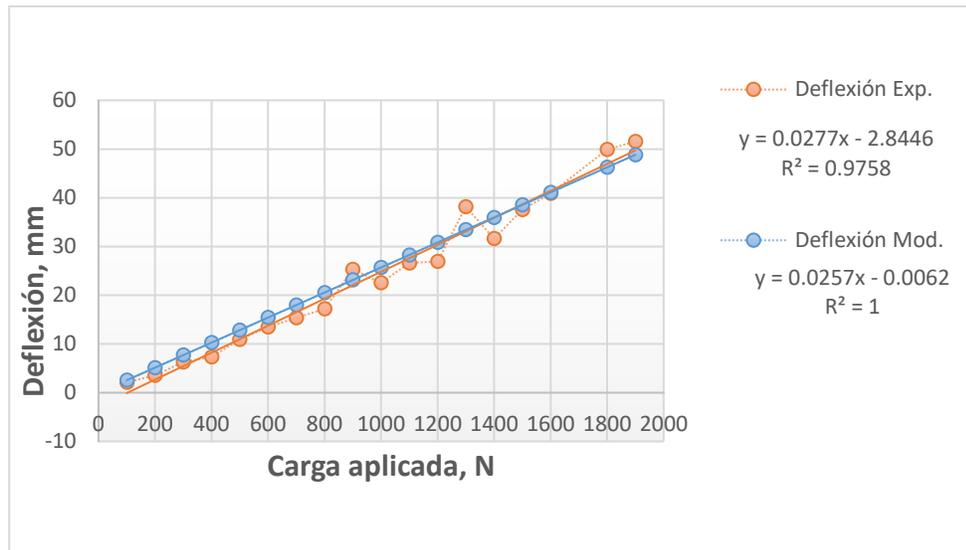


Figura 6.12. Comparación de los resultados de las deflexiones experimentales y las obtenidas por el método de los elementos finitos mediante la simulación numérica.

Krishan y Aggarwal (2012), estudian un sistema de ballestas múltiples de nueve hojas usadas en un vehículo comercial. Analizan este modelo mediante el método de los elementos finitos. El material empleado para el estudio es SUP 9 y generan el modelo mediante el programa CATIA V5R17 el cual después es importado a ANSYS 11.0 para realizar el análisis en el cual determinan las tensiones y deflexiones las cuales comparan con resultados experimentales. En este estudio se logra bajar los errores a 0.632 % siendo considerablemente bajos y pudiera considerarse un excelente resultado, solo que esto lo obtienen únicamente cuando la ballesta está a máxima capacidad de carga. Estos resultados bajos de error no pueden mantenerse en todo el rango de trabajo por lo que es un valor condicional que solo se cumple en el punto de vulnerabilidad funcional.

6.4. Conclusiones

- Se obtuvieron la ecuación de regresión correspondientes a los resultados experimentales de deflexión con una pendiente de 0.8446, un intercepto de 0.0277 y un coeficiente de determinación (R^2) igual a 0.9758.
- En el modelo de simulación del sistema de suspensión de resortes tipo ballestas estudiado, para la carga máxima (1900 N) mostro una deflexión de 48.81 mm y una deformación unitaria de 965.87 μ strain.
- Se obtuvieron la ecuación de regresión correspondientes a los resultados de deflexión y deformación unitaria de los resultados de la simulación numérica por el método de los elementos finitos obteniendo una pendiente de 0.0257 y 0.5083, y un intercepto de 0.0055 y 0.1, respectivamente.
- El modelo de simulación numérica para el sistema de resortes de ballestas de seis hojas empleado en el remolque agrícola de seis toneladas de capacidad, permitió describir su comportamiento ante carga estática con un error de predicción de 15.57 %.

6.5. Literatura citada

- Baviskar, A. C.; Bhamre, V. G. y Sarode, S. S., (2013). "Design and Analysis of a Leaf Spring for automobile suspension system: A Review" *International Journal of Emerging Technology and Advanced Engineering. Certified Journal, Volume 3, Issue 6*. India.
- Chacon, V. H. (2009). Diseño de una Suspensión para un Vehículo Automóvil Basada en Amortiguadores Magneto-Reológicos, *Trabajo de titulación*, Escuela Politécnica Superior Universidad Carlos III de Madrid, España.
- Duvaut, G. (1998). *Mécanique des Milieux Continus*, Dunod, Paris.
- García, De La Figal C. (2011). C.A.E.: Teoría y Metodología de la Investigación Científica pp. 143 - 159, Universidad Agraria de la Habana, Cuba.
- Gómez, M., Dell' Olio, R., Luigi (2016). "Desarrollo de modelos para el análisis numérico de la interacción dinámica tren - vía basado en factores específicos de la suspensión del vehículo" *Trabajo de investigación*, Universidad de Cantabria, España.
- Gómez-Mercado, A. y Guadarrama-Martínez, E., (2017). "Análisis y simulación de frecuencia del sistema de suspensión McPherson para un vehículo automotor". *Revista de Ingeniería Mecánica Vol. 1 No.4, 10-20*, Instituto Tecnológico Pachuca. México.

- Heibing, M. y Ersoy Chasis, (2011). Handbook, Berlin: Vieweg Teubner.
- Hurel, J.; Terán E.; Flores, F.; Peralta, J. y Flores, B., (2017). "Modelado Físico y Matemático del Sistema de Suspensión de un Cuarto de Vehículo" 15th LACCEI International Multi-Conference for Engineering, Education, and Technology: "Global Partnerships for Development and Engineering Education" United States.
- Krishan, K. y Aggarwal, M. L. (2012). "A finite element approach for analysis of multi leaf spring using CAE tolols". Department of Mechanical Engineering, YMCA University of Science and Technology, Faridabad, HR, INDIA Research Journal of Recent Sciences, Vol. 1 (2), 92-96.
- Lesso, V. A.; Figueroa P. D.; Rodríguez, M. G. y Martínez, N. J. J. (2012). *Actas de la II Conferencia de Desarrollo Profesional en Ingeniería Mecatrónica*. Instituto Tecnológico de Celaya. Pistas Educativas Año XXXII - ISSN 1405-1249. México.
- Mantilla Nova, D. (2015). Diseño óptimo de resortes tipo ballesta para la suspensión de un vehículo comercial considerando las condiciones dinámicas. *Tesis de Maestría*, Universidad Nacional de Colombia. Colombia.
- Maza Rey, J. (2016). Escuela Técnica Superior de Ingenieros Industriales y de Telecomunicación. "Diseño cinemático y dinámico del sistema de suspensión para vehículo de competición formula student" *Trabajo de grado*. Cantabria.
- Reza, N. J., (2008). *Vehicle Dynamics. Theory and Applications*, Riverdale. NY, Springer.
- Salazar Salazar, J. X., Colcha Guashpa, F. y Pozo Safla, E. (2016). Escuela Superior Politécnica de Chimborazo, Ingeniería Automotriz "Simulación por elementos finitos y propuesta de modelo matemático del comportamiento dinámico de la suspensión posterior de una motocicleta de carretera tipo custom 125 cc". Ecuador.
- Sevilla, L. V. y Suñer Martinez, J. L., (2017). Universidad Politécnica de Valencia "Modelo y simulación dinámica del automóvil Fiat/Seat 600". España.
- Zienkiewicz, O. C. y Taylor, R. L., (1994). *El Método de los Elementos Finitos*, Vol. 1 y 2, McGraw-Hill, Barcelona.

7. SIMULACIÓN DEL COMPORTAMIENTO DEL NEUMÁTICO AGRÍCOLA 7.50-20 POR EL MÉTODO DE LOS ELEMENTOS FINITOS

RESUMEN

El objetivo de la investigación es obtener un modelo numérico de simulación del neumático 7.50-20, que logre explicar de forma eficaz el comportamiento de las deflexiones estáticas a diferentes presiones de inflado. Se desarrollaron dos modelos de simulación por el método de los elementos finitos para el sistema llanta-neumático para predecir su comportamiento ante carga estática con diferentes presiones de inflado, evaluando los modelos a partir de datos experimentales. Mediante la simulación numérica se determinó la deflexión producida en el sistema llanta-neumático 7.50-20, bajo la acción de cargas estáticas y considerando tres presiones de inflado (0.13, 0.23 y 0.31 MPa). Para la prueba experimental los porcentajes de errores relativos oscilaron entre 0.89 y 6.37%. El modelo uno presentó relación directa entre la presión de inflado y la deflexión estática, contradiciendo los resultados experimentales. La desviación relativa de las deflexiones obtenidos entre el modelo dos y los datos experimentales con carga de 4,800 N y presión de 0.23 MPa, fueron de sólo un 0.06%, siendo resultados muy cercanos a los obtenidos experimentalmente. El desarrollo de este modelo beneficia de gran manera el futuro diseño de neumáticos dando pasos de avance en la modelación y simulación de elementos no metálicos.

Palabras clave: presión de inflado, condiciones de frontera, análisis de convergencia.

ABSTRACT

The objective of the research is to obtain a numerical simulation model of the tire (7.50-20), which effectively explains the behavior of static deflections at different inflation pressures. Two simulation models were developed by the finite element method for the tire-tire system to predict its behavior against static load with different inflation pressures, evaluating the models from experimental data. Using the numerical simulation, the deflection produced in the tire-tire system 7.50-20 was determined, under the action of static loads and considering three inflation pressures (0.13, 0.23 and 0.31 MPa). For the experimental test, the percentages of relative errors ranged between 0.89 and 6.37%. Model one presented a direct relationship between inflation pressure and static deflection, contradicting the experimental results. The relative deviation of the deflections obtained between model two and the experimental data with a load of 4,800 N and a pressure of 0.23 MPa, were only 0.06%, being results very close to those obtained experimentally. The development of this model greatly benefits the future design of tires taking steps in the modeling and simulation of non-metallic elements.

Keywords: pumping pressure, border conditions, convergence analysis.

Tesis de Doctorado, posgrado en Ingeniería Agrícola y Uso Integral del Agua, Universidad Autónoma Chapingo.

Autor: Raudel Flores Moreno

Director: Gilberto de Jesús López Canteñis

7.1. Introducción

El neumático une la superficie del suelo con el vehículo y confiere adherencia, estabilidad y confort siendo el responsable de gran parte de la energía que se consume. Los mismos se clasifican en convencionales o diagonales y radiales. Debido a la poca resistencia de los neumáticos radiales a cargas de impacto laterales, en equipos pesados y máquinas agrícolas aún se emplean neumáticos convencionales dependiendo del desempeño del equipo. Las máquinas agrícolas se desplazan por terrenos no pavimentados, terraplenes, preparados para sembrar y sin preparar, los cuales poseen condiciones muy adversas, por lo que el estudio de las condiciones del neumático adquiere mayor importancia. De esta forma queda evidenciada la necesidad de contar con diseños de neumáticos que garanticen la eficiencia y el buen funcionamiento de los remolques agrícolas.

En el diseño de neumáticos se han empleado métodos llenos de simplificaciones e idealizaciones, que abordan de una forma sencilla y básica el problema, por lo que no permiten obtener con exactitud su comportamiento estático ni dinámico, ni aportan datos precisos de desplazamientos, masa, volumen o distribución espacial. Con los métodos numéricos, es posible obtener modelos de simulación numérica con un alto grado de precisión y fiabilidad (Singh y Singh, 2015; Wan, Shan, Liu, Wang H. y Wang J. 2016; Castro y Güiza, 2017). El comportamiento mecánico de los neumáticos ha sido estudiado y modelado por varios investigadores como: Kabe y Koishi (2000); Bolarinwa y Olatunbosun (2004); Senatore y Sandu (2011); Stickle, De La Fuente y Oteo (2011); Dalmau, Jaureguizar, Kuster y Marzocca (2014); Lee y Gard (2014). Recientemente se encuentran estudios como el realizado por González, Herrera, Iglesias, Diego, Urriolagoitia y Hernández (2012); Taheri Sandu, Taheri, Pinto y Gorsich (2015), donde exponen métodos de caracterización de suelo, neumáticos y la interacción entre ellos. Lee (2015), evalúa un modelo estocástico para el efecto de la interacción entre el suelo y el neumático considerando el deslizamiento combinado con resultados aceptables. Zhao, Zang, Chen, Li y Wang (2015), realizaron un modelo por el método de los elementos finitos (MEF) de una rueda

elástica mecánica, coincidiendo este con los resultados que obtuvieron de forma experimental.

El método de los elementos finitos, como método numérico de discretización asistido por computadora, constituye una vía alternativa al método analítico de medios continuos, que facilita la solución de problemas complejos de ingeniería, siendo considerado una herramienta de indudable valor práctico y de gran aplicación a nivel mundial

En el MEF, un dominio dado se divide en subdominios llamados elementos finitos y se desarrolla una solución aproximada para cada uno de los subdominios. El complejo sistema de puntos llamados nodos que emplea el MEF hace una red llamada malla (Lozada y Suquillo, 2018). La malla está definida para almacenar las propiedades del material y la estructura, procesando la información para definir su reacción ante las cargas aplicadas. Los puntos de la malla denominados nodos son los que garantizan el procesamiento de los datos, a mayor densidad de puntos mayor serán las ecuaciones y los cálculos a realizar. La red vectorial formada por los nodos contiene las propiedades del material, creando varios elementos unidos por los nodos como puntos en común.

El objetivo del presente trabajo fue obtener un modelo numérico de simulación para el neumático 7.50-20, que logre explicar de forma eficaz el comportamiento de las deflexiones estáticas a diferentes presiones de inflado. El desarrollo de este modelo beneficiará el diseño de neumáticos dando una visión general de la relación entre aspectos como la presión de inflado, la carga y la deflexión.

7.2. Materiales y métodos

7.2.1. Descripción del sistema objeto de investigación

Para la investigación se emplea un neumático diagonal de tipo 7.50-20, en la Figura 7.1 se describe el sistema llanta-neumático donde sus dimensiones generales sin cargas actuantes son, ancho y altura de la sección, diámetro y radio del neumático sin carga y el diámetro de la llanta, los valores de sus dimensiones aparecen reflejadas en la Cuadro 7.1.

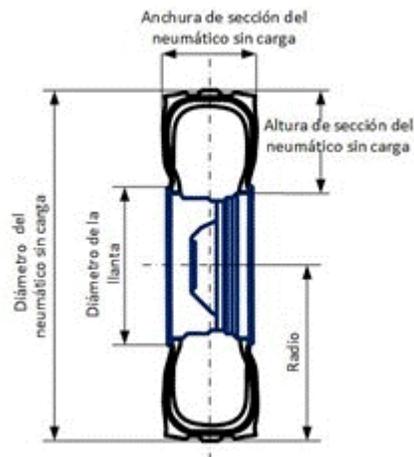


Figura 7.1. Dimensiones generales del sistema llanta-neumático.

Cuadro 7.1. Valor de las dimensiones generales del sistema llanta-neumático.

Ancho de sección	Altura de sección	Diámetro de llanta	Diámetro del neumático sin carga	Radio del neumático sin carga
7.50"	9"	20"	38"	19"
190.5 mm	228.5 mm	508 mm	965 mm	482.5 mm

Para el correcto desarrollo del MEF existen pasos que deben de cumplirse dependiendo del caso de análisis, los cuales son: 1. Digitalización del sistema objeto de estudio con herramientas de diseño asistido por computadora (CAD); 2. Importar hacia el programa de análisis por el método de los elementos finitos la geometría digitalizada; 3. Seleccionar el tipo de estudio; 4. Aplicar las propiedades del material; 5. Definir las condiciones de frontera del sistema; 6. Aplicar contactos entre componentes; 7. Realizar análisis de convergencia; 8. Crear mallado según los resultados del análisis de convergencia.

7.2.2. Desarrollo de la simulación numérica del sistema llanta-neumático por MEF

Se emplearon dos modelos geométricos los cuales fueron simulados bajo diferentes condiciones de trabajo.

El modelo uno para el sistema llanta-neumático se confeccionó a partir de un esbozo detallado de la sección del neumático empleando el software SolidWorks 2012, las partes componentes del modelo uno aparece en la Figura 7.2.



Figura 7.2. Elementos componentes del modelo uno para el neumático 7.50-20.
1. Capa exterior del neumático (Bandas laterales y de rodadura); 2. Capa interior del neumático compuesto por cuerdas y caucho; 3. Llanta metálica y 4. Superficie rígida de apoyo.

En este caso se consideró la diferencia en la composición de los materiales de su geometría (zona de rodaje y banda lateral), a los cuales se les asigna valores del módulo de elasticidad y del coeficiente de Poisson diferentes. Este modelo es procesado empleando el software de análisis por elementos finitos ANSYS R15.0. Mediante el programa Autodesk Inventor 9.0 se desarrolló el modelo dos, el cual difiere de la geometría del modelo uno en la cantidad de componentes empleados en su modelación. Para este caso se combinaron la capa exterior e interior formando un solo elemento. El modelo dos es una simplificación que mantiene la geometría original, pero no se consideran diferencias en el módulo de elasticidad de las diferentes partes del mismo, aplicándose un módulo de elasticidad y coeficiente de Poisson global. El análisis del modelo se realiza por el método de los elementos finitos con el programa Cosmos DesignStar 3.0.

7.2.3. Condiciones de frontera

Para el estudio de los dos modelos de neumáticos se consideraron tres niveles de presión de inflado 0.13 MPa baja presión de inflado, 0.23 MPa condición

normal y 0.31 MPa para una situación de exceso de presión en el neumático. A cada una de las condiciones de presión de inflado se le aplicaron cargas estáticas verticales en el centro de la rueda en el semi-arco inferior del agujero de la llanta que van desde 3300 hasta 6800 N a intervalos de 500 N. A la zona de contacto del neumático con la plancha metálica se le aplicaron restricciones fijas, se restringió el movimiento horizontal por lo que excesivamente se trabaja en el eje vertical. El resto de las uniones del modelo se consideraron soldadas (Figura 7.3).

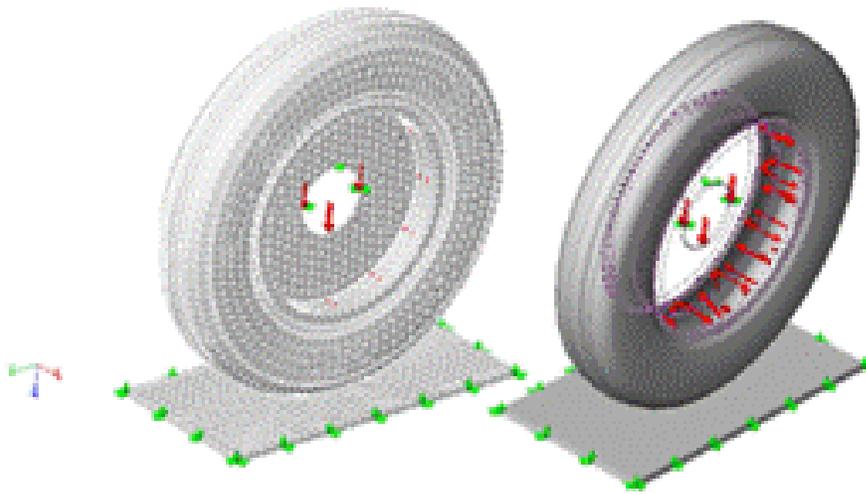


Figura 7. 3. Condiciones de frontera de los modelos de simulación por el método de los elementos finitos.

Los datos del módulo de elasticidad del modelo uno en sus diferentes elementos fueron tomados de estudios de Flores, Martínez, Valerio, De La Cruz y Laffita (2010), para el caso del modelo dos se aplicó un módulo de elasticidad global, calibrado en función de los resultados experimentales. Las propiedades físico mecánicas de los materiales empleados en la simulación de ambos modelos aparecen en el Cuadro 7.2. Las características de la malla empleada ambos modelos se muestran en el Cuadro 7.3.

Cuadro 7.2. Partes componentes de los modelos y sus propiedades físico mecánicas.

Modelos	Partes componentes	Módulo de elasticidad, MPa	Coefficiente de Poisson	Densidad, kg·m⁻³
uno	Capa exterior	203,54	0,45	1 153,7
	Capa interior	244,55	0,42	1 153,7
	Llanta	200 000	0,3 7	850
	Superficie de apoyo	200 000	0,3 7	850
	Elemento de caucho	35	0,45	1 153,7
dos	Llanta	200 000	0,3 7	850
	Superficie de apoyo	200 000	0,3 7	850

Cuadro 7.3. Características de la malla empelada en la simulación.

Características	Modelo uno	Modelo dos
Tipo de mallador	Estándar	Estándar
Calidad de la malla	Baja	Alta
Transición automática	Apagada	Apagada
Tolerancia	0,01 mm	1,257 mm
Tipo de elementos	cuadrático de alto orden	Tetraédrico lineal
Tamaño de elementos	35 mm	25,14 mm
Cantidad de Elementos	61,378	28,641
Cantidad de Nodos	119,683	8,956

7.2.4. Ensayos experimentales

En correspondencia con los resultados de los modelos numéricos de simulación, se desarrollaron las investigaciones, observaciones y mediciones experimentales. Para cada nivel de presión de inflado se aplicaron cargas

estáticas de manera ascendente y descendente, con tres repeticiones por cada ensayo experimental. La instalación experimental está compuesta por un remolque agrícola de un solo eje de ruedas, el cual fue modificado para los experimentos (Figura 7.4). Para medir el valor de la carga aplicada se empleó una celda de carga a compresión modelo CLY, marca CRITM, colocado en la parte inferior del neumático y un amplificador con precisión de lectura 10 N ambos dispositivos se muestran en la Figura 7.5.A.

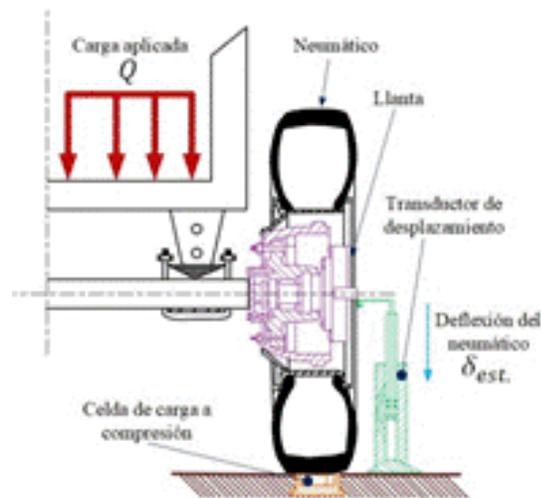


Figura 7.4. Diagrama del ensayo experimental para la determinación de las deflexiones.

Para determinar experimentalmente la deflexión estática (δ_{est}) del sistema llanta-neumático, en función de la carga aplicada, se empleó un transductor de desplazamiento marca Kyowa de una precisión de lectura de 0.01 mm (Figura 7.5.C). El transductor de desplazamiento fue ajustado a cero a partir de la carga representada por el peso propio del remolque sobre el neumático objeto de estudio, que medido a través de la celda de carga resultó de 3300 N con una deflexión inicial que dependió del nivel de presión de inflado. El voltaje de salida del transductor de desplazamiento era manipulado a través de una caja de cómputo y balance de resistencia modelo SS-24R (Figura 7.5.B), para luego ser amplificado mediante un amplificador tensométrico modelo SM60D (Figura 7.5.E), cuyos datos aparecen en el Cuadro 7.4. La presión de inflado de los neumáticos fue ajustada con un manómetro con exactitud de 0.01 MPa (Figura 7.5.D).

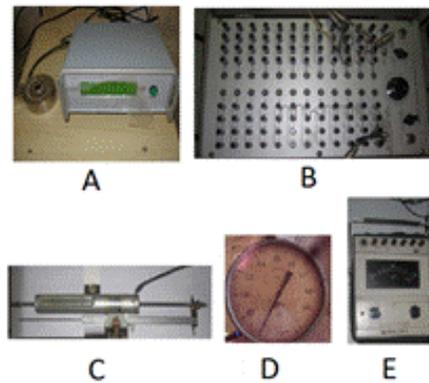


Figura 7.5. Instrumentación de los ensayos experimentales. A. Celda de carga a compresión. B. Caja de cómputo y balance de resistencia. C. transductor de desplazamiento. D. Manómetro y E. Amplificador tensométrico.

Cuadro 7.4. Datos técnicos del amplificador tensométrico empleado en las mediciones experimentales.

Parámetros	Valor
Rango de medición	-29.500 a 30.500 μ strain
Lectura mínima	5 μ strain
Escala métrica	\pm 5000 μ strain
Voltaje del puente	1.6 V DC
Factor de la galga	2.00, constante
Exactitud	10

Fuente: Datos según el fabricante.

7.2.5. Procesamiento y evaluación estadística de los datos primarios

Por lo general un ajuste perfecto entre el modelo y la realidad no se dan. Por esta razón existen procedimientos que describen el comportamiento de la predicción de Y en función de X o, al revés, la inexactitud del modelo. El análisis de regresión lineal es muy empleado como medida de la dispersión de los datos alrededor de la línea de regresión en cada uno de los estudios por independiente, tanto para los obtenidos de forma experimental como mediante simulación numérica. Para obtener las ecuaciones de regresión se consideraron los diferentes niveles de cargas y las tres presiones de inflado. La comparación entre análisis de regresión y sus ecuaciones permitieron comparar los estudios de simulación numérica con el caso real (experimental). Los datos experimentales se representan gráficamente y se les determinan las ecuaciones de regresión: deflexión estática

contra carga (Q) y carga contra deformación unitaria estática, para cada presión de inflado del neumático.

7.2.6. Cálculo de los errores experimentales

Se realizó un análisis de los errores obtenidos en el estudio experimental para cada una de las cargas analizadas, se obtuvieron los errores de regresión, los errores de cargas contra deflexión y los errores aleatorios totales expresados en mm y en porcentaje a escala total.

Para cada variable dependiente en función de la carga (Q), el error total se calculó por:

$$E_{Total} = \sqrt{E_r^2 + E_{Atotal}^2 + E_{prop}^2} \dots\dots\dots(7.1)$$

donde:

E_r - error de regresión;

E_{Atotal} - error aleatorio tota;

E_{prop} - error propagación de la variable independiente en la dependiente.

Cada una de ellas se calcula mediante:

$$E_r = \sigma_r * t_{\rho,y} \dots\dots\dots(7.2)$$

donde:

$t_{\rho,y}$ - distribución t de Student para una probabilidad $\rho = 95\%$, y un grado de libertad de la ecuación de regresión;

$$y = [N - (m + 1)] \dots\dots\dots(7.3)$$

donde:

N - número de corridas experimentales, m - exponente de la ecuación de regresión;

σ_r - desviación estándar de regresión.

$$\sigma_r = \sqrt{\sum_{k=1}^N \frac{(Y_{kr} - Y_{kmedida})^2}{N - (m+1)}} \dots\dots\dots(7.4)$$

donde:

Y_{kr} - cada valor de la variable dependiente obtenida por la ecuación de regresión para cada valor medido de la variable independiente;

$Y_{kmedida}$ - cada valor medido de la variable dependiente.

$$E_{Atotal} = \sqrt{E_{y-aleatorio}^2 + E_{y-lectura}^2} \dots\dots\dots(7.5)$$

donde:

$E_{y-aleatorio}$ - es el error de lectura del instrumento de medición para la variable dependiente, determinado por:

$$E_{y-aleatorio} = \sigma_{y-m\u00e1x} * t_{\rho,\gamma} I\sqrt{n} \dots\dots\dots(7.6)$$

$\sigma_{y-m\u00e1x}$ - desviación estándar máxima del valor medio de la variable dependiente;

$t_{\rho,\gamma}$ - distribución t de Student para una probabilidad $\rho = 95 \%$ y grado de libertad $\gamma = n$, número de repeticiones en cada corrida o experimento de la variable dependiente; según Muller, Neuman, y Storm (1982).

$E_{y-lectura}$ - error de lectura del instrumento de medición para la variable dependiente.

Se calcula E_{Atotal} para la variable independiente de la forma siguiente:

$$E_{Atotal} = \sqrt{E_{x-aleatorio}^2 + E_{x-lectura}^2} \dots\dots\dots(7.7)$$

El error de lectura del instrumento de medición para la variable independiente se determina de la misma forma que para la variable dependiente:

$$E_{x-lectura} = \sigma_{y-m\u00e1x} * t_{\rho,\gamma} I\sqrt{n} \dots\dots\dots(7.8)$$

El error de propagación se determina como:

$$E_{prop} = \sqrt{\sum_{i=1}^m \left(\frac{\partial y}{\partial x_i} E_{x-lectura} \right)^2} \dots\dots\dots(7.9)$$

donde:

$\frac{\partial y}{\partial x_i}$ -derivadas parciales de la ecuación de regresión en función de las variables independientes;

7.3. Análisis de los resultados

7.3.1. Resultados de la medición experimental de la deflexión estática

En la Figura 7.6 se muestra los resultados de las deflexiones del sistema llanta-neumático, obtenidas experimentalmente para los diferentes niveles de carga y las tres presiones de inflado estudiadas. Se realizó un análisis estadístico que permitió obtener las ecuaciones de regresión lineal para las deflexiones según las tres presiones de inflado experimentadas. Se obtienen altos coeficientes de correlación, superando el estadígrafo R^2 el valor de 0.99 en los tres casos. Para la presión de inflado de 0.13 MPa se pudo apreciar que el coeficiente de determinación alcanzo un valor de 0.999 siendo el más alto obtenido. En el caso que el neumático se inflo a presiones de 0.23 MPa se alcanzó un R^2 de 0.9947, siendo inferior al valor obtenido para una presión de inflado de 0.31 MPa que fue de 0.9979. Los datos de forma general se ajustan a un comportamiento lineal casi perfecto con pequeñas desviaciones, por lo que es casi proporcional, a iguales incrementos de carga estática se notan similares incrementos de deflexión (Figura 7.6). También se notó que a medida que aumenta la presión de inflado las deflexiones son menores, esto se debe a que aumenta el coeficiente de rigidez radial del neumático. La pendiente de la recta es menor a mayor presión de inflado, su relación inversamente proporcional está dada a que con una mayor rigidez del neumático es preciso valores mayores de carga para obtener las mismas deflexiones.

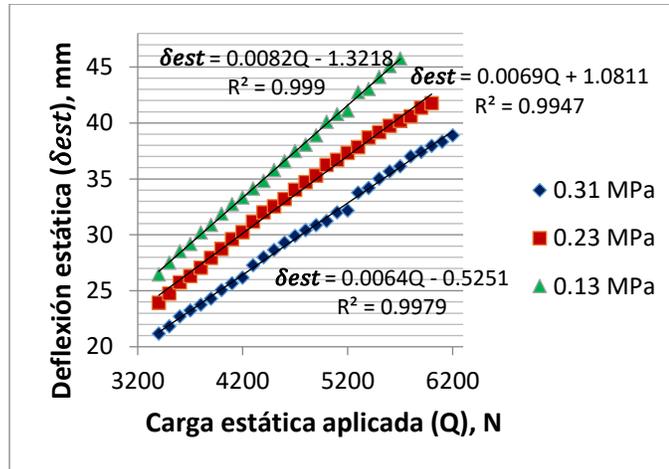


Figura 7.6. Resultados de las deflexiones totales obtenidas de forma experimental para las tres presiones de inflado analizadas.

En el Cuadro 7.5 se muestran los componentes del error total obtenido para cada una de las presiones de inflado, obteniéndose los porcentajes de errores relativos a escala total entre 0.89 y 6.37%. Los errores de medición más altos se alcanzaron para el caso donde se trabajó con una presión de inflado de 0.31 MPa, donde el error total fue de 0.88 mm.

Cuadro 7.5. Errores experimentales.

Presión de inflado	Error de regresión	Error de carga contra deflexión	Error aleatorio total, mm	Error total, mm	% a escala total
0.31 MPa	0.47	0.063	0.743	0.88	6.368
0.23 MPa	0.539	0.07	0.098	0.553	1.77
0.13 MPa	0.643	0.08	0.054	0.651	0.89

7.3.2. Resultados de la simulación numérica en la determinación de las deflexiones estáticas para el modelo uno

En la Figura 7.7.A se ve una vista parcial de la salida gráfica del programa de análisis por elementos finitos (ANSYS R15.0) en la simulación numérica del modelo uno para la determinación de las deflexiones estáticas. La Figura 7.7.B muestra de forma gráfica los resultados de las deflexiones estáticas obtenidas mediante la simulación por el método de los elementos finitos para el modelo

uno, donde se aprecia una influencia de la presión de inflado sobre la deflexión estática contraria a los resultados experimentales. Los resultados obtenidos del modelo indican una disminución de los valores de la deflexión estática cuando la presión de inflado es menor, lo cual tampoco concuerda con la experiencia práctica. Por otro lado, si se comparan los valores de las deflexiones obtenidos con el modelo uno para las diferentes cargas, con los obtenidos experimentalmente se aprecia que estos últimos superan entre tres y cuatro veces a los primeros. Estos resultados pueden estar ocasionados fundamentalmente, por no contar con los datos específicos sobre las propiedades mecánicas (fundamentalmente el módulo de elasticidad) de las partes componentes del neumático, los cuales han sido tomados de trabajos anteriores realizados sobre otros tipos de neumáticos. Por otro lado, el comportamiento del modelo uno estudiado mediante un análisis de regresión muestra una pendiente de 0.0011 para las tres presiones de inflado estudiadas.

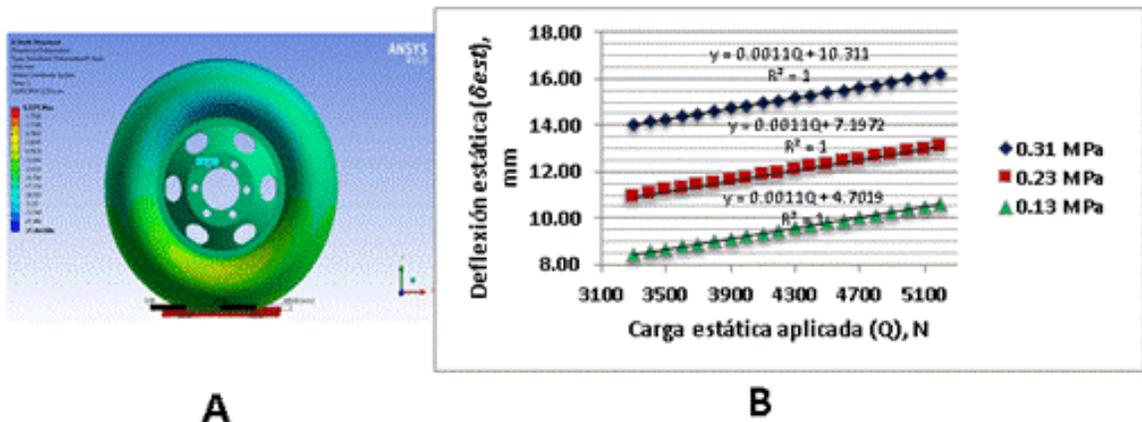


Figura 7.7. Estudios efectuados con el modelo uno.

A. Salida gráfica del programa ANSYS R15.0 en la determinación de las deflexiones estáticas. B. Regresión entre la carga aplicada y las deflexiones estáticas obtenidas en el modelo uno para diferentes niveles de inflado.

7.3.3. Resultados de la simulación numérica en la determinación de las deflexiones estáticas para el modelo dos

En la Figura 7.8.A se ve una vista parcial de la salida gráfica del programa de análisis por elementos finitos (Cosmos DesignStar 3.0) en la simulación numérica del modelo dos. El procesamiento estadístico de estos resultados arrojó las

ecuaciones de regresión que se exponen en la Figura 7.8.B, donde se aprecia una alta coincidencia entre los resultados obtenidos con el modelo dos de elementos finitos y los resultados experimentales expuestos en la figura 6.6. Comparando los resultados obtenidos a presiones medias de inflado (0.23 MPa) y con una carga aplicada estáticamente de 4,800 N, se obtienen valores de la deflexión de 34.49 mm y 34.70 mm para el modelo dos y el experimento respectivamente, lo que representa una desviación relativa de sólo un 0.06 %. Al comparar las pendientes de regresión obtenidas por ambos métodos se aprecia que para el caso experimental que fue de 0.0082 para una presión de inflado de 0.13 MPa, en el caso que se analizó la presión de 0,23 MPa la pendiente alcanzo un valor de 0.0069 y en la máxima presión de inflado (0,31 MPa) el valor fue de 0.0064. Para el caso del modelo dos la pendiente alcanzo 0.0077, 0.0076 y 0.0076 para las presiones de 0.13; 0.23 y 0.31 MPa respectivamente, demostrando que poseen valores muy cercanos. Asimismo, el resultado obtenido para diferentes niveles de inflado del neumático en el caso del modelo dos, refleja un incremento de la deflexión cuando disminuye la presión de inflado, lo que coincide con los resultados experimentales.

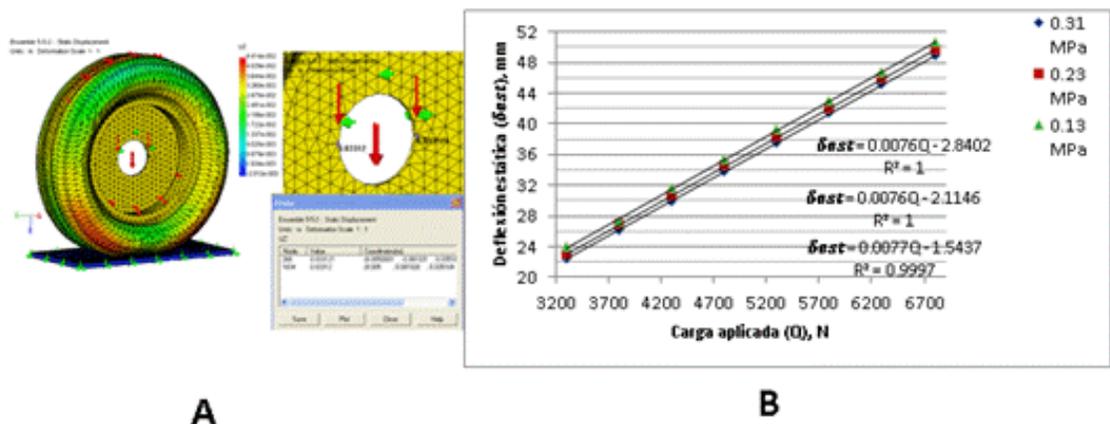


Figura 7.8. Estudios efectuados con el modelo dos.

A. Salida gráfica del programa Cosmos DesignStar 3.0 en la determinación de las deflexiones estáticas. B. Regresión entre la carga aplicada y las deflexiones obtenidas en el modelo dos para diferentes niveles de inflado.

7.4. Conclusiones

- El análisis de regresión arrojó una pendiente de 0.0082 para una presión de inflado de 0.13 MPa, 0.0069 para una presión de 0.23 MPa y de 0.0064 en la máxima presión de inflado (0.31 MPa).
- Para el caso del modelo uno de simulación numérica por el método de los elementos finitos se aprecia una relación directa entre la presión de inflado y la deflexión estática, detectándose las mayores deflexiones con la mayor presión de inflado, resultados que contradicen las pruebas experimentales.
- La desviación relativa de las deflexiones obtenidos entre el modelo dos y los resultados experimentales para niveles medios de carga (4800 N) y presión de inflado de 0.23 MPa, fueron de sólo un 0.06 %. Mediante la simulación numérica por el método de elementos finitos es posible determinar la deflexión producida en el sistema llanta-neumático 7.50-20, bajo la acción de cargas estáticas y considerando diferentes niveles de inflado.

7.5. Literatura citada

- Bolarinwa, E.O. y Olatunbosun, O.A. (2004). "Finite element simulation of the tyre burst test. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers. Part D", *Journal of automobile engineering*, 218(11): 1251-1258, ISSN: 0954-4070.
- Castro, D. y Güiza, R. (2017). *Análisis del efecto de una grieta en el comportamiento estructural de una biela usando FEA*, Inst. Grupo de Investigación en Energía y Medioambiente (GIEMA). Universidad Industrial de Santander, Colombia, Engineering Sciences [physics]/ Mechanics [physics.med-ph]/ Mechanics of the structures [physics.class-ph], Colombia.
- Dalmau, M.E.; Jaureguizar, L.F.; Kuster, J. y Marzocca, A.J. (2014) "Estudio y caracterización de modos normales en neumáticos para vehículos de pasajeros. Gerencia de Investigación y Desarrollo – Fate S.A.I.C.I.", En: *Anales Afa*, vol. 25, pp. 214-219, ISBN: 1850-1168.
- Flores, M.R.; Martínez, R.A.; Valerio, P.S.G.; De La Cruz, V.L. y Laffita, L.A. (2010). "Determinación de propiedades físico-mecánicas del material componente de un neumático de tractor", *Revista Ciencias Técnicas Agropecuarias*, 19(3): 57-61, ISSN: 1010-2760, e-ISSN: 2071-0054.
- González, C.O.; Herrera, S.M.; Iglesias, C.C.E.; Diego, N.F.; Urriolagoitia, S.G. y Hernández, G.L.H. (2012). "Modelo en elementos finitos de la interacción neumático-suelo", *Revista Mexicana de Ciencias Agrícolas*, 3(4): 664-671, ISSN: 2007-0934.

- Kabe, K. y Koishi, M. (2000). "Tire cornering simulation using finite element analysis", *Journal of Applied Polymer Science*, 78(8): 1566-1572, ISSN: 0021-8995.
- Lee, J.H. y Gard, K. (2014). "Vehicle–soil interaction: testing, modeling, calibration and validation", *Journal of Terramechanics*, 52: 9-21, ISSN: 0022-4898, DOI: <https://doi.org/10.1016/j.jterra.2013.12.001>.
- Lee, J.H. (2015). "Statistical modeling and comparison with experimental data of tire–soil interaction for combined longitudinal and lateral slip", *Journal of Terramechanics*, 58: 11-25, ISSN: 0022-4898, DOI: <https://doi.org/10.1016/j.jterra.2014.12.005>.
- Lozada, A.F.V. y Suquillo, N.R.G. (2018). "Analysis by the finite element method of the behavior of the ABS brake pads with materials based on steel and zinc discretizing the continuous element using CAE software", *Enfoque UTE*, 9(1): 188-203, ISSN: 1390-6542, DOI: <https://doi.org/10.29019/enfoqueute.v9n1.259>.
- Muller, H.P.; Neuman, P. y Storm, R. (1982). *Tabla de estadística matemática*, Ed. Mir, Finanzas y estadísticas, Moscú, Rusia, 131 p.
- Senatore, C. y Sandu, C. (2011). "Off-road tire modeling and the multi-pass effect for vehicle dynamics simulation", *Journal of Terramechanics*, 48(4): 265-276, ISSN: 0022-4898, DOI: <https://doi.org/10.1016/j.jterra.2011.06.006>.
- Singh, N.K. y Singh, K.K. (2015). "Review on impact analysis of FRP composites validated by LS-DYNA", *Polymer Composites*, 36(10): 1786-1798, ISSN: 0272-8397, DOI: 10.1002/pc.23064.
- Stickle, M.; De La Fuente, P. y Oteo, C. (2011). "Mecánica de Contacto de Cuerpos Deformables. Interacción suelo-estructura", *Revista de Investigación "Pensamiento Matemático"*, (1), ISSN: 2174-0410, DOI: [doaj.org/article:8cfe11f4485a4a6193037565b15b7f43](https://doi.org/10.1016/j.jterra.2011.06.006).
- Taheri, S. h; Sandu, C.; Taheri, S.; Pinto, E. y Gorsich, D. (2015). "A technical survey on Terramechanics models for tire–terrain interaction used in modeling and simulation of wheeled vehicles", *Journal of Terramechanics*, 57: 1-22, ISSN: 0022-4898, DOI: 10.1016/j.jterra.2014.08.003.
- Wan, X.; Shan, Y.; Liu, X.; Wang, H. y Wang, J. (2016). "Simulation of biaxial wheel test and fatigue life estimation considering the influence of tire and wheel camber", *Advances in Engineering Software*, 92: 57-64, ISSN: 0965-9978, DOI: <https://doi.org/10.1016/j.advengsoft.2015.11.005>.
- Zhao, Y.; Zang, L.; Chen, Y.; LI, B. y Wang, J. (2015). "Non-pneumatic mechanical elastic wheel natural dynamic characteristics and influencing factors", *Journal of Central South University*, 22(5): 1707-1715, ISSN: 2095-2899, DOI: <https://doi.org/10.1007/s11771-015-2689-1>.

8. CONCLUSIONES GENERALES

En la investigación se evaluaron y compararon varias metodologías para el cálculo de coeficientes de cargas dinámicas, se determinaron experimentalmente los coeficientes de cargas dinámicas en una viga estructural, como base para el desarrollo de la modelación. Se lograron desarrollar y evaluar modelos numéricos de simulación del sistema de suspensión por resortes de ballestas, del neumático agrícola 7.50-20 y del eje de ruedas del remolque agrícola, con un error aceptable.

- En la viga estructural la diferencia relativa existente entre los coeficientes de cargas dinámicas por método experimental (MExp.) y por simulación numérica (MS) oscila entre 3.479 y 5.122 %, respectivamente, siendo sustancialmente inferiores a los valores obtenidos para el método analítico (MA), que alcanzó valores desde 21.820 hasta 27.201%.
- Se analizó experimentalmente el comportamiento de una viga estructural ante cargas de impacto, obteniéndose las ecuaciones de regresión de tipo polinomial de grado dos para una altura de impacto de 0.01 m, mientras que para alturas de impacto de 0.4, 0.5, 0.6 y 0.7 m fueron polinomiales heterogéneas completas de grado tres.
- Los valores del coeficiente de cargas dinámicas experimental (k_{de}) son de 45.90 a 10.67 veces menor que el determinado teóricamente sin tener en cuenta la masa del cuerpo impactado (k_d) y de 31.49 a 8.40 veces menor que la que tiene en cuenta la masa del cuerpo impactado (k_D).
- La ecuación de regresión del desplazamiento (D) del punto de impacto de la viga en función de la altura de caída (h) y la carga de impacto (C), son lineal para cargas hasta 61.3 N en caso de aumento de la carga el comportamiento es polinomial de grado tres.
- Se desarrolló el modelo numérico del eje de ruedas y combinando los resultados con el método de energía se obtuvieron los coeficientes de cargas dinámicas y una evaluación del mismo. El coeficiente de carga dinámica

máximo fue de 11.3, en caída libre y desprovisto de neumáticos y suspensión, sufrirá deformaciones plásticas a una altura superior a 0.15 m.

- El sistema de resortes de ballestas en el análisis experimental mostro una ecuación de regresión correspondientes a la deflexión con una pendiente de 0.8446, un intercepto de 0.0277 y un coeficiente de determinación (R^2) igual a 0.9758. El modelo de simulación numérica para el sistema de resortes de ballestas de seis hojas empleado en el remolque agrícola de seis toneladas de capacidad, permitió describir su comportamiento ante carga estática con un error de predicción de 15.57 %.
- El sistema llanta-neumático 7.50-20 experimentalmente mostro una pendiente de 0.0082 para una presión de inflado de 0.13 MPa, 0.0069 para una presión de 0.23 MPa y de 0.0064 en la máxima presión de inflado (0.31 MPa). Mientras que el modelo dos de simulación numérica por el método de los elementos finitos alcanzó una desviación relativa entre las deflexiones simuladas y las experimentales para niveles medios de carga (4800 N) y presión de inflado de 0.23 MPa, de sólo un 0.06 %.