



ESTUDIO PSEUDODINÁMICO DE LA VIGA DE GIRO DE LA COSECHADORA DE CAÑA CUBANA CCA-5000

RAFAEL VALERA LLANES¹, ROBERTO ANDRÉS ESTRADA CINGUALBRES²,
HÉCTOR CALZADILLA DUBRAS¹

¹Centro de Desarrollo de la Maquinaria de Holguín,
calle Coliseo esq. a Peralta, Holguín, Cuba

²Universidad de Holguín
Centro de Estudios CAD/CAM, Facultad de Ingeniería,
Ave. XX Aniversario km 1, Holguín, Cuba

(Recibido 10 de septiembre de 2014, revisado 19 de noviembre de 2014, para publicación 4 de diciembre de 2014)

Resumen – En este trabajo se realiza un estudio del estado tensional de la viga de giro del transportador de descarga del nuevo modelo de cosechadora cañera cubana CCA-5000 en la etapa de investigación-desarrollo. Se aplicaron las cargas extremas obtenidas a partir de su cálculo teórico y su multiplicación por los correspondientes coeficientes dinámicos obtenidos a partir de la evaluación experimental extensométrica del modelo de cosechadora KTP-23 en una pista de obstáculos, modelo análogo en su estructura a la del nuevo prototipo. Para este estudio se utiliza el Método de los Elementos Finitos, obteniéndose la distribución del factor de seguridad y las tensiones en la viga para las diferentes combinaciones de cargas máximas actuantes sobre la misma. Se localiza la zona donde ocurren las tensiones máximas y el régimen de carga para las que se producen. La metodología propuesta permite evaluar la resistencia de los elementos de máquinas de equipos móviles en las etapas de investigación-desarrollo.

Palabras clave – Análisis por elementos finitos, pista de obstáculos, cargas extremas, técnica extensométrica.

1. INTRODUCCIÓN

En Cuba son utilizadas máquinas cosechadoras autopropulsadas, su funcionamiento está basado en el paso de la caña por varias etapas dentro de la combinada desde el momento del corte inferior hasta la entrega al transporte (Fig. 1). El corte inferior de la planta con determinada calidad y eficiencia según indicadores tecnológicos y energéticos, así como su transportación y trozado en el interior de la máquina y las irregularidades del terreno, producen otros efectos secundarios como vibraciones y ruidos [1].

La viga de giro sirve de apoyo en su parte inferior al transportador de descarga trasero de la cosechadora, tiene además la función de girar este en la posición recta o de transporte y en las posiciones a la derecha o a la izquierda (posiciones de cosecha) respecto a la dirección de marcha de la máquina. Este transportador tanto en el modelo KTP-23, como en la CCA-5000, tiene instalado un extractor de limpieza en su parte superior el cual aporta un alto dinamismo al sistema durante la traslación de la cosechadora.

Un vehículo está expuesto a excitaciones externas, tales como las fuerzas verticales en los elementos de contacto con la superficie debido a las irregularidades del terreno por el cual se desplaza, lo que produce una deflexión en los cuerpos flexibles y como consecuencia, una transmisión de fuerzas hacia los demás cuerpos del sistema. En [2] los autores plantean que la diversidad de irregularidades en el terreno, es uno de los factores más importantes que han de tomarse en cuenta en el análisis de un sistema vehicular.

En [3] los autores corroboran que las exigentes condiciones de los terrenos y características pesadas de los suelos en Cuba hacen habitual en la agricultura cubana los ejemplos de máquinas e implementos, tanto de fabricación nacional como de importación, que sufren deformaciones plásticas en su estructura o roturas frecuentes en sus órganos de trabajo y que la determinación de coeficientes de cargas dinámicas que posibiliten obtener con un grado de exactitud aceptable los estados tensionales en piezas y estructuras

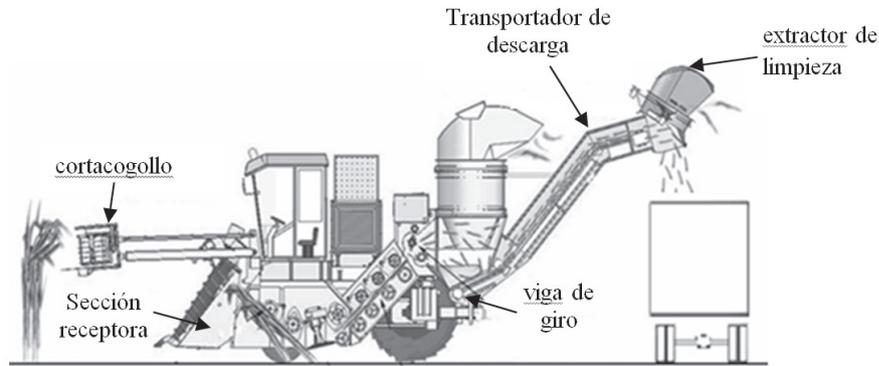


Fig. 1. Esquema tecnológico de la cosechadora de caña CCA-5000. /Elaboración propia con el software SolidWorks/.

sometidas a cargas de impacto, presenta un alto nivel de dificultad, sobre todo cuando los elementos sometidos a la acción de dichas cargas presentan una configuración que no sea simple, siendo necesario implementar otros métodos que simplifiquen el cálculo y permitan abordar casos no contemplados como típicos.

El Método de los Elementos Finitos (MEF) es ampliamente usado en la actualidad en diferentes aplicaciones del análisis estructural con el fin de determinar entre otros parámetros, el estado tensional de los elementos que conforman las mismas, sin importar su grado de complejidad y teniendo en cuenta inclusive, los concentradores de tensiones que puedan existir en esta.

Varios son los trabajos publicados donde se aplica este método al análisis de estructuras de diferentes tipos de vehículos, así en [4] se determina el comportamiento estático y modal del chasis de un ómnibus modernizado debido a la modificación realizada a la estructura que se montará sobre el mismo; por su parte en [5] los autores reducen el peso de un chasis teniendo en cuenta el estado tensional del mismo; en [6] los autores realizan el análisis dinámico de un chasis de un ómnibus debido a las cargas en diferentes tipos de vías analizándose además el fenómeno de la resonancia. En [7] se evalúa el comportamiento estructural de un acople mediante técnicas computacionales de elementos finitos, para después analizarlo una vez disminuida la sección crítica del mismo y realizar la evaluación de la vida útil de este.

En los trabajos [8, 9] se emplea el MEF para realizar el análisis resistivo y de rigidez del bastidor principal de la cosechadora cañera KTP-2M aplicando cargas pseudodinámicas obtenidas a partir de evaluaciones extensométricas en condiciones de explotación y regímenes extremos de la máquina. En [10] se aplican las técnicas de modelado por elementos finitos utilizadas para la simulación del comportamiento estructural de bastidores de vehículos comerciales. Se plantea el problema de modelado con elementos finitos tipo viga para la parte del bastidor tipo escalera. Para ello se analizan los problemas que se generan al modelar el resto del bastidor, en las cuales un elemento tipo cáscara o sólido aporta mayor fiabilidad al modelo.

Por su parte en [11] los autores realizan el cálculo de los parámetros dinámicos y respuestas de la carcasa de una caja de traspaso perteneciente a un equipo automotor pesado bajo la acción de rigurosas condiciones de trabajo. Se determinan sus frecuencias naturales, las respuestas de frecuencias ante cargas horizontales y las respuestas ante cargas de impacto vertical y horizontal. Se determinan los puntos más peligrosos de la compleja configuración del sistema analizado y se hacen recomendaciones para su mejor diseño. Todo a través de programas profesionales de dibujos gráficos y de elementos finitos.

En el estudio realizado en [12] se efectúa el análisis de distribución de las tensiones máximas ocurridas en un chasis y su efecto en los elementos para posteriores investigaciones y como resultado básico, determinar un coeficiente de seguridad satisfactoria para la estructura.

En [13] se utilizan los coeficientes dinámicos obtenidos a partir de la evaluación extensométrica a un modelo de cosechadora y se determinan las causas de la deformación plástica acaecida en el tubo inferior

de la estructura portante del órgano cortacogollo de la misma, logrando erradicar el problema a partir de la variación de la sección transversal de sus componentes.

En la presente investigación se utilizan los coeficientes dinámicos de las cargas extremas actuantes en los puntos de apoyo del transportador de descarga sobre la viga de giro, obtenidos a partir de la evaluación experimental extensométrica desarrollada en una pista de obstáculos al modelo de cosechadora KTP-23 con cortacogollo [14]. Empleando el paquete SolidWorks/Simulation, se determinó el estado tensional de la viga de giro propuesta en la etapa de investigación desarrollo para el nuevo modelo de cosechadora cañera CCA-5000, permitiendo hacer una evaluación sobre la capacidad de resistencia de la viga a las cargas extremas actuantes sobre la misma.

2. MATERIALES Y MÉTODOS

2.1. Determinación de los coeficientes dinámicos extremos en la viga de giro de la cosechadora

Para determinar los valores máximos de las cargas a que puede estar en un estado crítico sometida la máquina, se realizan las pruebas en regímenes extremos. En general los regímenes extremos de acuerdo con el tiempo general de explotación de la máquina ocupan un volumen pequeño, pero durante su ocurrencia aparecen grandes cargas, por ello se tienen en cuenta para los cálculos de resistencia no considerándose los mismos para los cálculos de recurso o durabilidad.

La viga de giro es un elemento que se encuentra sometido a cargas combinadas de flexión en dos planos en sus brazos en voladizo y de flexión, torsión y tracción-compresión en su eje central, es por ello, que resultó más racional la determinación de las cargas que actúan en sus extremos mediante la medición de las deformaciones que se producen en el cuerpo de la misma y luego, mediante un estudio numérico determinar la distribución de las tensiones que actúan en ella. Para lograr esto se pegaron galgas extensométricas eléctricas de 20 mm de longitud, 120 ohm de resistencia y 2 de factor de galga en ambos brazos de la viga conectadas de manera adyacente en un circuito en forma de semipunte, de manera tal que capten la flexión en el plano vertical y horizontal que se produce en esta y previa calibración, determinar los esfuerzos verticales (F_1 y F_2) y horizontales (N_1 y N_2) en los puntos de apoyo del transportador de descarga (Fig. 2).

La calibración se realizó en una prensa universal aplicando cargas escalonadas, las cuales se miden a través de un dinamómetro; las cargas se aplicaron en el punto medio de la viga en la cara superior y en la cara lateral de esta. Las fuerzas se aplicaron escalonadamente en régimen de carga y descarga (tres repeticiones) a la par que se midieron las deformaciones. Toda la información se muestra en la Tabla 1.

El coeficiente de calibración total será igual a:

$$\bar{\mu} = \frac{\sum \mu}{n} = \frac{141.2}{6} = 23.53 \frac{N}{\mu\epsilon}$$

donde:

n - número de repeticiones del coeficiente de calibración parcial.

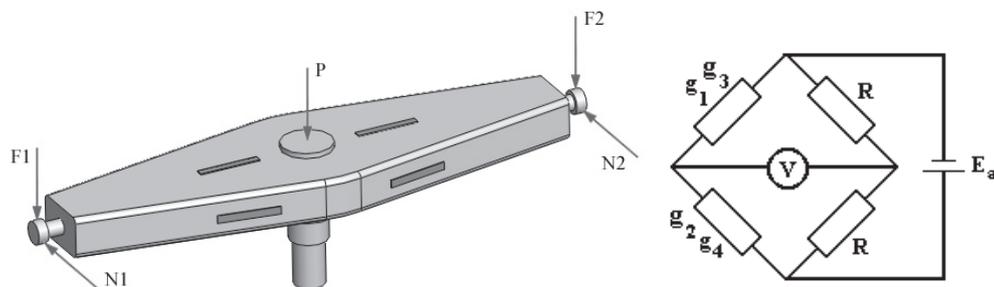


Fig. 2. Esquema de colocación de las galgas extensométricas para la determinación de los diferentes componentes de cargas actuantes sobre los extremos de la viga de giro y su conexión al Puente de Wheastone/ Elaboración propia/.

Tabla 1. Determinación del coeficiente de calibración de la fuerza N_1 (fuerza horizontal izquierda en la viga de giro).

Esfuerzo P (N)	Deformaciones durante la carga ($\mu\epsilon$)			Deformaciones durante la descarga ($\mu\epsilon$)			Promedio ($\mu\epsilon$) ϵ	Coeficiente de calibración parcial $\mu = \frac{P}{\epsilon} \left(\frac{N}{\mu\epsilon} \right)$
	I	II	III	I	II	III		
1 500	70	74	73	61	60	61	66	22.73
3 000	132	127	132	125	126	127	128	23.44
4 500	193	191	193	185	188	186	189	23.81
6 000	251	250	257	248	245	250	250	24.00
7 500	320	326	322	311	308	315	317	23.66
9 000	381	392	395	377	373	376	382	23.56

En este caso la señal debió ser previamente amplificada. Surgió por tanto la necesidad de tener un nuevo coeficiente de calibración que relacionara la señal mecánica con la eléctrica. Para ello en el amplificador se relaciona una magnitud de deformación con la equivalente eléctrica que esta produce en el desequilibrio del puente de Wheatston. Se colocó una deformación de 200 $\mu\epsilon$ con un desbalance de 4 voltios, obteniendo un coeficiente de calibración nuevo igual a:

$$K = \frac{200 \mu\epsilon}{4 V} = 50 \frac{\mu\epsilon}{V}$$

El coeficiente de calibración total se obtiene según la expresión:

$$K_T = \bar{\mu} \cdot K$$

Para la carga N_1 el coeficiente de calibración total tiene el siguiente valor:

$$K_T = 23.53 \frac{N}{\mu\epsilon} \cdot 50 \frac{\mu\epsilon}{V} = 1176.5 \frac{N}{V}$$

De igual forma se procede para determinar el coeficiente de calibración total de las cargas N_2 , F_1 y F_2 .

La medición del valor de las componentes estáticas de las cargas en los extremos de la viga de giro se realizó mediante el montaje y desmontaje del transportador de descarga sobre la misma en las tres direcciones de trabajo (transportador recto, a la izquierda y a la derecha) realizando 5 repeticiones para cada caso. El valor de estas cargas aparece en la Tabla 2.

Para determinar las cargas y las tensiones extremas en el sistema portante del prototipo de cosechadora KTP-23 (modelo análogo en su esquema tecnológico al de la CCA-5000), se realizó la traslación de la misma por una pista dinámica.

La pista dinámica estuvo compuesta por obstáculos metálicos de forma sinusoidal, colocados en forma de tablero de ajedrez de manera tal que se imitara las diferentes variables posibles de carga de la máquina durante su traslación en condiciones de explotación (Fig. 3).

Los parámetros de los obstáculos se determinan bajo la condición de que en la máquina en movimiento continuo, se produzcan las condiciones extremas de carga. La longitud del obstáculo se calcula a partir de la velocidad máxima de traslación de la máquina sobre estos, de acuerdo a la siguiente expresión:

$$S = \frac{0,176 \cdot \pi \cdot v_{\max}}{\omega}$$

Tabla 2. Valores de las cargas estáticas, cargas máximas y mínimas y coeficientes dinámicos en la viga de giro de la cosechadora KTP-23.

Posición de trabajo	Simbología	Carga Estática	Dinámico			
			Carga max	Kdin	Carga min	Kdin
Transportador a la derecha	F1(KN)	6.10	13.40	3.20	-15.20	-1.50
	N1(KN)	4.50	13.20	3.93	-13.90	-2.09
	F2(KN)	3.00	21.00	8.00	-21.00	-6.00
	N2(KN)	4.60	13.20	3.87	-13.90	-2.02
Transportador recto	F1(KN)	5.20	14.60	3.81	-7.60	-0.46
	N1(KN)	4.70	5.25	2.12	-17.90	-2.81
	F2(KN)	4.10	12.30	4.00	-18.10	-3.41
	N2(KN)	5.10	6.00	2.18	-18.50	-2.63
Transportador a la izquierda	F1(KN)	3.40	16.40	5.82	-23.20	-5.82
	N1(KN)	4.50	8.19	2.82	-19.95	-3.43
	F2(KN)	4.70	19.10	5.06	-20.30	-3.32
	N2(KN)	5.00	9.00	2.80	-21.00	-3.20

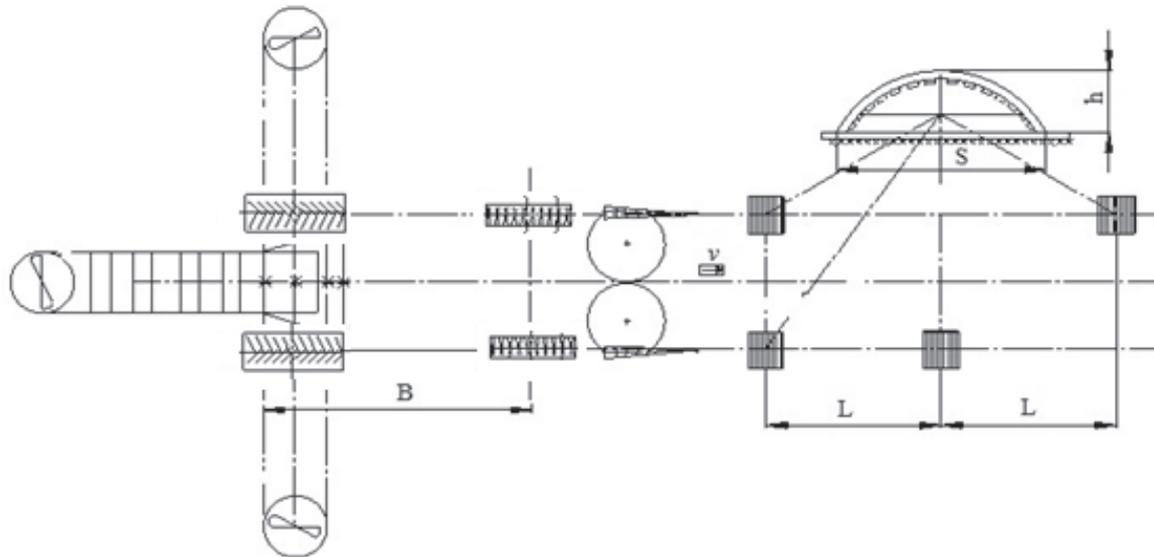


Fig. 3. Esquema en vista superior de las Pruebas extensométricas de la KTP-23 en una pista de obstáculos /Elaboración propia/.

donde:

ω - frecuencias de las oscilaciones propias de la máquina (para la KTP-23, 2,32 Hz)

v_{max} - velocidad máxima de traslación de la máquina sobre los obstáculos (2.5 m/s)

La forma del obstáculo queda descrita por la siguiente expresión

$$H_i = h \text{sen} \frac{\pi \cdot l_i}{S}$$

donde:

H_i, l_i - coordenadas del punto del obstáculo

h - valor máximo de la altura del obstáculo (200 mm)

B - distancia entre los ejes (para la KTP-23 igual a 2,5 m)

La distancia a la cual se colocan los obstáculos (L), está dada por la condición de que se disipen las oscilaciones propias de la máquina durante el tiempo que transcurre en el recorrido entre dos de ellos, $L \geq 2 \div 3 B$.

La condición para determinar v_{\max} fue la de conservar el eslabón débil, que en el caso de la cosechadora KTP-23 resultó ser la viga de giro del transportador de descarga.

Para la calibración, comprobación y posterior medición se utilizaron el indicador de esfuerzos estáticos UCAM-5BT y los amplificadores de esfuerzos dinámicos YA 506A y YA 508A de la firma japonesa KYOWA. Para el registro de la calibración y los ensayos se utilizó una tarjeta de conversión AD, PCLAB 918 de la firma Advantech, instalada en una PC.

El procesamiento de los registros de las pruebas de obstáculos se realizó con la ayuda del Sistema de Programas PROCTENS, confeccionado por especialistas del Grupo de Combinadas de la Universidad de Holguín. Se utilizó el módulo GRAFTENS, el cual permite la graficación de los procesos grabados, este módulo permite la obtención de los valores instantáneos de los registros de las tensiones, las cargas, o las aceleraciones. En el caso de las tensiones deben determinarse los valores instantáneos para los procesos de una misma sección (Fig. 4)

El coeficiente dinámico de las cargas se determina por la expresión

$$K_{din}^{\max,\min} = \frac{P_{\max,\min}}{P_{est}}$$

Las cargas verticales máximas o mínimas son iguales a

$$P_{\max,\min} = P_{est} + P_{din}^{\max,\min}$$

donde:

P_{est} - valor estático de la carga.

$P_{din}^{\max,\min}$ - valor instantáneo máximo o mínimo de la carga, obtenido durante las pruebas extremas.

Los valores positivos de las cargas corresponden a las fuerzas verticales dirigidas hacia abajo y las horizontales, en sentido de la traslación de la máquina.

De esta forma se obtienen los coeficientes dinámicos de las cargas actuantes en la viga de giro para diferentes posiciones del transportador de descarga, al pasar la cosechadora por la pista de obstáculos sinusoidales (Tabla 2).

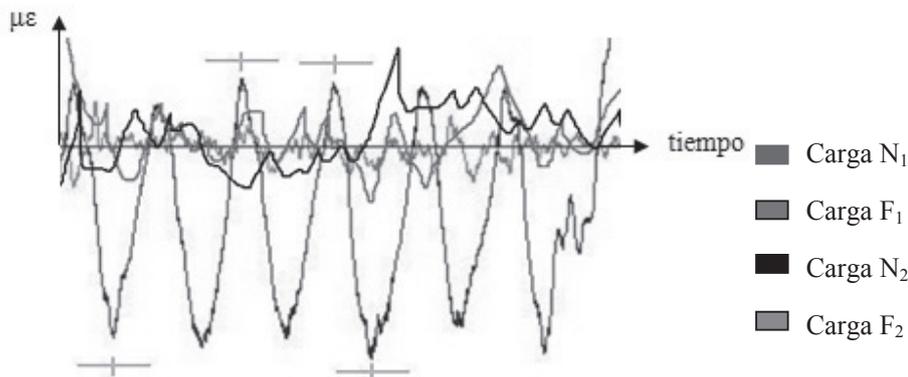


Fig. 4. Segmento del registro de las deformaciones equivalentes a las cargas verticales y horizontales actuantes sobre los extremos de la viga de giro de la cosechadora KTP-23 al sobrepasar los obstáculos con el módulo GRAFTENS [14].

2.2. Determinación del estado tensional de la viga de giro de la cosechadora CCA-5000 con el empleo del MEF

Cálculo de las cargas aplicadas a la viga de giro de la cosechadora CCA-5000

El transportador de descarga se apoya en su parte inferior en la viga de giro, y en su parte intermedia está enlazado a un tirante doblemente articulado en sus extremos; para determinar el valor de las cargas estáticas correspondientes a las reacciones en ambos extremos de la viga de giro se confecciona el diagrama de análisis, donde aparecen las cargas actuantes producto al peso del transportador igual a 910 kgf (8927,1 N), el peso del extractor de limpieza situado en la parte superior del transportador igual a 300 kgf (2943 N) y las reacciones RB_x correspondiente al apoyo al tirante intermedio, así como RA_x y RA_y , componentes horizontales y verticales de las reacciones en la viga de giro (Fig. 5).

Teniendo en cuenta el valor de las cargas actuantes y las relaciones geométricas de acción de las mismas, se plantean las correspondientes ecuaciones de equilibrio para determinar el valor de RA_x y RA_y las que al ser divididas entre dos nos dará el valor de las cargas estáticas horizontales y verticales en los extremos de la viga de giro (Tabla 3).

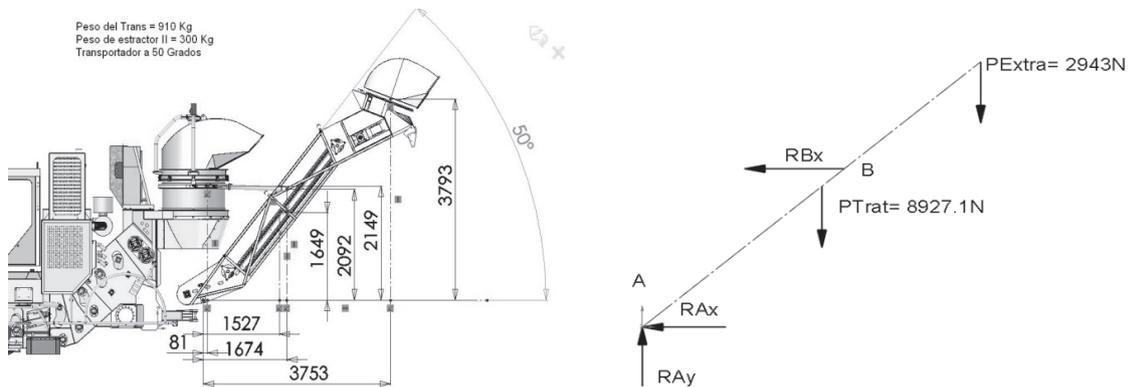


Fig. 5. Sección de la parte trasera de la cosechadora con el esquema y dimensiones geométricas del transportador de descarga y sus componentes esenciales respecto a la viga de giro en la CCA-5000. /Elaboración propia/

Tabla 3. Valores de las cargas estáticas, cargas máximas y mínimas y coeficientes dinámicos en la viga de giro de la cosechadora CCA-5000.

Posición	Simbología	Carga Estática	Dinámico			
			Max	Kdin	Min	Kdin
Transportador a la derecha	F_1 (KN)	-5.93	18.98	3.20	-8.89	-1.50
	N_1 (KN)	5.90	23.19	3.93	-12.33	-2.09
	F_2 (KN)	-5.93	47.44	8.00	-35.58	-6.00
	N_2 (KN)	5.90	22.83	3.87	-11.92	-2.02
Transportador recto	F_1 (KN)	-5.93	22.59	3.81	-2.73	-0.46
	N_1 (KN)	5.90	12.51	2.12	-16.58	-2.81
	F_2 (KN)	-5.93	23.72	4.00	-20.22	-3.41
	N_2 (KN)	5.90	12.86	2.18	-15,52	-2.63
Transportador a la izquierda	F_1 (KN)	-5.93	34.51	5.82	-34.51	-5.82
	N_1 (KN)	5.90	16.64	2.82	-20.24	-3.43
	F_2 (KN)	-5.93	30.01	5.06	-19.69	-3.32
	N_2 (KN)	5.90	16.52	2.80	-18.88	-3.20

De igual forma a partir de la analogía entre los esquemas tecnológicos de la cosechadora KTP-23 y el nuevo modelo CCA-5000 y las mismas condiciones de trabajo de estas, se asume un nivel de dinamismo similar entre ambas máquinas. Esta condición permite obtener el valor de las cargas dinámicas máximas y mínimas en el nuevo modelo a partir de la multiplicación del valor de las cargas estáticas actuantes en este, por los correspondientes coeficientes dinámicos determinados experimentalmente en la KTP-23, los valores de las mismas aparecen en la Tabla 3 y su representación en el modelo se aprecia en la Fig. 6.

Construcción del modelo geométrico

El mecanismo de la viga de giro es una estructura soldada integrada por planchas de diferentes espesores y material de acero Ac3 el cual sirve de soporte al transportador de descarga. La estructura está formada por una plancha base de espesor igual a 25 mm orientada en la horizontal, en la superficie superior en toda su longitud se crea un refuerzo en forma de viga canal creada por planchas de espesor de 12 mm y en ambos extremos se sitúa una pieza en forma de oreja con espesor de 25 mm que es la encargada de soportar los muñones del transportador de descarga. En la superficie inferior de la plancha base se forma una estructura saliente con tres planchas de espesor de 10 mm reforzadas por sus laterales, la misma en su configuración tienen un agujero pasante por el cual se centra la viga de giro al chasis de la máquina por un eje acoplado sobre rodamientos que le permite al mecanismo rotar en el eje Y 170 grados, este es accionado desde la cabina del operador y controlado por dos cilindros hidráulicos conectados en un extremo al mecanismo de la viga de giro y el otro es fijado a la mesa de giro (Fig. 6 a).

La formación del modelo geométrico de la viga de giro se realizó en forma de una pieza multicuerpo a través de diferentes operaciones de extrusión, cortar, combinar, etc., teniendo en cuenta las particularidades geométricas de cada una de sus partes. Este proceso se realizó con el empleo del paquete de diseño en 3D SolidWorks, el cual tiene incluido el paquete de análisis por elementos finitos Simulation. El modelo geométrico de la viga de giro puede verse en la Fig. 6 b.

Asignación de las propiedades del material

A todos los elementos componentes la viga de giro se les consideró con propiedades físicas isotrópicas, propias del acero de construcción Ac3, siendo estas:

- Módulo Elástico: $2.1 \times 10^{11} \text{ N/m}^2$
- Coefficiente de Poisson: 0.28
- Densidad: 7800 kg/m^3
- Límite elástico (σ_e): 220 MPa
- Límite a tracción (σ_t): 340 MPa

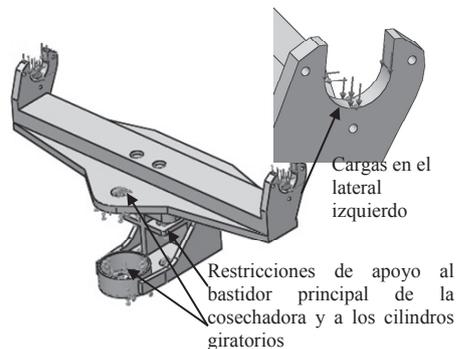


Fig. 6. a) Imagen de la viga de giro con el transportador a la derecha; b) Modelo de análisis por elementos finitos de la viga de giro con las restricciones y las cargas actuantes. /Elaboración propia/

Mallado del modelo

El análisis de sensibilidad se realiza para asegurar la precisión del modelo frente a alguna variable tal como la tensión, la deformación o el desplazamiento [15]. El mallado del sistema se realizó con las siguientes características: mallado estándar, con elementos finitos tetraédricos de alto orden con 10 nodos y 3 grados de libertad (3 traslaciones) en los mismos, el tamaño de los elementos se fue disminuyendo desde 30 mm hasta 20 mm valor para el cual se considera que los resultados convergen por existir una diferencia en los desplazamientos máximos respecto a los obtenidos para un mallado de 22 mm de un 1,85%, obteniéndose un modelo con un total de 38 839 nodos y 21 101 elementos.

Aplicación de las restricciones

Se colocaron restricciones del tipo sin traslación en los diferentes componentes donde se apoya la viga de giro al bastidor principal de la cosechadora, o que la conectan con los cilindros que la hacen girar pero que permanecen inmóviles una vez que es fijada la posición de trabajo correspondiente. Este tipo de restricción establece todos los grados de libertad de traslación en cero, (Fig. 6 b).

Para la determinación del estado tensional de la viga de giro en las posibles combinaciones de cargas extremas actuantes sobre la misma se confeccionaron y ejecutaron los 37 estudios de análisis, teniendo en cuenta las diferentes posiciones posibles del transportador de descarga, siendo estos:

- Estático (Est). Cargas verticales F hacia abajo, y horizontales N hacia adelante.
- Pseudodinámico 1 (P₁). Transportador recto, cargas F hacia abajo, N hacia adelante.
- Pseudodinámico 2 (P₂). Transportador recto F hacia abajo, N hacia atrás.
- Pseudodinámico 3 (P₃). Transportador recto: F hacia arriba, N hacia adelante.
- Pseudodinámico 4 (P₄). Transportador recto: F hacia arriba, N hacia atrás.
- Pseudodinámico 5 (P₅). Transportador recto: F₁ hacia arriba, F₂ hacia abajo, N hacia atrás.
- Pseudodinámico 6 (P₆). Transportador recto: F₁ hacia abajo, F₂ hacia arriba, N hacia atrás.
- Pseudodinámico 7 (P₇). Transportador recto: F₁ hacia arriba, F₂ hacia abajo, N hacia adelante.
- Pseudodinámico 8 (P₈). Transportador recto: F₁ hacia abajo, F₂ hacia arriba, N hacia adelante.
- Pseudodinámico 9 (P₉). Transportador recto F hacia abajo, N₁ hacia adelante, N₂ hacia atrás.
- Pseudodinámico 10 (P₁₀). Transportador recto F hacia abajo, N₁ hacia atrás, N₂ hacia adelante.
- Pseudodinámico 11 (P₁₁). Transportador recto: F hacia arriba, N₁ hacia adelante, N₂ hacia atrás.
- Pseudodinámico 12 (P₁₂). Transportador recto: F hacia arriba, N₁ hacia atrás, N₂ hacia adelante.

De igual forma se ejecutaron los doce estudios con el transportador a la derecha y doce estudios con el transportador a la izquierda con la misma combinación de cargas que para el transportador recto pero con sus correspondientes valores según la Tabla 3.

3. RESULTADOS Y DISCUSIÓN

Determinación de las tensiones y los desplazamientos verticales

La colocación de un extractor de limpieza en el extremo superior del transportador de descarga con el objetivo de disminuir la longitud de la cosechadora respecto a modelos precedentes, genera un alto dinamismo sobre los elementos estructurales que soportan este y específicamente sobre la viga de giro, por lo que la evaluación del estado tensional de este elemento es fundamental para garantizar niveles elevados de fiabilidad de este elemento estructural. Las tensiones (σ) estáticas actuantes según el criterio de Von Mises en la viga de giro de la cosechadora cañera cubana CCA-5000 tienen un valor máximo de 39.07 MPa, en correspondencia el coeficiente de seguridad [n_e] teniendo en cuenta el Límite elástico del material (σ_e) tiene un valor mínimo de 5.65 y el del coeficiente de seguridad [n_r] teniendo en cuenta el límite de rotura (σ_r) tiene un valor mínimo de 8.56. Estos valores se consideran aceptables para un elemento sometido a altas cargas dinámicas durante el trabajo de la máquina lo que producirá valores picos altos de las cargas extremas y las tensiones asociadas no deberán superar en ningún caso el Límite de rotura del

material ya que de lo contrario aparecerán grietas por fracturas bruscas. Los gráficos de distribución de los dos primeros parámetros en la viga de giro pueden apreciarse en la Fig. 7.

De igual forma se determinaron la distribuciones de las tensiones pseudodinámicas según criterio de Von Mises y los correspondientes valores de los coeficientes de seguridad respecto al Límite elástico y el Límite de rotura del material utilizado para los componentes de la viga de giro para los restantes 36 estados de cargas extremas pseudodinámicas a los que puede estar sometido la viga de giro. Estos valores para los 37 estudios (E) aparecen en la tabla 4.

Las tensiones máximas según criterio de Von Mises se producen en todos los casos de cargas en una zona aledaña a uno o ambos agujeros en la parte superior de la viga de giro, estos agujeros son tecnológicos y no se unen con otro elemento mecánico, siendo esta región la zona más peligrosa de toda la viga de giro. De igual forma puede apreciarse en la Tabla 4 como los eventos donde se producen los mayores valores de las tensiones se corresponden con el régimen de trabajo de la cosechadora con el transportador hacia la derecha, lo que está dado por la asimetría de la máquina; en esta posición se producen valores de tensiones que superan el Límite elástico del acero Ac3 utilizado en la fabricación de los elementos que

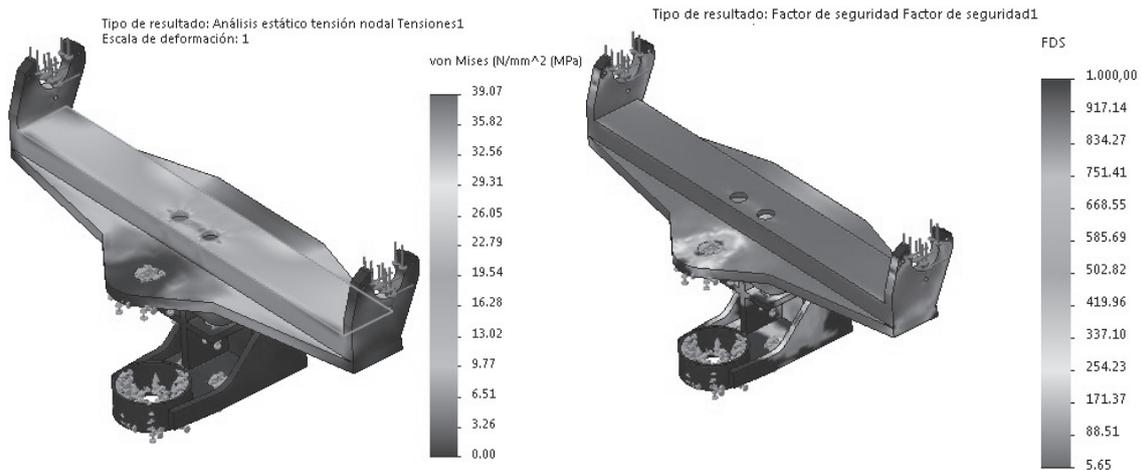


Fig. 7. a) Distribución de las tensiones estáticas según criterio de Von Mises, b) distribución del coeficiente de seguridad respecto al límite elástico del material.

Tabla 4. Tensiones de Von Mises y coeficientes de seguridad según el Límite elástico y de rotura.

E	Transportador recto			E	Transportador a la derecha			E	Transportador a la izquierda		
	σ_{max} (MPa)	$[n_e]$	$[n_i]$		σ (MPa)	$[n_e]$	$[n_i]$		σ (MPa)	$[n_e]$	$[n_i]$
Est	39.07	5.65	10.23								
P ₁	146.81	1.50	2.72	P ₁₃	282.78	0.78	1.41	P ₂₅	206.31	1.07	1.94
P ₂	149.52	1.48	3.53	P ₁₄	295.45	0.75	1.35	P ₂₆	205.70	1.07	1.94
P ₃	128.70	1.71	3.11	P ₁₅	226.51	0.97	1.76	P ₂₇	205.99	1.07	1.95
P ₄	118.64	1.86	3.37	P ₁₆	213.90	1.03	1.87	P ₂₈	200.73	1.10	1.99
P ₅	151.57	1.46	2.64	P ₁₇	296.11	0.74	1.35	P ₂₉	226.82	0.97	1.76
P ₆	149.45	1.48	2.68	P ₁₈	214.27	1.03	1.87	P ₃₀	213.92	1.03	1.87
P ₇	141.32	1.56	2.83	P ₁₉	283.65	0.78	1.41	P ₃₁	225.92	0.98	1.77
P ₈	149.54	1.48	2.67	P ₂₀	227.70	0.97	1.76	P ₃₂	199.51	1.16	2.00
P ₉	147.37	1.50	2.71	P ₂₁	290.70	0.76	1.37	P ₃₃	207.27	1.13	1.93
P ₁₀	147.04	1.50	2.72	P ₂₂	286.63	0.77	1.39	P ₃₄	200.79	1.10	1.99
P ₁₁	122.07	1.81	3.27	P ₂₃	217.71	1.01	1.84	P ₃₅	201.10	1.10	1.99
P ₁₂	125.19	1.76	3.19	P ₂₄	222.14	0.99	2.26	P ₃₆	201.39	1.10	1.99

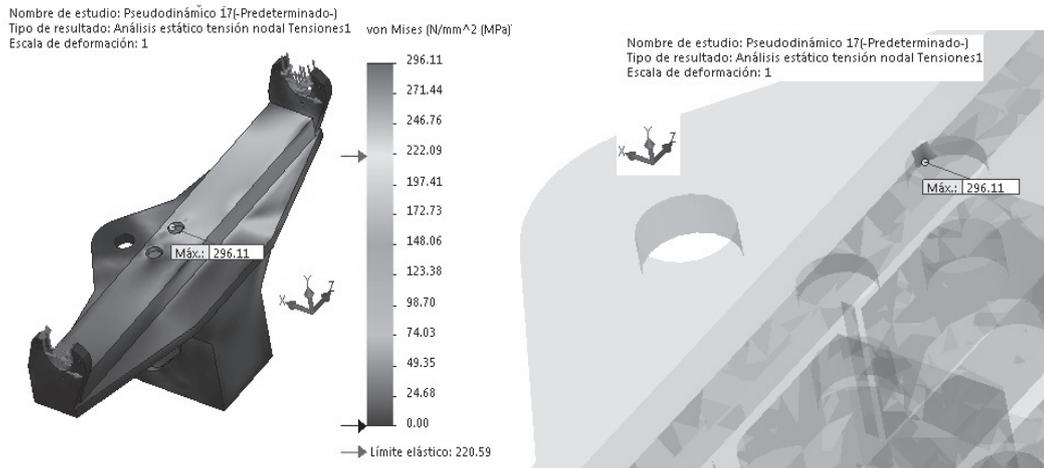


Fig. 8. a) Distribución de las tensiones pseudodinámicas máximas según criterio de Von Mises, b) zona donde se producen las tensiones por encima del Límite elástico del material.

componen la viga de giro, lo que puede generar deformaciones plásticas en esta pequeña zona, aunque los valores no superan el Límite de rotura del material, con lo cual no se producirán roturas frágiles. Las tensiones máximas se producen para el evento P₁₇ correspondiente a al evento en el cual el transportador se encuentra a la derecha, la fuerza vertical F₁ está hacia arriba, la fuerza vertical F₂ actúa hacia abajo, ambas componentes horizontales se dirigen hacia atrás, lo que equivale a un fuerte efecto de flexión en la parte superior de la viga apareciendo tensiones de 296.11 MPa. En la Fig. 8 podemos apreciar la distribución de las tensiones para este caso y la zona donde se producen las tensiones por encima de los 220 MPa, correspondiente al Límite elástico del material de la pieza.

4. CONCLUSIONES

- Los altos valores de los coeficientes dinámicos para las cargas actuantes en la viga de giro obtenidos a partir de la evaluación extensométrica de la cosechadora KTP-23, están dados por la colocación de un extractor de limpieza en el extremo superior del transportador de descarga lo cual produce aumentos de hasta 8 veces de las cargas estáticas actuantes, cuando la máquina se desplaza en condiciones extremas.
- Las tensiones máximas para la condición extrema con el transportador de descarga a la derecha superan el límite elástico del acero no aleado utilizado, en una zona localizada en el borde interior de los agujeros superiores de la viga de giro, sin embargo este valor no supera el límite de rotura, lo cual, teniendo en cuenta que son agujeros tecnológicos no afecta ni pone en peligro la integridad funcional de la viga de giro.
- Al realizarse la evaluación extensométrica al prototipo de la CCA-5000, deberá prestarse especial atención al valor de los coeficientes dinámicos y las tensiones máximas que se producen en condiciones extremas en la viga de giro cuando la máquina se desplaza con el transportador de descarga a la derecha.
- Es factible realizar un estudio de optimización de la viga con el objetivo de lograr una distribución más racional de las tensiones en la misma y una disminución del volumen de metal empleado.

REFERENCIAS

- [1] Max, G.J., Pérez, P.R., Pérez, J.N., “Evaluación del corte basal de la cosechadora C-4000 con cuchillas de tres filos”, *Revista Ciencias Técnicas Agropecuarias*, **21**, 26-30 (2012)
- [2] Dai, L., Wu, J., “Stability and vibrations of an all-terrain vehicle subjected to nonlinear structural deformation and resistance”, *Communications in Nonlinear Science and Numerical Simulation, Direct Science*, **12**, 72-82 (2006)
- [3] Flores, M.R., Martínez, R.A., Pacheco, S.G., Reyes, V., Dávila, G.A., “Análisis de neumático por elementos finitos con vistas a la determinación de coeficientes de cargas dinámicas en estructuras de máquinas agrícolas”, *Revista Ciencias Técnicas Agropecuarias*, **19**, 41-45 (2010)
- [4] Chagoyén, M.C., Álvarez, P.C., Brito, F.Y., Moya, R.J., Chagoyén, M.E.L., “Comportamiento estático y modal del chasis de un ómnibus modernizado”, *Ingeniería Mecánica*, **16**, 161-170 (2013)
- [5] Ingole, N.K., Bhope, D.V., “Stress analysis of tractor trailer chassis for self weight reduction”, *International Journal of Engineering Science and Technology (IJEST)*, **3**, 7228-7225 (2011)
- [6] Kumar, N.H., Prasad, N.A., Verma, D., “Finite Element Analysis of Impact on Chassis & Frame of a Mini Baja Vehicle”, *International Journal of Emerging trends in Engineering and Development*, **3**, 27-33 (2011)
- [7] García, J.I., Burbano, J.C., Coronado, J.J., “Análisis de la vulnerabilidad de la resistencia mecánica de un acople usado en trenes cañeros”, *Revista DYNA, Facultad Nacional de Minas*, **76**, 159-167 (2009)
- [8] Estrada, C.R., Gómez, G.E., “Análisis numérico - experimental del bastidor principal de la cosechadora de caña KTP-2M”, *Información Tecnológica*, **15**, 23-30 (2004)
- [9] Estrada, C.R.A., Gómez, G.E., “Análisis del bastidor principal de la cosechadora de caña a través del Método de los Elementos Finitos”, *Ingeniería Mecánica*, **3**, 61-68 (2006)
- [10] Colomina, F.J., Masiá, J., Esquerdo, T.V., Dols, J.F., “Modelado Estructural de Componentes de Bastidores de Vehículos Pesados mediante el Método de Elementos Finitos”, *Información Tecnológica*, **15**, 27-34 (2006)
- [11] García De La Figal, C.J., Marrero, O.S., “Análisis dinámico de carcasa de caja de velocidad”, *Ingeniería Mecánica*, **14**, 151-159 (2011)
- [12] Dhandapani, N.V., Mohan, K., Debnath, K., “Static analysis off-high way vehicle chassis structure for the effect of carious stress distributions”, *European Journal of Scientific Research*, **73**, 497-503 (2012)
- [13] Estrada, C.R.A., Ricardo, A.C., Pérez, P.R., “Análisis dinámico del mecanismo paralelogramo del cortacogollo desfibrador para la cosechadora cañera cubana CCA- 5000”, *Revista Ciencias Técnicas Agropecuarias*, **21**, 5-11 (2013)
- [14] Lebeque, F., Pérez, P.R., Estrada, C.R.A., Guetón, R., Martínez, A., Polanco, I., Sanfort, J., *Informe Técnico de la evaluación extensométrica del prototipo de cosechadora cañera KTP-23*, CEDEMA-UHOLM, Holguín (1993)
- [15] Chagoyen, M.C., Acosta, G.Y., Rodríguez, T.Y., Recarey, M.C., Aragón, L.G., Leiva, P.J., “Simulación numérica de los apoyos de puente metálico giratorio”, *Ingeniería Mecánica*, **14**, 170-180 (2011)

PSEUDO DYNAMIC STUDY OF THE ELEVATOR SLEW MECHANISM IN THE CUBAN SUGARCANE HARVESTER CCA-5000

Abstract – In the present work a study of the stress state of the elevator slew mechanism of the new model of Cuban sugarcane harvester CCA-5000 in the stage of research and development is done. Extreme loads obtained from theoretical calculation and multiplication by the corresponding dynamic coefficients obtained from the experimental evaluation of the model sugarcane harvester KTP-23 in an test track were applied, this model is similar in structure to the new prototype. For this study the Finite Element Method is used to give the distribution of the safety factor and the stresses in the elevator slew mechanism for different combinations of maximum loads acting on it. The area where the maximum stresses and loading rate to those that occur is located. The proposed methodology allows evaluate the resistance of the machine elements of mobile equipment in the stages of research and development.

Keywords – Finite elements analysis, Hint of obstacles, Extreme loads, Extensometric technique.