

Diseño y simulación de una máquina cortadora para tiras de otatillo “*Rhipidocladum Racemiflorum*”

O. Hernández-Alvarado¹, L.E. Ramos-Velasco², C. Chávez-Olivares³

Resumen— El objetivo del presente trabajo consiste en el diseño y simulación estática de los elementos mecánicos, mediante el método de elemento finito de una máquina cortadora para tiras de otatillo, capaz de optimizar el tiempo de obtención de tiras. La metodología implementada para el desarrollo tecnológico fue la investigación de campo para conocer el proceso de obtención de tiras y la aplicación de las teorías de diseño mecánico como es la teoría del esfuerzo cortante máximo- Línea de Soderberg, y la simulación por el método de elemento finito, para la obtención de un diseño confiable en cuanto a requerimientos de funcionalidad, garantizando una vida útil a más de 20 años de servicio.

Temas claves— Corte en tiras, Método de elemento finito, MSST- Soderberg, Tiras de otatillo.

Abstract— The objective of this work is the design and static simulation of the mechanical elements, using the finite element method of a cutting machine for strips Otatillo able of optimizing the time-to- strips. The methodology used for technological development field research was to understand the process of obtaining strips and applying mechanical design theories such as the theory of shear maximum-Soderberg line and simulation element method finite , for obtaining reliable design requirements in terms of functionality , guaranteeing a service life more than 20 years of service .

Keywords— Finite element method, MSST-Soderberg line, cut into strips, strips Otatillo.

I. INTRODUCCIÓN

Una de las necesidades del sector agropecuario en la región de la Huasteca Hidalguense, es la tecnificación de las actividades que se desarrollan, principalmente las

actividades artesanales entre las que destaca la cestería. La cestería consiste en el trabajo de fibras duras de un tipo bambú conocido como otatillo (*Rhipidocladum Racemiflorum*) para la elaboración de artesanías, a partir del tejido de las tiras de hasta 6 mm de ancho y 1.5 mm de espesor con longitudes de hasta 7 metros [1] [2]. Actualmente la obtención de la tiras se realiza de manera manual utilizando herramientas rusticas, tales como el cuchillo, lo que trae como consecuencia la obtención de tiras no homogéneas en cuanto a dimensiones y un proceso lento (45 a 65 minutos). Para tecnificar el proceso de producción de la cestería, se requiere del conocimiento de cada una de las etapas de producción de la tira, caracterización del otatillo y la maquinaria existente en el mercado. La hipótesis del trabajo de investigación es: La máquina cortadora constará de 3 etapas de corte para el otatillo en tiras, distribuidas en una mesa de 1200 mm de longitud, con una velocidad de avance del otatillo entre 20 y 25 mm/s hacia los cortadores, con lo cual se estima que mejorará el proceso de corte de otatillo en tiras en un 300% el tiempo de corte con respecto al proceso rústico actualmente utilizado por los artesanos. Por lo tanto el objetivo del trabajo es diseñar y simular estáticamente los elementos mecánicos de la máquina cortadora para tiras de otatillo mediante el método de elemento finito, para mejorar la calidad de corte de otatillo, y el tiempo de obtención de las tiras, eliminando los riesgos a accidentes por la manipulación de herramientas. Este trabajo tendrá su alcance hasta el modelo virtual.

Bajo este contexto, el diseño de máquinas juega un papel importante, para explotar al máximo las economías de las regiones rurales de la Huasteca Hidalguense. Se han diseñado una gran variedad de máquinas para el corte en tiras de bambú, principalmente en China, pero ninguno cumple con los requerimientos de corte de las tiras de la *Rhipidocladum Racemiflorum*, el cual conlleva la necesidad de diseñar una máquina para cortar tiras de otatillo. Durante la concepción de cualquier tipo de máquina se usan herramientas computacionales de modelado y de simulación numérica de los componentes para agilizar el proceso de concepción del modelo y la validación del diseño.

A. Características de la *Rhipidocladum Racemiflorum*

Es un tipo de bambú regionalmente conocido como otatillo. Su hábitat natural es bosque mesofólicos de

¹ oralio.hernandez@uthh.edu.mx. Universidad Tecnológica de la Huasteca Hidalguense. Carr. Huejutla Chalahuiyapa Col. Tepoxteco, Huejutla de Reyes Hgo.

² lramos@hotmail.com Universidad Autónoma del Estado de Hidalgo

³ ccho_chavez@hotmail.com. Instituto Tecnológico de Monterrey Campus Pachuca.

montaña o bosques de encino, en barrancas húmedas o a orillas de ríos o arroyos. Generalmente prefieren suelos fértiles y bien drenados a altitudes de 300 a 1750 msnm. Alcanzan en su etapa madura hasta un diámetro de 5 cm en su base y longitudes de hasta 7 metros con diámetros en su culmo de 1 cm. Cuenta con 2 ramas o yemas laterales de hasta una longitud de 50 cm.

B. Estructura de la máquina propuesta

El diseño de la máquina se presenta en la figura 1, el cual está integrado de 3 etapas de corte. En la etapa 1 está integrado por un sistema de rodillos, por un cortador fijo 1 y un ducto guía para la segunda etapa de corte. En esta primera etapa el otatillo se corta en dos secciones semicirculares, el cual se elimina la parte donde se encontraba las ramas laterales. La etapa 2 está integrada por un segundo sistema de rodillos de impulso como la descrita en la etapa 1, por 2 cortadores (superior e inferior) y un ducto guía hacia los cortadores. Los cortadores tienen una geometría convexa con 15 filos o gavilanes para retirar la fibra celulosa del otatillo, ambos cortadores se montan ejes que son sincronizados mediante 2 engranes de dientes rectos. La etapa 3 está integrada por un ducto guía para el cortador de discos 3, el cortador de discos 3, y unos soportes que sostiene al eje del cortador 3.

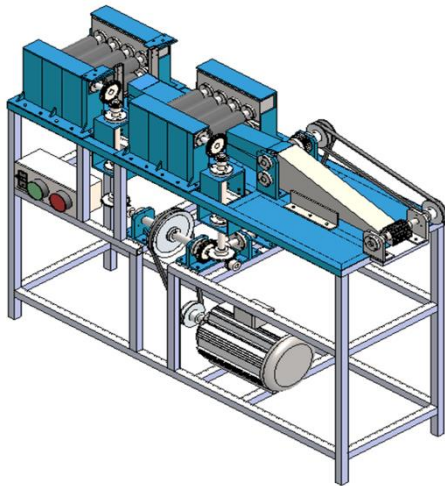


Figura 1. Modelo virtual de la máquina cortadora para tiras de otatillo.

B. Fundamentos teóricos del diseño mecánico.

En los últimos años tanto el equipo de cómputo como el software para modelado, simulación y análisis de esfuerzos han experimentado un desarrollo acelerado que han hecho cada vez el proceso de diseño de maquinaria sea cada vez más rápido, realizando cálculos más complejos en menor tiempo. La implementación de algoritmos tales como el Método de Elemento Finito

(MEF) son utilizados para el diseño de máquinas. Este método es una técnica numérica para analizar diseños de ingeniería y está aceptado como el método de análisis estándar debido a su generalidad y compatibilidad para ser implementado en computadoras. El MEF divide (discretiza) el modelo en numerosas piezas pequeñas de formas simples llamadas "elementos", que reemplazan eficazmente un problema complejo por muchos problemas simples que deben ser resueltos de manera simultánea [4]. El método consiste en tres fases: Pre proceso, proceso y pos proceso. Los 3 procesos mencionados no se pueden llevar de manera independiente ya que están interrelacionados. En cada elemento se crea una matriz de rigidez que va en función del número de nodos que tiene el elemento. La matriz de rigidez se expresa mediante la ecuación (1) que posteriormente estas matrices se ensamblan para solucionar el modelo.

$$\begin{Bmatrix} f_{x1} \\ f_{x2} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} k_1 & -k_1 \\ -k_1 & k_1 \end{bmatrix} \quad (1)$$

$$\{F\}_{sistema} = [K]_{sistema} \{u\}_{sistema} \quad (2)$$

La carga sobre el eje puede ser de varias combinaciones de flexión (casi siempre fluctuante); de torsión (fluctuante o no); de cortante de choque, axial, normal o transversal [5]. El cambio de sección transversal provoca concentradores de esfuerzos que se atribuyen a numerosos factores tales como; deformaciones críticas, cambios de temperatura y corrosión [6]. La teoría de la energía de la distorsión (DET) es también conocida como el criterio de Von Mises, postula que la falla es causada por la energía elástica asociada con la deformación cortante. Esta teoría es válida para materiales dúctiles que están sujetas a cargas estáticas y predice la fluencia bajo cargas combinadas con mayor exactitud que cualquier otra teoría reconocida [7]. La DET predice la falla si

$$\frac{16}{\pi d^3} (4M^2 + 3T^2)^{1/2} \geq \frac{S_y}{n_s} \quad (3)$$

La MSST predice la falla si se cumple la condición

$$\frac{32\sqrt{M^2 + T^2}}{\pi d^3} \geq \frac{S_y}{n_s} \quad (4)$$

Las cargas cíclicas varían durante todo un ciclo en vez de permanecer constantes, como las cargas estáticas. El proceso de fatiga en los materiales dúctiles puede ser

gobernado por 2 mecanismos. El primero se refiere a la deformación plástica local cerca de los extremos críticos y la segunda por las precipitaciones no metálicas y otros defectos micros estructurales. [8]. Los concentradores de esfuerzos, por la geometría compleja que presentan es recomendable analizarlo mediante el método por elemento finito, que es un método que sigue una ruta de soluciones numéricas, y es muy importante para la validación de soluciones numéricas [9]. Con la línea de Soderberg y la MSST, se crea la ecuación que predice el diámetro seguro más pequeño para un factor de seguridad específico, se escribe como.

$$d = \left[\frac{32\eta_s}{\pi S_y} \sqrt{\left(M_m + \frac{S_y}{S_e} K_f M_a \right)^2 + \left(T_m + \frac{S_y}{S_e} K_{fs} T_a \right)^2} \right]^{1/3} \quad (5)$$

En esta ecuación incluyen los concentradores de esfuerzo y los factores modificadores del límite a la fatiga; estos concentradores de esfuerzos, son sitios de deformaciones unitarias y son los principales causantes de la iniciación y crecimiento de las grietas. La dirección de la propagación de la grieta están relacionados por el factor de intensidad de esfuerzos y que es muy susceptible la falla por fatiga [10].

De todos los tipos, el engrane recto es el más sencillo, razón por la cual se usará para desarrollar las relaciones cinemáticas básicas de la forma de los dientes. Cuando los engranes se usan para transmitir movimiento entre ejes que se intersectan, se requiere los engranes cónicos. Aunque por lo general estos engranes se hacen para un ángulo del eje de 90°. Las cargas que actúan en el diente de engranes cónicos rectos, son las cargas tangenciales, axiales y radiales. La carga tangencial se puede obtener a través de la potencia y la velocidad en la línea de paso y viene expresado como:

$$W_t = \frac{60\,000 H}{\pi d \omega} \quad (6)$$

El esfuerzo de flexión se expresa mediante la ecuación:

$$\sigma_F = \frac{1\,000 W_t}{b} \frac{K_A K_v}{m_{st}} \frac{Y_x k_{H\beta}}{Y_\beta Y_J} \quad (7)$$

La ecuación del esfuerzo de flexión permisible es

$$\sigma_{FP} = \frac{\sigma_{F \text{ lim}} Y_{NT}}{S_F K_\theta Y_2} \quad (8)$$

Los engranes normalmente están sometidos a ciclos altos de impacto que se encuentran en el rango de 550 MPa a 790 MPa, con el cual muestra que el comportamiento de la deformación y la amplitud del cambio de deformación plástica provoca falla prematura en el material por la formación de grietas en la superficie del diente [11]. Las transmisiones por tornillo sin fin se caracterizan por su elevada relación de transmisión, alta capacidad, pero su principal desventaja es el alto deslizamiento en la zona del engranamiento, lo cual es la razón esencial para su baja eficiencia [12] [13].

Los sistemas de transmisión por bandas permiten la flexibilidad en el posicionamiento. Un adecuado diseño de los sistemas de transmisión por bandas suministra alta eficiencia, la limpieza y la baja interferencia, que no necesita lubricación y requiere de muy bajo mantenimiento [14]. Las fuerzas de fricción generadas en la polea impulsora e impulsada juegan un papel importante para la eficiencia en la transmisión, además de las fuerzas centrífugas [15]. Esta relación se puede representar matemáticamente mediante la ecuación de Euler modificado que se deriva como sigue:

$$\frac{F_1 - F_c}{F_2 - F_c} = e^{\mu d \phi / \sin \beta} \quad (9)$$

Los rodamientos rígidos de bolas radican en que el rozamiento inicial de arranque no es mucho mayor que en funcionamiento y además en que el coeficiente de rozamiento, salvo para valores extremos, varía poco con la carga y con la velocidad, lo cual no ocurre con los cojinetes. Se define como vida útil para rodamiento como el número total de revoluciones que soporta o el número total de horas de trabajo que aguanta a una velocidad constante, necesarias para que aparezcan fallos en el funcionamiento [16].

$$L = \left[\frac{C}{P} \right]^p \times 10^6 \text{ revoluciones} \quad (10)$$

II. DESARROLLO

En esta sección se describe el trabajo realizado. Se pueden mostrar ecuaciones, tablas y figuras. La sección puede tener subsecciones de la siguiente manera.

A. Análisis del acoplamiento del tornillo sin fin y corona.

Cada rodillo transmitirá una carga tangencial de **197.63 N**, para la tracción del otatillo hacia el cortador 1, generando un torque de 4.34 Nm. La velocidad de deslizamiento en el diámetro medio del sinfín $V_s = 143.37 \text{ mm/s}$ y las velocidades tangenciales del

tornillo sinfín $V_W = 142.9 \text{ mm/s}$ y el engrane $V_G = 15.15 \text{ mm/s}$. El coeficiente de fricción en la línea de deslizamiento del sinfín y el engrane para una velocidad de deslizamiento de 143.37 mm/s es de 0.074 . La eficiencia de la transmisión $e_w = 0.66$. La fuerza tangencial transmitida del engrane W_G^t se relaciona con la potencia de salida $H_o = P$, la potencia del sistema es 3.04 W .

$$W_G^t = \frac{n_d * H_o * K_a}{V_G * e} = \frac{1.5 * 3.04 * 1.3}{0.01515 * 0.66} = 592.85 \text{ N} \quad (11)$$

Por lo tanto la fuerza tangencial del tornillo sinfín es de;

$$W_W^t = W_G^t \frac{\cos \phi_n \sin \lambda + f \cos \lambda}{\cos \phi_n \cos \lambda - f \sin \lambda} = 139.67 \text{ N} \quad (12)$$

La norma AGMA relaciona la fuerza tangencial permisible en el diente del engrane del tornillo sinfín W_{perm}^t [17]. La carga permisible es 1817.6 N . Los esfuerzos de flexión debido a la transmisión de carga, en los engranes helicoidales está dado por la adaptación de Buckingham de la ecuación de Lewis. El factor de forma de Lewis y está relacionado con el paso circular. Para; $\phi_n = 20^\circ$ y $y = 0.125$;

$$\sigma_G = \frac{W_G^t}{p_n F_G y} = 59.54 \text{ MPa} \quad (13)$$

El engrane cónico piñón transmitirá una carga tangencial de $W_{t_p} = 173.93 \text{ N}$, una carga radial de

$$W_{r_p} = W_{t_p} \tan \phi \cos \gamma = 173.93 \text{ N} \tan 20^\circ \cos 26.565^\circ = 56.6 \text{ N}$$

y una carga axial de

$$W_{a_p} = W_{t_p} \tan \phi \sin \gamma = 173.93 \text{ N} \tan 20^\circ \sin 26.565^\circ = 28.3 \text{ N}$$

El esfuerzo de flexión en el impulsado es

$$\sigma_{Fg} = \frac{1000 W_t}{b} \frac{K_A K_V Y_X K_H \beta}{m_{et} Y_\beta Y_j} = \left[\frac{1000 (173.9 \text{ N})}{38} \frac{0.00275 (1.02)}{2.1} \frac{0.5043 (1)}{1 (0.23)} \right] = 13.15 \text{ MPa} \quad (14)$$

El esfuerzo de flexión permisible mediante un acero recomendado por la AGMA es de

$$\sigma_{Fperm} = \frac{\sigma_{F limit} * Y_{NT}}{SF * K_\beta * Y_Z} = \frac{150 \text{ N/mm}^2 * 2.7}{2 * 1 * 1} = 202 \text{ MPa} \quad (15)$$

Está integrado por 3 sistemas de corte; el primero consta de cortador fijo para retirar las yemas laterales del bambú y cortarlas en 2 semicírculos (figura 2a), es guiado hasta este cortador mediante un conjunto de rodillos con forro de neopreno, impulsados mediante el acoplamiento del mecanismo tornillo sinfín y corona, que a su vez es impulsado por acoplamiento de engranes cónicos montados en el eje principal como se muestra en la figura 5. El segundo consta de 2 cortadores circulares cóncavos para retirar la fibra interna celulosa del bambú (figura 2b) y el tercero 3, es un cortador integrado con discos cortadores distribuidas a una distancia de acuerdo al ancho de las tiras que se requieren (figura 2c). Estos últimos 2 cortadores son impulsados mediante bandas y poleas en V.

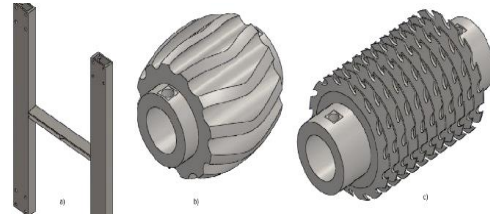


Figura 2. Cortadores de los sistemas de corte de la máquina cortadora para tiras de otatillo.

II. DISCUSIÓN DE RESULTADOS Y CONCLUSIÓN

El comportamiento mecánico de la corona del sinfín mediante las ecuaciones de AGMA señalan que la carga en el diente es de 592.8 N , mientras que la carga permisible es de 1817.6 N . Lo que se comprueba que la carga permisible en el diente del engrane es mayor que la carga real que se presenta en el diente del engrane por lo que el factor de seguridad es de 3.06 . Mediante la simulación por FEM los resultados se describen a continuación.

El esfuerzo más alto ocurre en la raíz del diente y tiene una magnitud de 53 MPa muy cercano al que se obtuvo por la ecuación de esfuerzo por flexión modificada de AGMA que es de 58.41 MPa . El desplazamiento más alto ocurre con una magnitud de 0.0035 mm en el diente del engrane, mientras que la holgura (espacio) entre el diente del sinfín y del engrane es de 0.2794 mm (0.011 pulgadas) lo que indica que este desplazamiento no provocara

ninguna interferencia entre los dientes. Para el acoplamiento de engranes cónicos el esfuerzo de flexión del engrane y piñón es de 13.15 MPa y 10.65 MPa, y para el material propuesto el esfuerzo permisible es de 202 MPa.

El factor de seguridad por comparación directa son: 15.36 para el engrane y 18.96 para el piñón. La figura 3 (a) muestra los resultados del análisis de esfuerzo por von mises donde la carga crítica ocurre en la raíz del diente del engrane con una magnitud de 13.59 MPa y una deflexión máxima del diente con un desplazamiento de 0.0009 mm. Mientras que para el Piñón 3 (b), el desplazamiento máximo es de 0.0007 mm, mientras que la holgura entre dientes es de 0.4572 mm permitiendo la no interferencia o auto bloqueo en el diente del engrane.

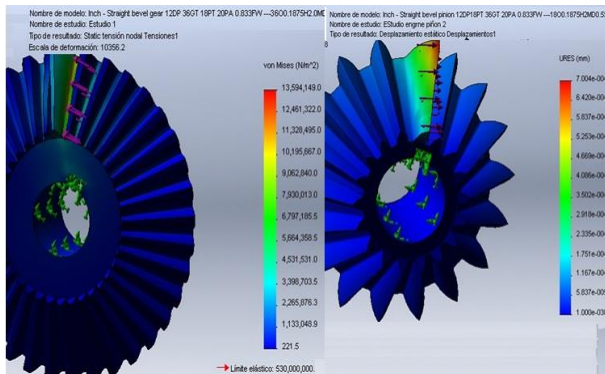


Figura 3. Análisis de esfuerzos engrane cónico impulsado y desplazamientos de piñón del sistema de acoplamiento.

En el eje de transmisión principal, los factores de seguridad se muestran en la tabla 1 indican que los 3 concentradores de esfuerzos críticos del eje para la transmisión principal se encuentran protegidos, por lo que los diámetros son adecuados, con un acero AISI-SAE 1020. La deflexión máxima ocurre en el punto de ensamble del engrane piñón hacia el conjunto de rodillos de Neopreno 2 con un desplazamiento de 0.06 mm y en el acoplamiento de engranes cónicos para los cortadores 2 y 3 de 0.02 mm lo que indican que este desplazamiento no provocará interferencia de dientes en el acoplamiento de los engranes ya que la holgura es de 0.45 mm (figura 4). El factor de seguridad es de 14 encontrado mediante el criterio de Tresca. El esfuerzo flexionante máximo es de 23.57 MPa. Los rodamientos propuestos mediante el cálculo son los rodamientos FAG 6004 que proporcionan una vida útil en horas de **1 689 474.4 horas**.

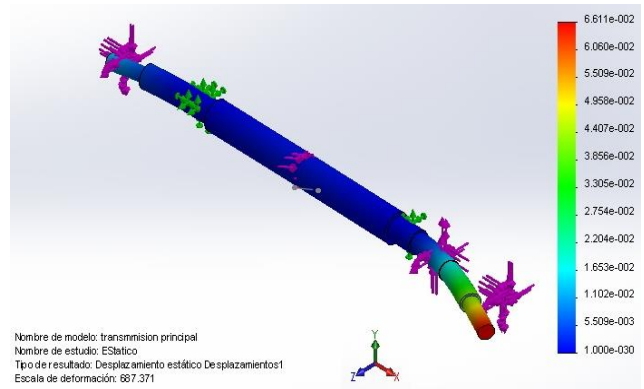


Figura. 4. Deflexiones presentes en el eje para transmisión principal por la acción de las cargas de transmisión.

De esta forma se concluye que: Todos los elementos que conforman la máquina cortadora para tiras de (bambú) otatillo están diseñados bajo parámetros y criterios que permiten a la máquina un mejor desempeño, rendimiento fiabilidad. Además de que son de fácil mantenimiento y control. La simulación en el programa *Solid Works* facilitó comprobar los resultados de los cálculos y análisis por métodos analíticos de algunos variables fundamentales para el correcto funcionamiento de la máquina como son esfuerzos en elementos, factores de seguridad y desplazamientos para no bloquear el acoplamiento de los engranajes. Para el ensamble es importante la alineación correcta de los elementos de transmisión, ya que la mala ubicación de los mismos provoca un incremento en el torque del motor ocasionando su sobrecalentamiento.

III. AGRADECIMIENTOS

Los autores expresan el agradecimiento a CONACYT, por la beca en la modalidad de posgrados con la industria otorgada para la realización de esta investigación y a la Universidad Tecnológica de la Huasteca Hidalguense por las facilidades otorgadas.

IV. REFERENCIAS

[1] Sulekic, A; Rígulo de agrasar Zulma y G. Clark, L. (1999). El género *Rhipidocladum* (poaceae, bambuseae) en la argentina. En: *Darwiniana*. Vol. 37 pp. 315-322.

[2]BAMBUMEX. (2005). El bambú en México. En Artículo de revista electrónica Bio Bambú. Consultado el 15 de marzo del 2014. Disponible en <http://www.bambumex.org/paginas/ARTESANIAS.pdf>

[3] Hidalgo López, O. (1974). Bambú su cultivo y aplicaciones en papel, construcción, ingeniería, artesanía. Cali, Colombia. Estudios Técnicos Colombianos, Ltda. pp. 214-223.

[4] Budynas, R. (1999). Advanced strength and applied stress. China. Ed. Mc Graw Hill.

[5] L. Mott, R. (1995). Diseño de elementos de máquinas. México. Ed. Pearson Educacional.

[6] Dieter, G.E. en Farley J. et al. (2010). Low cycle fatigue simulation and fatigue life prediction of multilayer coated surfaces. En: Wear Vol. 269. pp. 639-646.

[7] Hamrock J, B; Jacobson, B. y Schmid, S. (2000). Elementos de máquinas. México. Ed. Mc Graw Hill.

[8] Socha, G. (2003) Experimental investigations of fatigue cracks nucleation, growth and coalescence in structural Steel. En: International journal of fatigue. Vol. 23. pp. 139-147.

[9] Sandor, I. B. (1999). Mechanical Engineering Handbook. USA. Ed. Frank Kreith.

[10] Akgul, M. et al. (2014). Investigation of distortion-induced fatigue cracked welded details using 3D cracked propagation analyses. En: International journal of fatigue. Vol. 64. pp. 54-66.

[11] Mo ko W. (2014). The influence of stress-controlled tensile fatigue loading on the stress-strain characteristic of AISI 1045 steel. En: Material and desing. Vol. 58. pp. 145-153.

[12] G. Budynas, R. y Nisbett K, J. (2008). Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley. México. Ed. Mc Graw Hill.

[13] Soto Berumen L. et al. (2007). La importancia del correcto diseño de las transmisiones por tornillo sinfín para lograr una adecuada eficiencia. En Actas del congreso Iberoamérica de ingeniería mecánica (pp. 1-8). Pontificia U. de Perú.

[14] De Almeida A; Greenberg S. (1995). Technology assessment: energy – efficient belt transmissions. En: Energy and buildings. Vol 22. pp. 245-253.

[15] Shieh, C-J; Chen, W-H. (2002). Effect of angular speed on behavior of a V-belt drive system. En: International journal of mechanical sciences. Vol 44, pp. 1879-1892

[16] FAG. (2000). Manual de rodamientos y caracterización técnica de FAG, catalogo WL 41 520/3 SB. (Edición 2000).

[17] ANSI/AGMA. (1992) Practice for Enclosed Cylindrical Wormgear Speed-Reducers and Gear Motor and Design Manual for Cylindrical Wormgearing, 6034-B92s

y 6022-C93.

V. BIOGRAFÍA

El M.C. Oralio Hernández Alvarado nació el día 14 de agosto del 1987, en la Cd de Huejutla de Reyes Hgo. Cursó sus estudios de Licenciatura en Ingeniería Metalmeccánica en la Universidad Tecnológica de la Huasteca Hidalguense ubicada en la Cd. De Huejutla de Reyes, del estado de Hidalgo, México, obteniendo el grado en el año 2011. Obtuvo su Maestría en Ciencias en Manufactura Avanzada por el Centro Investigación y Asistencia Técnica del estado de Querétaro (CIATEQ) con sede en Cd. Sahagún estado de Hidalgo, México en el año 2015.

Él actualmente labora en la Universidad Tecnológica de la Huasteca Hidalguense como profesor de Asignatura. En el año 2008 a 2009 estuvo trabajando en la Empresa Zinc Nacional ubicada en San Nicolás de los Garza Nuevo León, como Supervisor de área en el departamento Eléctrico. La línea de investigación del ingeniero son el Diseño y desarrollo de productos y modelación de procesos de manufactura.

El Dr. Luis Enrique Ramos Velasco nació el 13 de enero de 1971 en Calvillo, Aguascalientes, México. Cursó sus estudios de Licenciatura en Ingeniería en electrónica y comunicaciones por Instituto Politécnico Nacional en 1993, su Maestría en Ciencias en Control Automático por el CINVESTAV-IPN ubicada DF, México en el año 1996. En el año 2002 recibió el grado de doctorado en ingeniería en Control y Robótica por la facultad de Ingeniería Eléctrica de la Universidad Checa, Praga, Republica Checa.

Él actualmente labora en la Universidad Autónoma del Estado de Hidalgo como profesor Investigador dentro del Centro de Investigación en Tecnologías de la Información y Sistemas. Entre septiembre de 1998 a agosto de 2002, estuvo colaborando en el Instituto de Teoría de la Información y Automatización de la Academia de Ciencias de la República Checa. En el periodo del 2009 al 2014 colaboró como Profesor Investigador en el Departamento de Mecatrónica de la Universidad Politécnica de Pachuca, México. Sus intereses científicos incluyen, control no lineal, control inteligente, modelado y control de robots, especialmente el control de los sistemas de subactuados, control visual, y más recientemente, el control de robots humanoides.

El Dr. Ramos, es miembro del S.N.I de CONACYT nivel 1

El M.C. César Chávez Olivares nació el 18 de noviembre de 1977 en la Cd de Poza Rica Veracruz. Termino sus estudios de postgrado en Ingeniería Eléctrica en el Instituto Tecnológico de Ciudad Madero. Sus estudios de Licenciatura en Ingeniería Electromecánica los realizo en la Instituto Tecnológico de Poza Rica. El actualmente labora en el Instituto Tecnológico de Monterrey Campus Pachuca, como Jefe de área de Maquinados. Durante el año 2008 a 2014 estuvo colaborando como profesor investigador en la UTHH.

El M.C Chávez, ha participado como conferencista en el Simposio Anual del Colegio (SAC 2011) organizado por el CIMEEI. Sus servicios de consultoría son en las áreas de Energía Solar, Instalaciones Eléctricas y Aire acondicionado y refrigeración. Participo en el concurso XII "leamos la ciencia para todos" con el prototipo generador de agua para la producción sustentable de hortalizas en invernadero familiar obteniendo el 3er. Lugar a nivel Nacional.