

Perfeccionamiento de la estructura metálica de la cosechadora cañera KTP-2M.

R. Estrada Cingualbres, J. Sanfort Navarro F. Mora Lizabeth

R. Guethón Rico, D. Castellanos.

Universidad de Holguín.

Avenida XX Aniversario. Vía Guardalavaca. Gaveta Postal 57.

Holguín.

Fax. 48 1843. Teléfono: 48 1302. Extensión 18.

(Recibido el 29 de Diciembre de 1999 , aceptado el 24 de Octubre del 2000)

Resumen

El bastidor de la cosechadora cubana de caña de azúcar KTP-2M, es un elemento de un elevado grado de hiperestaticidad y de una alta complejidad constructiva. Garantizar el diseño óptimo del mismo es un problema actual. En la presente ponencia se expone el trabajo realizado para lograr el perfeccionamiento del bastidor de la cosechadora KTP-2M, garantizando la resistencia y durabilidad de este con un gasto mínimo de materiales, para ello se utilizó el método extensométrico eléctrico de medición de deformaciones y se creó un modelo físico-matemático del mismo, el cual fue calculado mediante un sistema automatizado de análisis de estructuras basado en el cálculo matricial de estas.

Palabras claves: Bastidor, extensometría, strain gage, análisis, estructuras, durabilidad, frame.

1. Introducción.

La aplicación de alta tecnología para la cosecha, se está volviendo cada vez más importante en el mundo. El crecimiento demográfico mundial y los avances relativamente limitados de los métodos de cultivo, crean la necesidad de máquinas de alta tecnología que mantengan en óptimas condiciones el material cosechado y al mismo tiempo no sean perjudiciales para el medio ambiente.

Los diseñadores de máquinas agrícolas tienen ante sí un gran reto: elevar la productividad y fiabilidad de estas disminuyendo los índices específicos de consumo de material.

2. Determinación experimental de las cargas y las tensiones.

Pruebas de laboratorio.

Estas pruebas tienen los siguientes objetivos:

- ❖ Determinar las componentes estáticas de las tensiones (σ_{est}) y las cargas (Q_{est}) en el bastidor y los puntos de apoyo de la máquina.
- ❖ Determinar las componentes dinámicas extremas de estas (σ_{din}) y (Q_{din}).

Las tensiones máximas que actúan sobre estos elementos será:

$$\sigma_{m\acute{a}x} = \sigma_{est} + \sigma_{din} \quad (1)$$

En la figura 1 se representa la colocación de los sensores en los perfiles rectangulares y circulares de paredes delgadas que conforman las vigas del bastidor principal de la cosechadora KTP-2M, con el objetivo de obtener la distribución de las tensiones en este.

Las tensiones tangenciales se obtienen colocando los sensores a 45° y 135° respecto al eje de simetría de la sección.

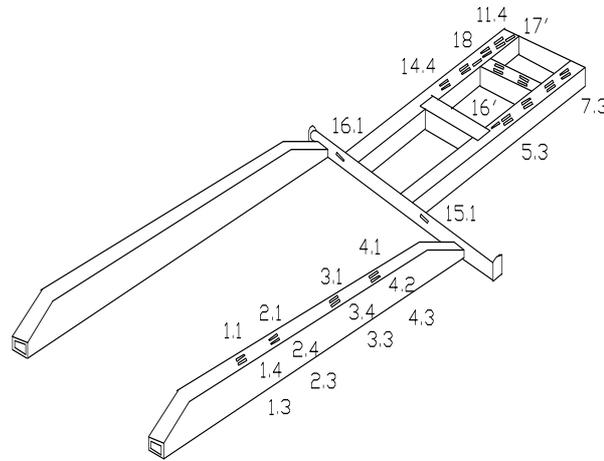


Fig. 1. Colocación de los extensómetros en las secciones de las vigas del bastidor principal de la KTP-2M.

Según la metodología expuesta en los trabajos [1, 2] se determinaron experimentalmente las tensiones y las cargas estáticas. Para la determinación de las cargas dinámicas extremas, se construyeron cuatro obstáculos de forma sinusoidal, los parámetros de los cuales están

en función de los parámetros másico-geométricos de la cosechadora, y su colocación en la pista es tal, que se imite la traslación de la máquina por las irregularidades del terreno (fig. 2).

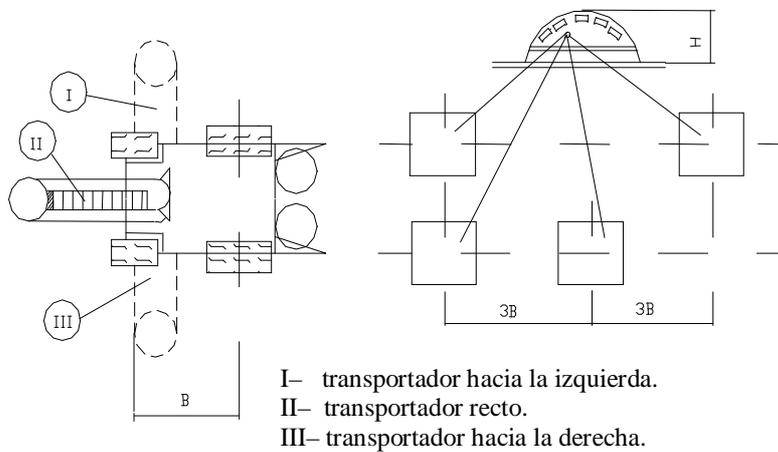


Fig. 2. Pista de obstáculos para la determinación de las cargas máximas.

La velocidad de traslación de la máquina por la pista, está en función de las aceleraciones verticales en el asiento del operador, las cuales se encuentran normadas[1].

Los coeficientes dinámicos se determinan según la relación:

$$K_{din} = \sigma_{m\acute{a}x} / \sigma_{est} \tag{2}$$

Quedando la expresión de forma análoga cuando en vez de las tensiones, se utilizan los valores de las

aceleraciones medidas con acelerómetros previamente calibrados (en este caso G_{est} será la aceleración de la gravedad igual a 9.81 m/s^2).

Los valores de los coeficientes dinámicos en diferentes partes de la cosechadora KTP-2M con diferentes posiciones del transportador de descarga aparecen en la tabla 1.

Tabla 1. Coeficientes dinámicos máximos en la cosechadora KTP-2M.

Posición del transportador de descarga	A	B	C	D
A la derecha	1.3	1.2	2.11	2.02
Recto	1.8	1.2	2.2	2.75
A la izquierda	1.5	1.18	2.12	2.06

Donde:

A - Centro de gravedad de la máquina.

B - Centro de gravedad de la sección receptora.

C - Cortacogollo.

D - Centro de gravedad del transportador de descarga.

3. Determinación de las fuerzas internas en las secciones transversales del bastidor principal.

Las tensiones sumarias en tres partes de una sección transversal cerrada de paredes delgadas, tienen la siguiente fórmula:

$$\begin{aligned}\sigma_1 &= \frac{F}{A} + \frac{M_Z}{I_Z} \cdot y_1 + \frac{M_Y}{I_Y} \cdot z_1 \\ \sigma_2 &= \frac{F}{A} + \frac{M_Z}{I_Z} \cdot y_2 + \frac{M_Y}{I_Y} \cdot z_2 \\ \sigma_3 &= \frac{F}{A} + \frac{M_Z}{I_Z} \cdot y_3 + \frac{M_Y}{I_Y} \cdot z_3\end{aligned}\quad (3)$$

Donde:

$\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$: Tensiones medidas en tres puntos de la sección transversal.

F, M_Z, M_Y : Fuerza axial y momentos flectores alrededor de los ejes z y y respectivamente.

A, I_Z, I_Y : Área y momentos de inercia respecto a los ejes z y y , respectivamente de la sección transversal.

$z_1, y_1, z_2, y_2, z_3, y_3$: Coordenadas respectivas de los puntos 1, 2, 3 de la sección transversal.

La solución del sistema de ecuaciones (3) respecto a las fuerzas internas queda de la siguiente forma:

$$F = A \cdot \frac{\sigma_1(z_3y_2 - z_2y_3) + \sigma_2(z_1y_3 - z_3y_1) + \sigma_3(z_2y_1 - z_1y_2)}{z_1(y_3 - y_2) + z_2(y_1 - y_3) + z_3(y_2 - y_1)}$$

$$M_Z = I_Z \cdot \frac{\sigma_1(z_2 - z_3) + \sigma_2(z_3 - z_1) + \sigma_3(z_1 - z_2)}{z_1(y_3 - y_2) + z_2(y_1 - y_3) + z_3(y_2 - y_1)} \quad (4)$$

$$M_Y = I_Y \cdot \frac{\sigma_1(Y_3 - Y_2) + \sigma_2(Y_1 - Y_3) + \sigma_3(Y_2 - Y_1)}{z_1(y_3 - y_2) + z_2(y_1 - y_3) + z_3(y_2 - y_1)}$$

La tensión tangencial medida será igual a

$$\tau_\chi = \frac{E}{2(1 + \mu)} \cdot (\epsilon_{45} - \epsilon_{135}) \quad (5)$$

y el momento torsor

$$M_\chi = \tau_\chi \cdot \omega_\chi \quad (6)$$

Donde:

E: Módulo de elasticidad del material de las barras en este caso acero CT-3.

μ : Coeficiente de Poisson del material

$\epsilon_{45} - \epsilon_{135}$: Diferencia de la medición de los strainage en microstrain.

ω_χ : Módulo de la sección a torsión de las barras.

Una vez obtenidos los valores de las fuerzas internas en las secciones que conforman las barras del bastidor se optimizan las dimensiones de las mismas.

4. Determinación de la durabilidad del bastidor.

Según fotografías realizadas al proceso de cosecha de la caña de azúcar en la región oriental de Cuba a mediados de la década de los ochenta por investigadores de la Universidad de Holguín, esta se desarrollaba en dos regímenes, cosecha y transporte, con un 70% dedicado al primero y un 30% dedicado al segundo. Estos se dividieron con igual índice de ponderación para abarcar más exactamente las condiciones de explotación de la Máquina en:

- Régimen de cosecha.
 - Alto rendimiento (más de 120 ton/ha).
 - Mediano rendimiento (80-120 ton/ha).
 - Bajo rendimiento (menos de 80 ton/ha).
- Régimen de transporte
 - Caminos de mala calidad.
 - Caminos de mediana calidad.
 - Caminos de buena calidad.

Se realizó el registro en un magnetógrafo de 14 canales de los diferentes grupos de medición, sometidos a los diferentes regímenes de cargas con un tiempo de grabación de 120 seg. Estos fueron transferidos a un ordenador a través de un conversor analógico digital. Utilizando el programa "RECURSO", creado por especialistas de la Universidad de Holguín, y del Instituto de la Construcción de la Maquinaria Agrícola Rostov del Don en Rusia; se pronosticó la vida útil para cada punto de medición de tensiones.

Empleado el método de esquematización de los ciclos completos, el proceso real grabado es convertido en otro equivalente por el efecto de dañado que produce sobre la estructura [3].

El recurso medio en cantidad de ciclos de cargas se determina mediante la expresión:

$$\bar{N} = \frac{a\sigma_{-1p}^m N_0}{\sum_{i=0}^n \sigma_i^m P_i} \quad (7)$$

Donde:

a : Magnitud que caracteriza la condición del acumulado del daño por fatiga (para máquinas agrícolas $a = 1.25$ [1]).

σ_{-1p} :- Valor medio del límite de resistencia a la fatiga en la pieza bajo cargas simétricas (para bastidores de cosechadoras cañeras $\sigma_{-1p} = 36 \div 42$ MPa [1])

N_0 :- Número base del ciclo de cargas. ($N_0 = 10^6$ [1]).

m :- Valor de la pendiente de la curva de fatiga de la pieza (para bastidores de cosechadoras $4 \div 5$ [1]).

σ_i : Nivel ordinario de tensiones en el histograma de distribución sumaria.

P_i : Frecuencia de las amplitudes de las tensiones que producen daño por fatiga.

El recurso medio en horas:

$$\bar{T} = \frac{\bar{N}}{3600 \sum K_j V_j} \quad (8)$$

Donde:

K_j :- Parte del tiempo de trabajo de la máquina en el régimen j .

V_j :- Frecuencia efectiva (hertz).

5. Modelo físico-matemático del bastidor.

Se confeccionó el modelo físico-matemático del bastidor principal de la cosechadora utilizando elementos de membrana (SHELL3T), se introducen las restricciones y los coeficientes de rigidez de los neumáticos que se toman como puntos de apoyo del modelo (ver figura 3), realizó el análisis del mismo mediante un paquete de Análisis por Elementos Finitos.

Se realiza el análisis estático introduciendo el peso de los diferentes órganos de trabajo y el peso propio de la estructura, se comparan los resultados obtenidos con los experimentales obteniendo una diferencia máxima de un 10 % lo que se considera admisible y por tanto validado el modelo creado.

Se crean diferentes modelos de carga con las diferentes posiciones del transportador de descarga y con y sin el cortacogollo habiéndose multiplicado previamente las cargas estáticas por los respectivos coeficientes dinámicos obtenidos experimentalmente.

Se analizan diferentes variantes de modificaciones del modelo en aras de alcanzar los objetivos propuestos con este trabajo.

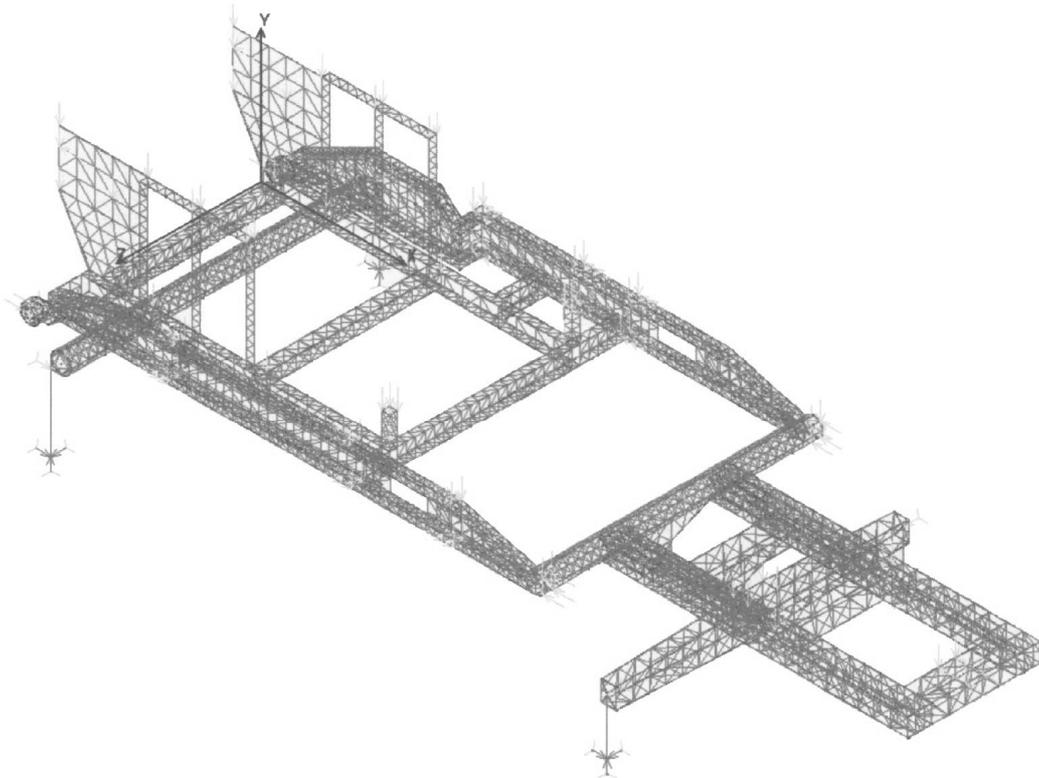


Fig. 3. Modelo físico-matemático del bastidor principal de la cosechadora KTP-2M.

6. Conclusiones.

La colocación del cortacogollo desplaza el centro de gravedad hacia delante recargándose el punto motriz de la máquina y descargándose el direccional, ambas consecuencias son negativas, pues por una parte se ve afectada la resistencia del puente motriz, mientras que por la otra se afecta la maniobrabilidad de la máquina en el régimen de transporte sobre todo.

1. La relación de la rigidez de los neumáticos respecto a la carga que reciben empeoró en la KTP-2M, siendo esta de:

puente motriz	9.61
puente direccional	54.5

lo cual es incorrecto.

2. En los análisis de los elementos rectangulares de paredes delgadas que conforman el bastidor principal de la cosechadora se determinó que estos estaban diseñados incorrectamente.
3. Una de las variantes de redimensionamiento del bastidor utilizando el diseño óptimo de los perfiles

rectangulares de paredes delgadas, permitió al variar la posición de las secciones transversales de los largueros de la cola, eliminar los nervios interiores, lo que representa la disminución de 31.4 Kg. de peso por máquina, lo que para una producción de 200 máquinas anuales representaría un ahorro de 6280 Kg de laminado de metal de 4 mm de espesor, el cual tiene un precio aproximado de 533 dólares la tonelada, por lo que representaría un ahorro de 3347 dólares anuales sólo por el concepto de disminución en el consumo de metal.

4. Continúa realizándose el análisis de otras variantes que garanticen el diseño óptimo global del bastidor de la cosechadora KTP-2M.

7. Referencias.

1. Androsov. A. A. y otros. Metodología de la valoración experimental de las cargas de explotación de los sistemas portantes de las máquinas cosechadoras. Informe final de investigación. Rostov del Don, Rusia 1981.

2. Estrada Cingualbres R. y otros. Evaluación de las cargas de explotación de la cosechadora KTP-2M. Informe final de la investigación científica. Holguín 1995.
 3. Kagaev, B. P. Cálculo de resistencia para tensiones variables en el tiempo. Moscú. Construcción de Maquinarias. 1977.
-

Improvement of the metallic structure in the KTP-2M sugar-cane harvester

Abstract

The frame of the Cuban KTP-2M sugar cane harvester is an element of high hyperstatic degree and high constructive complexity. In the following report is exposed the work done to assure the improvement of the frame in the KTP-2M harvester, warranting its strength and durability with a minimum expense of materials. The extensometer-electrical method of measuring distortions has been used and has been created a physical-mathematical model of the structure, which was calculated by means of an automated system of analysis based on the Finite Elements Method.

Key words: Extensometer, strain gage, analysis, structures, durability, frame.