

Diseño Computacional Usando el Software Ansys del Eje Principal Hexagonal, Caracolas y
Acople del Sistema de la Máquina Raquis

Juan Manuel Jiménez García y Sergio Alejandro Moreno Quintero

Trabajo de Grado para Optar el Título de Ingeniero Mecánico

Director

Alberto David Pertuz Comas

Ingeniero Mecánico, M.Sc, PhD.

Universidad Industrial de Santander

Facultad de Ingenierías Fisicomecánicas

Escuela de Ingeniería Mecánica

Bucaramanga

2020

Dedicatoria

Dedico este trabajo primero que todo a Dios por haberme dado salud y fortaleza para lograr mis objetivos, y por brindarme una gran familia y amigos.

A mis padres Carlos Antonio Jiménez, Onelia García por darme la vida, por el apoyo incondicional, por cada consejo y reprimenda para guiarme por el buen camino, y por la posibilidad de ser un gran profesional, a ellos les debo todo y esto es un pequeño triunfo y reconocimiento por todo lo que me han dado.

A mis hermanos y hermanas por estar ahí dándome apoyo, amor y comprensión durante todos estos años de estudio.

A todos los profesores que me enseñaron a ser mejor, en especial al profesor Fernando Castellano que me guió a lo largo de mis años en el colegio.

A mis dos grandes amigos Beyer y Édison que me han acompañado en cada momento de estudio, risas, peleas, fútbol, salidas, me ayudaron de una u otra manera a conseguir este sueño y que hacen parte de él.

A mi compañero de proyecto, por todos estos años de amistad, risas y demás, por el trabajo en equipo que nos permite hoy llegar a cumplir ese primer logro.

Por último, a mis amigos de universidad, especialmente a Leydy Gutiérrez que me brindaron su apoyo en mi formación académica y personal.

A todos ustedes muchas gracias.

Juan Manuel Jiménez García

Dedicatoria

Primero que todo le doy gracias a Dios por permitir culminar con éxito este proceso formativo, donde he adquirido valiosos conocimientos para mi vida personal, laboral, convirtiéndome en una persona íntegra. A mis padres Antonio Moreno Toscano y Lucila Quintero Díaz por regalarme la vida y ser parte importante de este logro, sin el apoyo de ellos no hubiese sido posible. A mi hermana Naira Daniela por su comprensión y afecto en esta etapa de mi vida. A mi esposa Alejandra y a mi hija Salomé, por ser la compañía indispensable y parte fundamental para persistir y nunca desistir de este proyecto. A mi compañero de proyecto por su entrega y dedicación y poder finalizar con éxito este logro. Finalmente, y no menos importante a mis amigos que han estado presente en estos años de lucha y compañeros de carrera porque de cada uno aprendí algo valioso que hoy hace mejor profesional y persona.

Sergio Alejandro Moreno Quintero

Agradecimientos

Agradecer al docente Alberto David Pertuz Comas, director de tesis, por sus aportes teóricos, y acompañamiento durante la realización de este proyecto de grado.

A los docentes Oscar Rodolfo Bohórquez Acosta y Octavio Andrés González Estrada por sus conocimientos y asesorías, ya que fueron parte fundamental para darle solución a este trabajo.

A Deyson Fernando Duarte Quintero por su colaboración con la aplicación de la norma.

A la Universidad Industrial de Santander y a la Escuela de Ingeniería Mecánica por brindarnos las bases para poder culminar todas las materias propuestas en el plan de estudio y desarrollar este proyecto.

Tabla de Contenido

Introducción	14
1. Planteamiento del Problema	17
2. Justificación del Problema	19
3. Objetivos.....	20
3.1. Objetivo General	20
3.2. Objetivos Específicos.....	20
4. Marco Teórico.....	21
4.1. Antecedentes Investigativos.....	21
4.2. Referentes Teóricos.....	24
4.2.1. Ejes de Transmisión.....	24
4.2.2. Materiales para Fabricar Ejes.....	25
4.2.3. Diseño de Esfuerzos para el Eje.....	26
4.2.4. Introducción a Ansys	28
4.2.5. Método de Elementos Finitos	30
5. Marco Metodológico.....	32
5.1. Consideraciones de Diseño	32
5.2. Herramientas de Diseño	33
5.3. Aspectos Económicos	33

5.4.	Despliegue de la Función Calidad.....	34
5.4.1.	Requisitos de Diseño.....	34
5.5.	Diseño de Eje, Caracolas y Acople	35
5.6.	Transmisión de Potencia	36
5.6.1.	Acoples	37
5.7.	Condiciones de Contorno.....	39
5.8.	Análisis de Modo y Efecto de Falla (AMEF)	42
5.8.1.	Tipos comunes de AMEF	42
5.8.2.	Pasos para Realizar un AMEF	43
6.	Análisis de Resultados	45
6.1.	Revisión del Diseño Existente.....	45
6.2.	Modelado Computacional	47
6.2.1.	Configuración con Redondeo de Radio Concéntrico.....	47
6.2.2.	Configuración con Chaflán.....	49
6.2.3.	Configuración con Redondeo de Radio	51
6.2.4.	Selección de Acople.....	55
6.3.	Diseño Convencional vs Diseño Computacional.....	56
6.4.	AMEF de Diseño.....	58
6.4.1.	Determinar el Grado de Severidad.....	58
6.4.2.	Determinar el Grado de Ocurrencia.....	59

6.4.3. Determinar el Grado de Detección	60
6.4.4. Diagrama del AMEF.....	61
7. Conclusiones y Recomendaciones.....	64
Referencias.....	65
Apéndices.....	68

Lista de Tablas

Tabla 1: Número Prioritario de Riesgo para un AMEF.....	44
Tabla 2: Configuración con Redondeo de Radio Concéntrico para el Eje y Caracola	48
Tabla 3: Configuración con Chaflán para el Eje y Caracola	50
Tabla 4: Configuración con Redondeo de Radio para el Eje y Caracola	52
Tabla 5: Convergencia de Malla.....	53
Tabla 6: Diseño Convencional vs. Diseño Computacional	57
Tabla 7: Grado de Severidad	58
Tabla 8: Grado de Ocurrencia.....	59
Tabla 9: Grado de Detección	60
Tabla 10: Diagrama del AMEF	62

Lista de Figuras

Figura 1: Componentes de la Máquina Raquis.....	14
Figura 2: Eje Principal Hexagonal con Caracolas	17
Figura 3: Ejemplo de Discretización	31
Figura 4: Diseño de Eje Hexagonal y Caracola.....	36
Figura 5: Condiciones de Contorno.....	39
Figura 6: Presión Normal Variable en la Tercera Caracola.....	40
Figura 7: Tipos de Contacto	41
Figura 8: Mallado de Eje y Caracola.....	41
Figura 9: Malla Refinada en el Concentrador de Tensiones	42
Figura 10: Esfuerzo Máximo en el Eje y Caracola de 823,51 MPa	45
Figura 11: Esfuerzo Máximo en el Eje de 823.51 MPa.....	46
Figura 12: Vista Detallada del Esfuerzo Máximo de 823,51 MPa.....	46
Figura 13: Diseño de Eje y Caracola con Redondeo de Radio Concéntrico de 66,5 mm	47
Figura 14: Esfuerzo Máximo del Eje con Redondeo de Radio Concéntrico de 66,5 mm.....	48
Figura 15: Configuración con Redondeo de Radio Concéntrico para el Eje y Caracola	49
Figura 16: Diseño de Eje y Caracola con Chaflán de 5 mm.....	49
Figura 17: Esfuerzo Máximo del Eje con Chaflán de 5 mm	50
Figura 18: Esfuerzo Máximo vs. Chaflán.....	51
Figura 19: Diseño de Eje y Caracola con Redondeo de Radio de 20 mm.....	51
Figura 20: Esfuerzo Máximo del Eje con Redondeo de Radio de 20mm.....	52
Figura 21: Esfuerzo Máximo vs Redondeo de Radio.....	53

Figura 22: Vista Isométrica de la Deformación en el Eje con Redondeo de Radio de 20mm..... 54

Figura 23: Vista Lateral del Esfuerzo Máximo en el Eje con Redondeo de Radio de 20 mm 55

Figura 24: Vista Isométrica del Esfuerzo Máximo del Eje con Redondeo de Radio de 20 mm . 55

Lista de Apéndices

Apéndice A: Diagrama de cargas..... 68

Apéndice B: Presupuesto 69

Apéndice C: Factor de Servicio para el Acople..... 70

Apéndice D: Lista de Tamaños para el Acople..... 71

Resumen

Título: Diseño Computacional Usando el Software Ansys del Eje Principal Hexagonal, Caracolas y Acople del Sistema de la Máquina Raquis.*

Autores: Juan Manuel Jiménez García, Sergio Alejandro Moreno Quintero**

Palabras Clave: Ansys, Eje hexagonal, Caracolas, Raquis de palma.

Descripción: El aceite de palma ha venido tomando fuerza en la economía colombiana, esto demanda recursos y una mayor oferta de esta industria, por lo cual esta ha tenido que acudir a la técnica para el procesamiento de la materia prima. En los últimos años los avances tecnológicos para convertir la materia prima han sido significativos, uno de los más sobresalientes es la prensa de tusas de palma aceitera la cual está compuesta por un eje principal hexagonal, caracolas y acople. Los componentes de esta estructura pueden fallar hasta tener rupturas catastróficas que generan detención de la máquina procesadora de tusas de palma aceitera. Como objetivo se tiene diseñar el eje principal hexagonal, caracolas y acople del sistema de la maquina raquis mediante el método computacional, usando el software Ansys. En el desarrollo metodológico se utilizó el sistema computarizado Ansys Inc, permitiendo el análisis del eje hexagonal de la tercera caracola, dentro del cual, se contó con el recurso del método de elementos finitos. De igual forma se tuvo en cuenta la transmisión de potencia y condiciones de contorno. Se realiza un análisis de modo y efecto de falla de diseño. Se encuentra en la revisión del diseño existente, que la caracola tiene una tensión máxima de 823,51 MPa, lo que representa un problema, ya que supera el límite elástico del material al ser de 710 MPa. En cuanto al modelado computacional, se encuentra que con el radio de redondeo de 20 mm en el eje y caracola se obtuvo un esfuerzo máximo menor. De esta manera, al realizar el cambio en el redondeo de radio concéntrico de 65 mm del eje hexagonal y caracola al radio de redondeo de 20 mm se obtiene una gran diferencia en el esfuerzo máximo de von Mises pasando de 823,51 MPa a 145,98 MPa.

* Trabajo de Grado

** Facultad de Ingenierías Físico-Mecánicas. Escuela de Ingeniería Mecánica. Director: PhD Alberto David Pertuz Comas.

Abstract

Title: Computational Design Using Ansys Software of the Hexagonal Main Shaft, Shells and Coupling of the Rachis Machine System.*

Authors: Juan Manuel Jiménez García, Sergio Alejandro Moreno Quintero **

Keywords: Ansys, Hexagonal axis, Shells, Palm rachis

Description: Palm oil has been gaining strength in the Colombian economy, that demands resources and a greater supply of this industry, for which the industry has had to resort to the technique for the processing of raw material. The last years the technological advances to convert the raw material have been significant, some highlights are the oil palm kernel press which is composed of a hexagonal main shaft, shells and coupling. The components of this structure can fail until have catastrophic ruptures that generate stoppage of the oil palm kernel processing machine. The objective is to design the main hexagonal shaft, shell and coupling of the spinal machine system by the computational method, using the Ansys software. In the methodological development, the computerized system Ansys Inc, was used, allowing the analysis of the hexagonal main axis of the third conch, within which, there was the resource of the finite element method. Similarly, power transmission and boundary conditions were taken into account. A design failure mode and effect analysis is performed. It is found in the review the desing, that the conch has a maximum stress of 823.51 Mpa, which represents a problema, since it exceeds the elastic limit of the material being 710 Mpa, regarding the computational modeling, it is found tha with the rounding radius of 20mm in the axis and conch, a lower maximum stress was obtained. In this way, when making the change in the concetric rounding raduis of 65mm of the hexagonal axis and conch to the rounding raduis of 20mm, a great difference is obtained in the maximum von mises stress, going from 823,51 Mpa to 145,98 Mpa.

* Bachelor Thesis

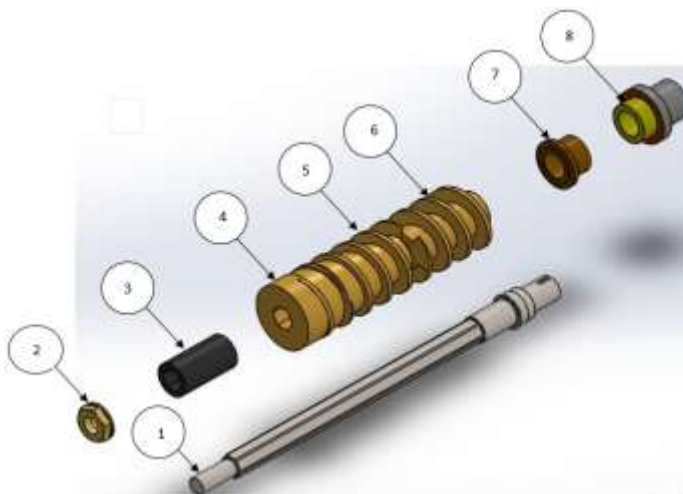
** Faculty of Physis Mechanical Engineering, School of Mechanical Engineering. Advisor: Dr. Alberto David Pertuz Comas

Introducción

A lo largo de la historia se ha dado un incremento en la demanda de productos de aceites obtenidos de la palma, tanto que “el aceite de esta planta se ha convertido en el más utilizado del mundo” (Statista, 2015). Existen máquinas cuya función es moler las partes de la palma y aprovechar al máximo los recursos de esta. Los aceites se extraen principalmente de las semillas y los frutos oleaginosos de la palma africana (*Elaeis guineensis*), estas tienen composición y estructura desigual, lo cual cambia el proceso al que son sometidas en la obtención del aceite, y se ha convertido en materia prima importante a nivel global para las diferentes industrias.

El proceso por el cual es extraído el aceite de los frutos se efectúa a partir de una mezcla de agua caliente y la posterior separación de las partes líquidas oleosas y sólidas por procesos como prensado o centrifugación. Para aprovechar todo el material y evitar desperdicios, existen máquinas cuya función es triturar el raquis de la palma, por medio de una máquina que está formada por un sistema de molido, utilizando un gran eje que transmite fuerza mecánica a unas caracolas tipo sin fin para machacar el material como se puede apreciar en la Figura 1.

Figura 1: Componentes de la Máquina Raquis



Item	Descripción
1	Eje Hexagonal
2	Tuerca Eje Hexagonal
3	Buje Separador
4	Caracola 3
5	Caracola 2
6	Caracola 1
7	Porta Rodamientos
8	Acople

Asumiendo que el diseño convencional puede traer inconvenientes, debido a fallas humanas por errores en datos o variables que no se tienen en cuenta, se generan ciertos errores de diseño que causan fallas del eje principal del sistema, por lo anterior se requiere la ayuda de un software diseñado para realizar variaciones, y así evitar al máximo los errores que se puedan llegar a cometer de forma tradicional y por otro lado se puede obtener una condición de trabajo máxima.

En tanto, al momento de realizar un diseño de un sistema con una geometría complicada y que va a estar sometido a cargas distribuidas sobre esta, se tiene en cuenta un método para obtener la mejor solución, para lo cual se opta por el Método de Elementos Finitos en adelante MEF, que desarrollado por el software Ansys¹, reduce de manera sustancial los errores humanos que se puedan llegar a cometer si se hace de manera tradicional.

El eje principal de la maquina raquis, objeto de investigación ha sufrido una ruptura, por lo que el objetivo de este trabajo es diseñar el eje principal hexagonal, caracolas y acople del sistema de la maquina raquis mediante el método computacional, usando el software Ansys. Para esto se realiza el análisis de la ruptura que se dio en la tercera caracola; mediante el software computarizado, se simuló dicho conjunto que permite aplicar una presión normal variable a lo largo del tornillo sin fin, en donde se representa la compresión de las tusas de palma en la máquina.

El hallazgo más significativo que se ha establecido gracias al análisis en el sistema computarizado ya mencionado es que cuando el eje y caracola cambia de redondeo de radio concéntrico a redondeo de radio, se obtiene una disminución notoria en el esfuerzo máximo de von Mises. Por otra parte, mediante un Análisis de Modo y Efecto de Falla (AMEF) de diseño, se establecen los grados de severidad, ocurrencia y detección que llegue a tener un diseño; estos

¹ Swanson Analysis Systems, Inc. Comercializa y presta soporte a la ingeniería a través de software de simulación.

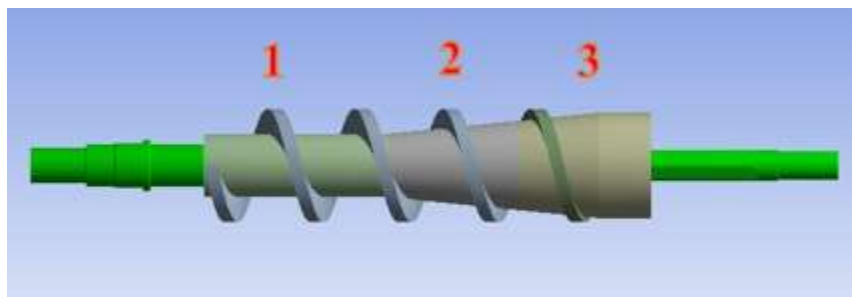
grados nos dan un valor de priorización para un mejor análisis y de esta forma una reducción de errores en un diseño.

1. Planteamiento del Problema

Se tiene una maquina raquis para comprimir y poder extraer aceite de la tusa de la palma, la cual su eje sufrió un desgaste prematuro en la unión con la caracola conductora a las 200 horas de funcionamiento, estando programada una parada de rutina para inspección y mantenimiento a las primeras 1000 horas continuas de operación. Seguidamente se realizó una reparación mediante soldadura, reconstruyendo los hexágonos en el eje desgastado y entrando nuevamente en operación. Transcurridas casi 1000 horas de operación continuas, el eje sufrió la ruptura catastrófica, presentándose una grieta superficial en la zona donde se realizó la reparación por soldadura que conllevó al rompimiento del eje en dos partes. Mediante un análisis de diagnóstico se identifica que el eje en cuestión no cumplió con la expectativa de trabajo, por lo cual se debe tener en cuenta un rediseño del eje.

Como se ha venido mencionando, el eje principal hexagonal de la máquina raquis ha sufrido una ruptura, lo que impide que las caracolas que contienen el perfil de un tornillo sin fin no puedan operar correctamente; este tornillo se encarga de transportar el material para su compresión. En la figura 2 se muestra el modelo descrito.

Figura 2: *Eje Principal Hexagonal con Caracolas*



La tercera caracola fue la que sufrió la ruptura y es el centro de análisis del presente trabajo; para ello, se ha considerado un acero AISI/SAE 4340 con módulo de Young $E = 200$ GPa, y

coeficiente de Poisson $\nu = 0.3$. Estas características fueron tenidas en cuenta para la simulación computarizada en el software Ansys.

Dado lo anterior, se realiza un bosquejo del diagrama de cargas para tener en cuenta la fuerza cortante y momento flector del eje que sirve para determinar cuál es el comportamiento de estas en un modelo de cargas en específico, es decir, cual es la distribución de las fuerzas y momentos a lo largo del eje (ver apéndice A).

2. Justificación del Problema

El presente trabajo busca proporcionar información útil y contribuir a las empresas emergentes en este campo, para que se enfoquen en un proceso de extracción de aceite por medio de un prensado y triturado de tusa de palma de aceite. Resulta de especial interés conocer las partes y condiciones de trabajo de la máquina; del por qué falló el eje prematuramente y de esta forma poder realizar mejoras pertinentes en el diseño del sistema de la máquina de raquis.

En este orden de ideas se tiene como investigación, diseñar computacionalmente utilizando el software Ansys, el eje, caracolas y acoples del sistema principal de la máquina de raquis y de esta forma, sugerir la modificación de tamaño, forma y material para así obtener una condición de trabajo máxima. Teniendo en cuenta los resultados de la simulación presentada, estos se puedan comparar con los de otras investigaciones y analizar sus posibles variables en la optimización de recursos.

3. Objetivos

3.1. Objetivo General

Diseñar el eje principal hexagonal, caracolas y acople del sistema de la máquina raquis mediante el método computacional usando el software Ansys.

3.2. Objetivos Específicos

- Revisar el diseño existente del eje principal hexagonal, caracolas y acople del sistema de la máquina raquis de manera tradicional.
- Modelar computacionalmente cada parte del sistema de la máquina de raquis variando sus propiedades en busca de un acople adecuado.
- Comparar el diseño convencional con el diseño computacional hasta obtener la condición de trabajo máxima teniendo en cuenta algunos parámetros (tamaño, forma, material, elasticidad, coeficiente de Poisson).
- Realizar un Análisis de Modos y Efectos de Falla (AMEF) para diseño del sistema.

4. Marco Teórico

4.1. Antecedentes Investigativos

A continuación, se muestra una breve descripción de los antecedentes encontrados para la conceptualización del presente trabajo el cual vincula aspectos del diseño de ejes, MEF, análisis y modelado de ejes mediante el software ANSYS.

“Análisis, diseño y modelamiento por elementos finitos del eje para un agitador mecánico de la empresa flow control and handling S.A.”

En este trabajo de grado realizan el modelamiento del eje para un agitador mecánico, considerando las cargas críticas como son el momento flector y par torsor. Se analizan los esfuerzos y las velocidades críticas, realizando el análisis comparativo de varios diámetros de ejes con el fin de determinar cuál se ajusta mejor a los parámetros de diseño y a las condiciones de trabajo. La metodología implementada analítica se da por medio de fórmulas y cálculos realizados en tablas dinámicas de excel que se confrontan con análisis numérico aplicado en el software Ansys. (Bolívar Martínez, 2013)

“Modeling and analysis of propeller shaft and its coupling”

El eje de transmisión es un eje para impartir el par de torsión desde la fuente de energía o el motor primario a la maquinaria. Casi todos los ejes de transmisión son ejes o tubos metálicos que tienen una junta especial. La falla principal en el eje de transmisión es la vibración debida, la tensión de torsión y la tensión de flexión fueron experimentadas por el eje de transmisión debido

al peso de la cabina o la desalineación del cojinete liso. Los conductores perderán el control de su vehículo si la falla de los ejes de transmisión ocurre durante las curvas a alta velocidad.

El problema mencionado anteriormente puede reducirse adoptando el material alternativo sobre él. Se tiene como objetivo reducir el peso del eje de transmisión y realizar un análisis sobre él, variando el material para reducir el consumo de combustible. Se utiliza la herramienta de análisis mecánico "Ansys" para realizar el análisis del eje de la hélice y el acoplamiento. (Velmurugan, Murasu, & Vivek Asalan, 2016)

“Análisis por elementos finitos de cargas de impacto en elementos estructurales de máquinas agrícolas”

Las circunstancias que dan lugar a sobrecargas en las máquinas e implementos agrícolas se ven acrecentadas en Cuba debido a exigentes condiciones de los terrenos y características pesadas de los suelos, siendo habituales en la agricultura cubana los ejemplos de máquinas e implementos, tanto de fabricación nacional como de importación, que sufren deformaciones en su estructura o roturas frecuentes en sus órganos de trabajo.

En el trabajo se expone un estudio de caso en el que se aplica el análisis por elementos finitos como herramienta durante la determinación de tensiones y deformaciones en un elemento estructural sometido a cargas de impacto, comparándose con el cálculo por métodos tradicionales.

Como resultado se obtiene que, durante el cálculo de elementos estructurales por métodos tradicionales, los coeficientes de cargas dinámicos obtenidos den lugar a valores de las tensiones y deformaciones superiores a los obtenidos mediante análisis de impacto por elementos finitos. (Flores Moreno, Martinez Rodriguez, & Samá Montes, 2009)

“Stress analysis of shaft of pto drive using finite element analysis”

En este trabajo, se realizaron análisis para investigar los esfuerzos y la deformación de la fabricación del eje de transmisión de un tractor. El eje está conectado con engranaje y piñón, siendo este es el componente más importante que se debe tener en cuenta al diseñar. Se analizó la concentración de esfuerzos y la deformación en el eje en las diferentes regiones.

En este documento, los archivos de pieza y el ensamblaje se realizan utilizando el software CREO y el análisis se realiza utilizando ANSYS 15.0. Los resultados obtenidos por el análisis de tensión se encuentran en buena concordancia con el valor de la tensión analítica y el análisis modal, es decir, las tensiones y deformaciones presentadas están dentro del límite que es útil para el análisis previo a la fabricación (Khunti, 2018).

“Modeling and analysis of a power transmission system. Influences in tooth contact analysis of the gears”

En este trabajo se presenta el modelado y análisis de un sistema de transmisión de potencia, teniendo en cuenta las condiciones de montaje de los elementos situados en el eje, elementos de apoyo y elementos de transmisión de potencia. Después del modelado realizado por el MEF, el análisis de rigidez permite estudiar la desviación longitudinal y angular, el análisis modal de las vibraciones y velocidades críticas.

Los resultados permiten comparar la magnitud de las deformaciones elásticas en el eje, longitudinales y angulares, opuestas a las consideradas en la zona de contacto bajo carga, en el análisis de contacto dental. (García-Masiá, Ceresa, & Morillas-Álvarez, 2006).

“Diseño y montaje de una máquina trituradora de eje horizontal para el centro recreacional Catay”

En este trabajo de grado se muestra el procedimiento seguido para la selección, el análisis y diseño de una trituradora de eje horizontal destinada a la manutención de zonas verdes y aprovechamiento de restos vegetales en la sede recreacional Catay. La selección es efectuada empleando herramientas o técnicas, como el Despliegue de la Función de Calidad (QFD por sus siglas en ingles) y métodos afines. Para el análisis, se enfatiza en el estudio del tractor y la definición de los parámetros dinámicos que determinan el funcionamiento óptimo de la trituradora de eje horizontal, aplicando y proponiendo métodos físico-matemáticos para su cálculo, como lo son el cálculo de la velocidad óptima para el corte de tallos y la estimación de potencia requerida para la trituración de restos vegetales. (Hernandez Martinez & Pinto Maquilon, 2007)

4.2. Referentes Teóricos

4.2.1. Ejes de Transmisión

Dentro de la literatura consultada, se encuentra el libro de Budynas, Richard G y Nisbett, J. Keith, titulado: “Diseño en ingeniería mecánica de Shigley” en donde afirman que:

Una flecha es un elemento rotatorio, por lo general de sección transversal circular, que se emplea para transmitir potencia o movimiento. Ella constituye el eje de rotación u oscilación de elementos como engranes, poleas, volantes de inercia, manivelas, catarinas y miembros similares y, además, controla la geometría de su movimiento. Un eje es un elemento no giratorio que no transmite par de torsión y que se utiliza para soportar ruedas rotatorias, poleas y elementos parecidos.

Debido a la ubicuidad de las flechas en muchas aplicaciones de diseño de máquinas, es conveniente realizar un estudio más a fondo de la flecha y su diseño. El diseño de una flecha

completa tiene mucha interdependencia con el de los componentes. El diseño de la propia máquina dictará que ciertos engranes, poleas, cojinetes y otros elementos se tendrán que analizar, al menos parcialmente, y determinar en forma tentativa su tamaño y espaciado.

Cuando se deciden los diversos aspectos de un enfoque de diseño, es necesario tomar en cuenta que un análisis de esfuerzos en un punto específico de un eje se hace sólo mediante la geometría del eje en la proximidad de ese punto. De esta forma, no se necesita conocer la geometría de todo el eje. En diseño, por lo general, se localizan las áreas críticas, se dimensionan para cumplir los requisitos de resistencia y después se dimensiona el resto del eje para satisfacer las necesidades de los elementos soportados por éste. (Budynas & Nisbett, 2011, pág. 344)

4.2.2. *Materiales para Fabricar Ejes*

La deflexión no se ve afectada por la resistencia sino por la rigidez, representada por el módulo de elasticidad, que es esencialmente constante en todos los aceros. Por esa razón, la rigidez no puede controlarse mediante decisiones sobre el material, sino sólo por decisiones geométricas.

La resistencia necesaria para soportar esfuerzos de carga afecta la elección de los materiales y sus tratamientos. Muchos ejes están hechos de acero de bajo carbono, acero estirado en frío o acero laminado en caliente, como lo son los aceros ANSI 1020-1050.

A menudo no está garantizado el incremento significativo de la resistencia proveniente del tratamiento térmico ni el contenido de alta aleación. La falla por fatiga se reduce moderadamente mediante el incremento de la resistencia, y después sólo a cierto nivel antes de que los efectos adversos en el límite de resistencia a la fatiga y la sensibilidad a la muesca comience a contrarrestar los beneficios de una resistencia mayor. Una buena práctica consiste

en iniciar con un acero de bajo o medio carbono de bajo costo, como primer paso en los cálculos del diseño. Si las consideraciones de resistencia resultan dominar sobre las de deflexión, entonces debe probarse un material con mayor resistencia, lo que permite que los tamaños del eje se reduzcan hasta que el exceso de deflexión adquiera importancia. El costo del material y su procesamiento debe ponderarse en relación con la necesidad de contar con diámetros de eje más pequeños. Cuando están garantizadas, las aleaciones de acero típicas para tratamiento térmico incluyen ANSI 1340-50, 3140-50, 4140, 4340, 5140 y 8650.

Los ejes no requieren endurecimiento superficial a menos que sirvan como un recubrimiento real en una superficie de contacto. Las elecciones típicas para el material para el endurecimiento superficial incluyen los grados de carburización ANSI 1020, 4340, 4820 y 8620. El acero estirado en frío se usa para diámetros menores de 3 pulgadas. El diámetro nominal de la barra puede dejarse sin maquinarse en áreas que no requieren el ajuste de los componentes. El acero laminado en caliente debe maquinarse por completo. En el caso de ejes grandes que requieren la remoción de mucho material, los esfuerzos residuales pueden tender a causar alabeo. Si la concentricidad es importante, puede ser necesario maquinarse las rugosidades, después tratar térmicamente para remover los esfuerzos residuales e incrementar la resistencia, luego maquinarse para el terminado y llegar a las dimensiones finales. (Budynas & Nisbett, 2011, págs. 344-345)

4.2.3. *Diseño de Esfuerzos para el Eje*

4.2.3.1. Ubicaciones Críticas. No es necesario evaluar los esfuerzos en todos los puntos de un eje; es suficiente hacerlo en unas cuantas ubicaciones potencialmente críticas. Por lo general, estas ubicaciones se localizan en la superficie exterior, en ubicaciones axiales donde el momento flexionante es grande, donde el par de torsión está presente y donde existen

concentraciones de esfuerzo. Por comparación directa de diferentes puntos a lo largo del eje, pueden identificarse unas cuantas ubicaciones críticas sobre las cuales puede basarse el diseño. También puede resultar útil una evaluación de situaciones de esfuerzo típicas. (Budynas & Nisbett, 2011, pág. 350)

4.2.3.2. Carga sobre la Flecha. Las cargas en las flechas de transmisión rotatoria son principalmente de uno de dos tipos: torsión debido al par de torsión transmitido o de flexión proveniente de cargas transversales por engranes, poleas o ruedas dentadas. Estas cargas suelen ocurrir combinadas, ya que, por ejemplo, el par de torsión transmitido puede estar asociado con fuerzas en los dientes de engranes o ruedas dentadas de las flechas. El carácter de las cargas por par de torsión y de las de flexión puede ser uniforme (constante) o variar con el tiempo. Uniformes y variables en el tiempo, las cargas por par de torsión y a flexión también pueden ocurrir en una misma flecha en cualquier combinación.

El caso más general de carga sobre las flechas es la combinación de un par de torsión fluctuante y de un momento fluctuante. También pueden estar presentes cargas axiales si el eje de la flecha es vertical o si incluye engranes helicoidales o tornillos sinfín, con un componente de fuerza axial.

Una flecha deberá diseñarse para minimizar la longitud del tramo sujeto a cargas axiales transfiriéndolas a tierra mediante cojinetes de empuje adecuados, tan cerca de la fuente de la carga como sea posible. Tanto el par de torsión como el momento llegan a variar con el tiempo, y ambos pueden contener componentes medio y alternante. La combinación sobre una flecha en rotación de un momento a flexión y un par de torsión genera esfuerzos multiaxiales. Si las cargas son asincrónicas, aleatorias o fuera de fase, entonces se tratará de un caso de esfuerzo multiaxial complejo. Ahora bien, incluso si el momento y el par de torsión están en fase (o 180°

fuera de fase), seguirá siendo un caso de esfuerzo multiaxial complejo. (Universidad de los Andes, 2010)

4.2.3.3. Sujeciones y Concentraciones de Esfuerzos. Aunque a veces es posible diseñar flechas de transmisión útiles que en toda su longitud no tenga modificaciones en el diámetro de la sección, lo más común en las flechas es que tengan una diversidad de escalones o resaltos u hombros donde cambia el diámetro, a fin de adaptarse a elementos sujetos como cojinetes, ruedas dentadas, engranes. También muestra todo un abanico de procedimientos de uso común para sujetar o localizar elementos sobre una flecha. Los escalones o los hombros son necesarios para conseguir una ubicación axial, precisa y consistente de los elementos sujetos, así como para obtener el diámetro correcto, adecuado a piezas estándar como los cojinetes.

Se suele recurrir a cuñas, chavetas circulares o espigas atravesada para asegurar elementos que deban ir sujetos a la flecha, con el fin de transmitir el par de torsión requerido o para fijar la pieza axialmente. Las cuñas requieren una ranura tanto en la flecha como en la pieza, y pudieran necesitar un tornillo prisionero para impedir cualquier movimiento axial. Las chavetas circulares ranuran las flechas, y las espigas transversales generan perforaciones en estas. Cada uno de estos cambios de contorno contribuirá ciertas concentraciones de esfuerzos. (Universidad de los Andes, 2010)

4.2.4. Introducción a Ansys

Ansys es un programa para el cálculo computacional basado en el MEF, con aplicabilidad a una amplia variedad de problemas habituales en la ingeniería. Este programa cuenta con más de

100.000 líneas de código que le permiten la implementación de análisis estáticos y dinámicos en cálculos de estructuras, así como en problemas de transferencia de calor, fluidos y electromagnetismo.

Como es habitual en todos los programas para cálculo por elementos finitos ANSYS dispone de tres módulos de trabajo: (Atona, 2013)

4.2.4.1. Preprocesador. Donde se prepara el modelo para el cálculo. En él se realizan las operaciones de:

- Dibujo del modelo, o importación si se ha generado por medio de un sistema CAD que genere ficheros compatibles.
- Selección del tipo de elemento o elementos a emplear. En función del tipo de cálculos a realizar, estos programas suelen disponer de diferentes tipos de elementos que son especiales para cada aplicación.
- Selección de los materiales a emplear, que pueden obtenerse por librerías, o ser definidos por el usuario.
- Mallado de los componentes del modelo.
- Aplicación de las cargas exteriores (puntuales, lineales o superficiales).
- Aplicación de las condiciones de contorno del modelo.

4.2.4.2. Solución: Es la parte del programa que realiza todo el cálculo del MEF y genera las soluciones. Los pasos que abarca son los siguientes:

- Selección del tipo de cálculo a realizar: Análisis transitorio, régimen armónico, estático o pandeo.

- Configuración de los parámetros de cálculo: Selección de intervalos de tiempo, norma del error, número de iteraciones.
- Inicio del cálculo: El programa empieza transfiriendo las cargas al modelo, genera las matrices de rigidez, realiza la triangulación de la matriz, resuelve el sistema de ecuaciones y genera la solución.

4.2.4.3. Post-Procesador: Es la herramienta que permite la representación gráfica de los resultados, así como resultados indirectos que se pueden obtener operando las soluciones del modelo.

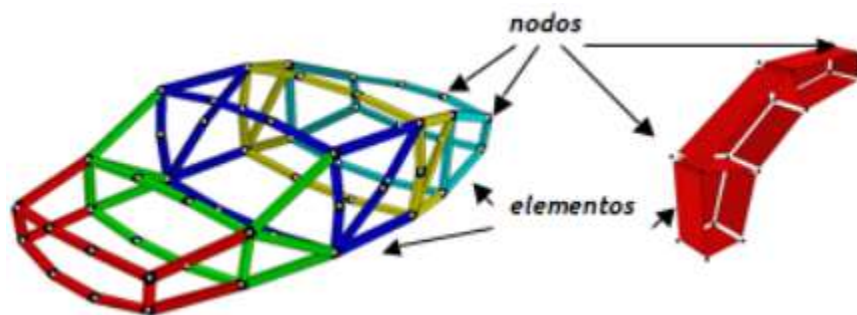
4.2.5. Método de Elementos Finitos

4.2.5.1. Definición. Es un método de aproximación de problemas continuos. Según Frías 2004 se da de la siguiente manera:

- El continuo se divide en un número de partes, “elementos”, cuyo comportamiento se especifica mediante un número finito de parámetros asociados a ciertos puntos característicos denominados “nodos”. Estos nodos son los puntos de unión de cada elemento con sus adyacentes.
- La solución del sistema complejo sigue las reglas de los problemas discretos. El sistema completo se forma por ensamblaje de los elementos.
- Las incógnitas del problema dejan de ser funciones matemáticas y pasan a ser el valor de estas funciones en los nodos.
- El comportamiento en el interior de cada elemento queda definido a partir del comportamiento de los nodos mediante las adecuadas *funciones de interpolación o funciones de forma*.

El MEF, por tanto, se basa en transformar un cuerpo de naturaleza continua en un modelo discreto aproximado, esta transformación se denomina discretización del modelo. El conocimiento de lo que sucede en el interior de este modelo del cuerpo aproximado, se obtiene mediante la interpolación de los valores conocidos en los nodos. Es por tanto una aproximación de los valores de una función a partir del conocimiento de un número determinado y finitos de puntos. (Frías Valero, 2004)

Figura 3: *Ejemplo de Discretización*



Nota. Tomado de: Ortiz, Ruíz, & Ortíz, 2013

4.2.5.2. Fundamentos del Método. El sistema continuo se divide en “elementos finitos” mediante líneas, superficies o volúmenes imaginarios.

Los elementos finitos están conectados entre sí mediante un número discreto de puntos situados en su contorno, a los que denominaremos nodos. Los desplazamientos de estos nodos son las incógnitas del problema.

Se toma un conjunto de funciones de forma que definan de manera única el campo de desplazamientos dentro de cada elemento finito según los desplazamientos de los nodos correspondientes a ese elemento.

Estas funciones de forma definen el estado de deformaciones dentro del elemento en función de los desplazamientos nodales. A partir de las deformaciones iniciales y las propiedades del material se obtiene el estado de tensiones del elemento.

Se determina un sistema de fuerzas concentradas en los nodos de manera que equilibre las tensiones en el contorno, de tal forma que podemos obtener una relación entre fuerzas y desplazamientos.

5. Marco Metodológico

5.1. Consideraciones de Diseño

Para el diseño se tienen en cuenta algunos parámetros o características a considerar, unos más importantes que otros y que sirven para el diseño de los elementos y del sistema. En el transcurso se deben considerar muchas de esas características en alguna situación de diseño dada, entre las más importantes a considerar se tienen: funcionalidad, resistencia/esfuerzo, deflexión/rigidez, desgaste, seguridad, confiabilidad, costo, vida, forma, tamaño, volumen, mantenimiento.

Algunas de estas propiedades se relacionan de manera directa con las dimensiones, el material, el procesamiento y la unión de los elementos del sistema. Ciertas características pueden estar interrelacionadas, lo que afecta la configuración del sistema total.

5.2. Herramientas de Diseño

Actualmente existe una gran variedad de recursos y herramientas disponibles que ayudan a solucionar problemas de diseño. Con la ayuda del software se proporcionan herramientas de gran capacidad para diseñar, analizar y simular componentes mecánicos. Además de esta herramienta se necesita información en ciencias/ingeniería y de características de componentes actualizados.

Algunos paquetes de computadora realizan análisis de ingeniería específicos y tareas de simulación que ayudan al diseño. En este trabajo se tendrá en cuenta el programa para el Análisis del Elemento Finito (FEA), análisis del esfuerzo y la deflexión, la vibración y la transferencia de calor Ansys.

Sin embargo, es necesario tener cuidado, los programas de computadora no sustituyen el proceso de pensamiento humano. En este caso, la computadora es el vehículo que ayuda en el camino hacia una solución. Los números generados por un ordenador pueden estar muy lejos de la realidad, pues al ingresar un dato incorrecto se puede generar una mala interpretación, por ende, la aplicación o los resultados estarán alejados del proceso deseado. Es su responsabilidad asegurar la validez de los resultados, por lo que debe tener cuidado al revisar la aplicación y los resultados.

5.3. Aspectos Económicos

La consideración del precio tiene una función muy importante en el proceso de la decisión de diseño. Hay que tener en cuenta que no se puede decir nada en un sentido absoluto, respecto de los costos. A menudo, los materiales y la mano de obra incrementan su valor de un año a otro, pero es

de esperar que el precio del procesamiento de materiales presente una tendencia a la baja, debido al empleo de máquinas y herramientas automatizadas. El costo para fabricar un mismo producto varía de ciudad en ciudad y de una planta a otra, debido a las diferencias entre los gastos generales, mano de obra, impuestos y las ligeras variaciones en la manufactura. Para tal efecto en (Apéndice B) se encuentra el presupuesto planteado para esta investigación.

5.4. Despliegue de la Función Calidad

Para un despliegue de función de calidad se tiene como metodología tener una visión de lo que busca el usuario y los requisitos que debe tener, dando prioridad a características más necesarias para la investigación.

5.4.1. Requisitos de Diseño

- Que cumpla con las horas de trabajo estipuladas. (1000 horas)
- Altas cargas permisibles máximas en el eje.
- Condiciones de operación nominales de sitios industrializados.
- Cantidad de tusa por carga (flujo).
- Que se aplique en un contexto industrial.
- Que tenga mayor relación costo beneficio.
- Fáciles rutinas de mantenimiento.
- Vida útil prolongada sin paradas por fallas.

- Impacto ambiental (poco contaminante, bajo consumo energético, bajo ruido)
- Que permita mejoras con proyectos de investigación futuros.

5.5. Diseño de Eje, Caracolas y Acople

Este diseño constara de un eje con perfil hexagonal donde se ensamblarán caracolas, de tal forma que encajen con el perfil del tornillo sinfín. Para las caracolas se tiene en cuenta una sección transversal que irá en aumento constante y así ésta tomará una forma cónica que ayudará al prensado. Este diseño se lleva a cabo de tal forma que tanto su elaboración como su acceso sea sencillo.

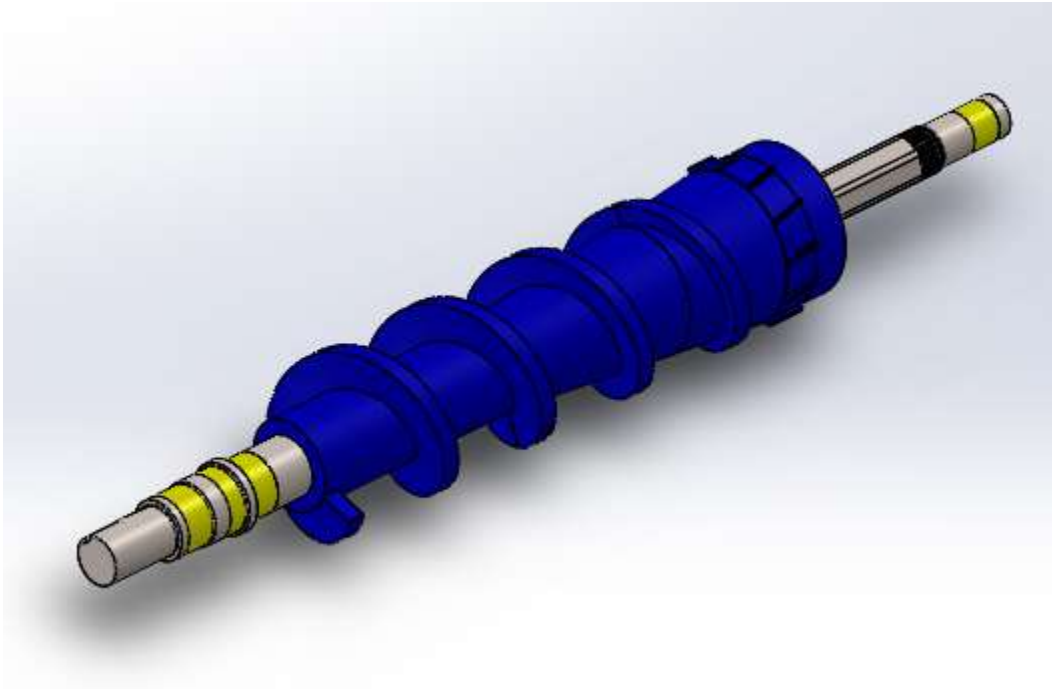
Se creó un ensamble en SolidWorks² del eje con perfil hexagonal, caracolas y acoples por separado, además se tendrá en cuenta tanto una fase de revisión del diseño existente de forma tradicional, como una fase de diseño computacional con su respectivo análisis mediante el software Ansys y con la ayuda del MEF se harán las simulaciones de las cargas a las que se verá sometido el eje, ya que con esto se da una proximidad a problemas continuos. Luego se pondrán a variar parámetros y de este modo, hacer una comparación entre los dos diseños hasta obtener una condición de trabajo adecuada.

Lo que se obtiene de este sistema es una propuesta sencilla y eficaz en el momento del ensamble del sistema de la máquina de raquis, ya que cuenta con un perfil hexagonal que empareja con la

² SolidWorks es un software CAD (diseño asistido por computadora) para modelado mecánico en 2D y 3D.

caracola para transmitir un empuje al material para prensarlo. A continuación, se muestra un diseño conceptual de cómo es el eje y sus caracolas con un perfil de tornillo sinfín.

Figura 4: Diseño de Eje Hexagonal y Caracola



5.6. Transmisión de Potencia

Para calcular el torque de operación del eje, se utilizaron los registros entregados de amperaje y el voltaje de la línea que alimenta el motor, de este modo se calculó la potencia eléctrica:

$$P_{el} = VI$$

Donde P_{el} es la potencia eléctrica [W], V el voltaje [V], I la corriente [A]. Para un voltaje y una corriente de operación de 220 V y 244 A respectivamente la potencia es de 53680 W. Sin embargo, esta potencia sufre una disminución, debido a la eficiencia del motor y del montaje mecánico.

$$P_{eje} = P_{el} \cdot \eta_{mot} \cdot \eta_{mont}$$

Donde P_{eje} es la potencia en el eje, η_{mot} la eficiencia del motorreductor, η_{mont} la eficiencia de montaje. Esta potencia sobre eje se calculó como 47.94 KW (64 HP). Para calcular el torque de operación sobre el eje se usó la siguiente forma de la ecuación de potencia mecánica:

$$P_{eje} = TN$$

Donde T es el torque [N.m], N la velocidad angular [rad/s].

Con una velocidad angular de 1000 RPM, el torque obtenido fue de 457 N.m. Considerando la caja reductora (76.353:1), la transmisión de potencia al eje da un torque efectivo de 34893 N.m.

Teniendo en cuenta lo anterior, se aplica una presión normal variable a lo largo del tornillo sin fin, la cual representa la compresión de las tusas de la palma en la máquina. Para calcular esta presión se realiza un modelo numérico en el cual la variable de entrada es la presión en el sin fin y la variable de salida es el torque del eje. De este modo la presión encontrada varía linealmente de 0 a 10 MPa aproximadamente.

Por otro lado, para hallar el factor de seguridad se tiene en cuenta la siguiente formula:

$$F_s = \frac{S_y}{\sigma_{max}}$$

Donde F_s es el factor de seguridad, S_y la resistencia a la fluencia [MPa] y σ_{max} el esfuerzo máximo de von Mises [MPa].

5.6.1. Acoples

Son elementos de una máquina que sirven para prolongar líneas de transmisión de ejes o enlazar partes de distintos ejes. En algunos sistemas más avanzados, la configuración de acoplamientos mecánicos sirve también para proteger a la estructura y mantenerla más sujeta. (SADI TRANSMISIONES S.L., s.f.)

En el sector industrial existe gran variedad para combatir los dos tipos de desalineación en particular, la desalineación angular y la desalineación paralela.

5.6.1.1. Desalienación Angular. Conocida como desajuste axial y consta de dos ejes paralelos que se sitúan en distintos ángulos en diferente plano horizontal y vertical.

5.6.1.2. Desalineación Paralela: Sucede cuando se tienen dos ejes que están en paralelo, pero no están en el mismo plano. A continuación, se mencionan los tipos de acoples para desalineación paralela:

5.6.1.2.1. Acoplamientos Rígidos: Busca la unión de dos ejes de manera compacta para así evitar desplazamiento entre sí.

- Acoplamientos rígidos de manguitos
- Acoplamientos rígidos de platillos
- Acoplamientos rígidos por sujeción cónica
- Acoplamientos rígidos por sujeción curva

5.6.1.2.2. Acoplamientos Flexibles: Otorga un nivel de flexibilidad superior en los ejes del mecanismo y proporciona un empuje poderoso aún a bajas revoluciones cuando se cuenta con ejes que no están alineados.

- Acoplamiento flexible de manguitos de goma
- Acoplamiento flexible de disco flexible
- Acoplamiento flexible de fuelle helicoidal
- Acoplamiento flexible de quijada de goma
- Acoplamiento flexible direccional de tipo Falk

- Acoplamiento flexible de cadenas
- Acoplamiento flexible de engranaje
- Acoplamiento flexible de muelle metálico

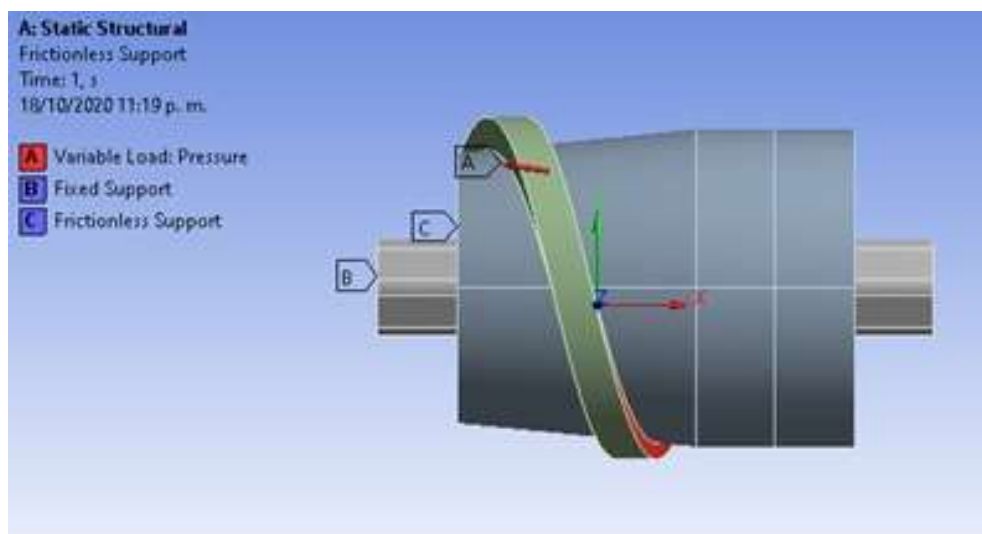
5.6.1.2.3. Acoplamientos Especiales o Articulados: Encargado de conectar dos ejes con una alineación distinta en posición paralela y evita que se pierda la capacidad de transmitir la potencia.

- Junta universal (cruceta o cardán)
- Junta eslabonada de desplazamiento lateral. (SADI TRANSMISIONES S.L., s.f.)

5.7. Condiciones de Contorno

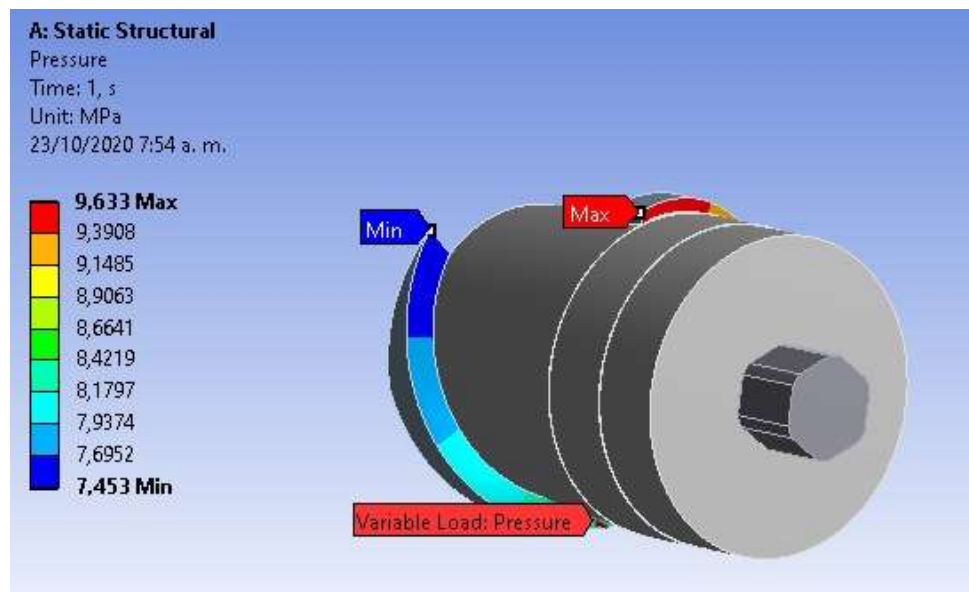
En la figura 5 se muestran las condiciones de contorno tenidas en cuenta para la simulación computarizada en Ansys.

Figura 5: *Condiciones de Contorno*



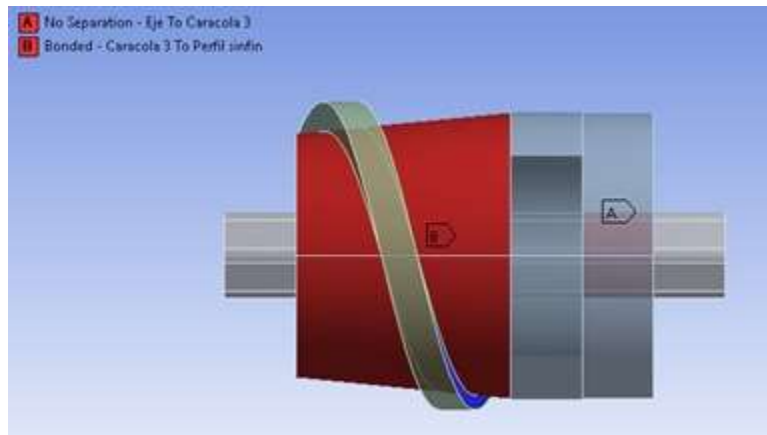
Se hizo un seccionamiento de la tercera caracola, se muestra un soporte fijo (Fixed Support), el cual es el eje, un soporte de fricción donde va unida a la caracola número 2 y una presión normal variable, la cual representa la compresión de las tusas de palma de la máquina como se muestra en la figura 6.

Figura 6: *Presión Normal Variable en la Tercera Caracola*

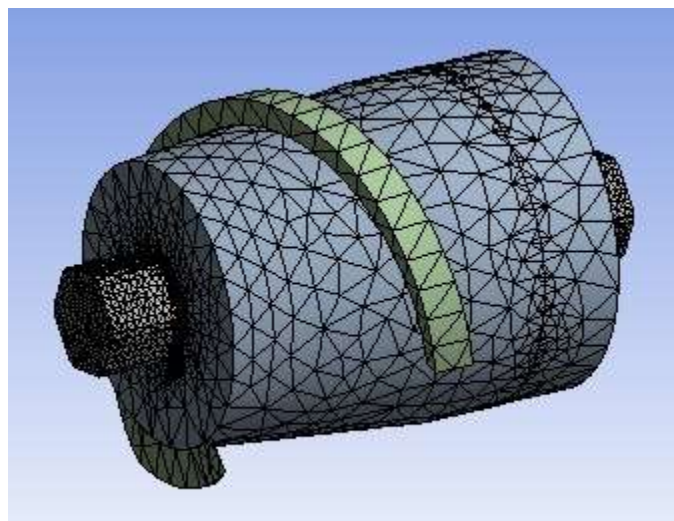


Mediante el programa computarizado Ansys se logra obtener el valor mínimo de 7,453MPa, el cual es tenido en cuenta para analizar la presión de las tusas de palma.

En cuanto a los tipos de contacto que se utilizaron, fueron en primer lugar un contacto tipo No Separation entre el eje y la caracola, y en segundo lugar un contacto tipo Bonded entre caracola y el perfil del sin fin, este tipo de contacto evita que haya movimiento relativo entre componentes, como se puede representar en la figura 7.

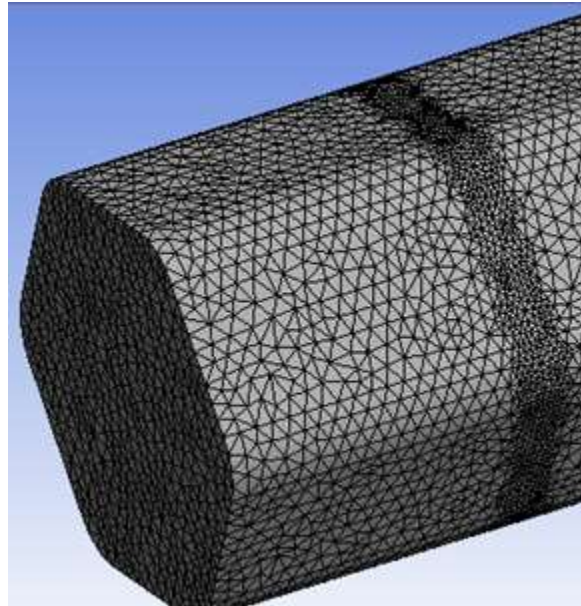
Figura 7: *Tipos de Contacto*

Como se puede observar las referencias A y B sobre la figura, son los tipos de contacto utilizados para realizar el análisis. Partiendo de esto se realiza el mallado con tetraedros cuadráticos sobre el conjunto de eje, caracola que se está analizando (ver figura 8).

Figura 8: *Mallado de Eje y Caracola*

A continuación, se muestra el refinamiento localizado de nivel 2 en la zona de contacto para evaluar la distribución de tensiones en el eje, como se puede observar en la figura 9.

Figura 9: *Malla Refinada en el Concentrador de Tensiones*



5.8. Análisis de Modo y Efecto de Falla (AMEF)

Es un conjunto de directrices, un método y una forma de identificar problemas potenciales (errores) y sus posibles efectos en un sistema con el fin de priorizarlos y concentrar los recursos en planes de prevención, supervisión y respuesta (Lean Solutions, s.f.).

5.8.1. Tipos comunes de AMEF

La siguiente información es obtenida del sitio web Lean Solutions:

5.8.1.1. AMEF de Diseño. Reduce los riesgos por errores en el diseño.

- Se usa para analizar componentes de diseños. Se enfoca hacia los modos de falla asociados con la funcionalidad de un componente, causados por el diseño.
- Evalúa subsistemas del producto o servicio.

- Se realiza cuando el diseño aún está en planos.

5.8.1.2. AMEF de Proceso. Revisa los procesos para encontrar posibles fuentes de error.

- Se usa para analizar los procesos de manufactura o servicios y se enfoca en hallar los riesgos o la incapacidad de cumplir con las expectativas del cliente.
- Los modos de falla pueden derivar de causas identificadas en el AMEF de diseño.
- Asume que el producto según el diseño cumplirá su intención final.
- Evalúa cada paso del proceso.

5.8.1.3. AMEF de Sistema. Asegura la compatibilidad de los componentes del sistema.

5.8.2. Pasos para Realizar un AMEF

1. Determine el producto o proceso a analizar.
2. Liste los pasos del proceso o las partes del sistema a analizar.
3. Describa la función del paso o el componente.
4. Determinar los posibles modos de falla de cada paso o componente.
5. Listar los efectos de cada potencial modo de falla.
6. Asignar el grado de severidad. Para estimar el grado de severidad, se debe tomar en cuenta el efecto de la falla en el cliente. Se utiliza una escala del 1 al 10: el “1” indica una consecuencia sin efecto y el “10” indica una consecuencia grave.
7. Asignar el grado de ocurrencia de cada modo de falla o la probabilidad de que la falla ocurra.
8. Describa si hay controles actuales de ocurrencia

9. Describa si hay controles actuales de detección.
10. Asignar el grado de detección de cada modo de falla: Es la probabilidad de que la falla sea detectada antes de que llegue al cliente.
11. Calcular el NPR (Número Prioritario de Riesgo) de cada efecto

$$\text{NPR} = \text{Severidad} * \text{Ocurrencia} * \text{Detección}$$

Tabla 1: *Número Prioritario de Riesgo para un AMEF*

500 - 1000	Alto riesgo de falla
125 - 499	Riesgo de falla medio
1 - 124	Riesgo de falla bajo
0	No existe riesgo de falla

Nota: Información tomada de la empresa Lean Solutions.

12. Priorizar los modos de falla con el NPR de mayor a menor.
13. Tomar decisiones para eliminar o reducir el riesgo del modo de falla, en este paso se debe establecer un plan de acción para mitigar el riesgo, a estas acciones se les llama acciones recomendadas (Lean Solutions, s.f.).

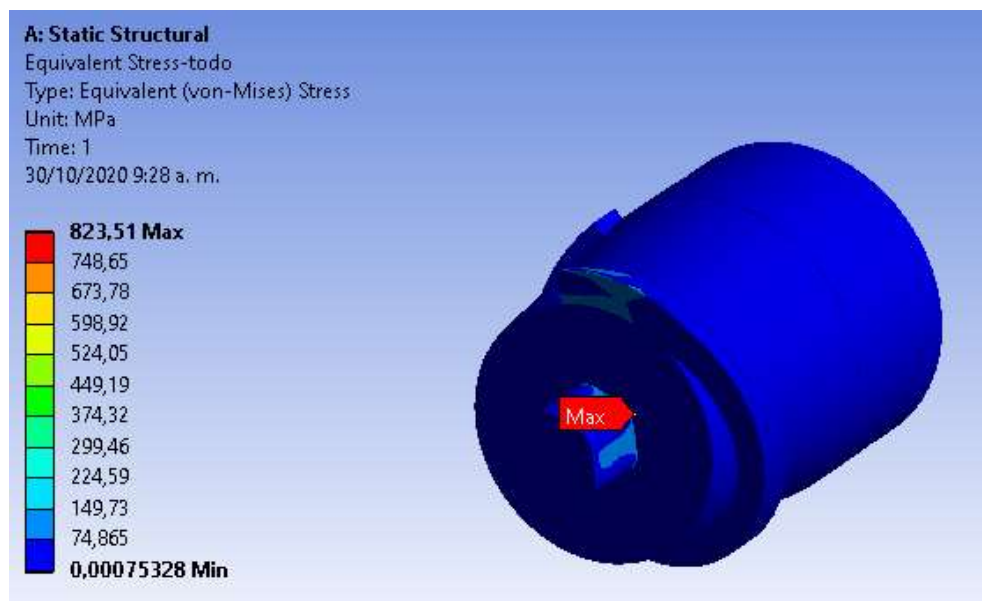
6. Análisis de Resultados

Dando respuesta a los objetivos planteados en la presente investigación, los investigadores aplicaron instrumentos y técnicas basados en MEF y desarrollados mediante el software computarizado Ansys, un rediseño del eje principal hexagonal, caracolas y acople de la máquina raquis, como se puede identificar a continuación:

6.1. Revisión del Diseño Existente

Se revisa el diseño del eje principal hexagonal y caracolas del sistema de la máquina raquis, encontrando que sufrió una fractura el eje en la zona de la tercera caracola; en este sentido, se procede a realizar esta revisión. A continuación (Figura 10), se encuentra la simulación del tercer tramo del sistema y su respectiva distribución de tensiones de von Mises.

Figura 10: *Esfuerzo Máximo en el Eje y Caracola de 823,51 MPa*

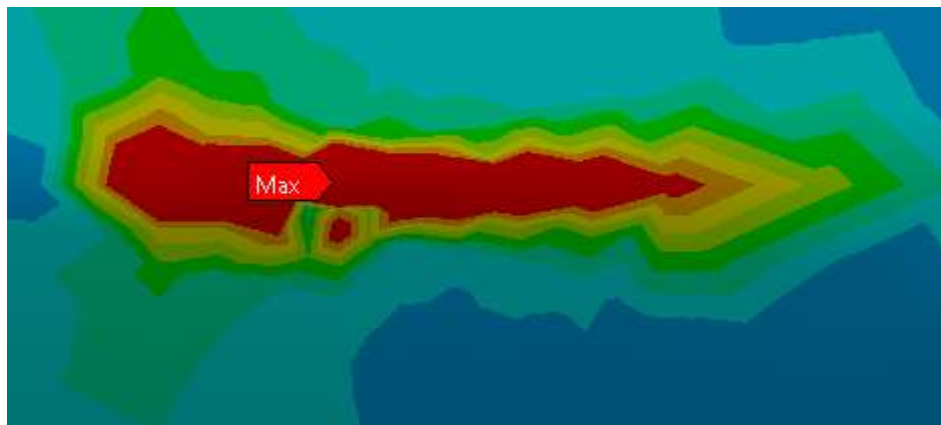


Como se puede apreciar el esfuerzo máximo se encuentra en la zona entre el eje y la caracola; para complementar la figura anterior se ilustra la tensión en el eje, la cual nos muestra con más claridad la zona del esfuerzo máximo. (Ver Figura 11-12)

Figura 11: *Esfuerzo Máximo en el Eje de 823.51 MPa*



Figura 12: *Vista Detallada del Esfuerzo Máximo de 823,51 MPa*



De acuerdo con lo ilustrado en las imágenes, se observa que hay un concentrador de esfuerzos de 823,51 MPa en la zona de redondeo del perfil hexagonal del eje, lo cual supera el límite elástico del material que para el caso del acero AISI/SAE 4340 bonificado es de 710 MPa y por ende llevo a su ruptura. Observando el campo de esfuerzos, nos enfocamos en la zona de interés buscando la

manera de reducir el concentrador de esfuerzos allí mostrados, para esto se efectúan modificaciones en su diseño.

6.2. Modelado Computacional

Se realizan diferentes configuraciones computacionalmente en SolidWorks para el tercer tramo del sistema de la maquina raquis, procediendo a variar la geometría del eje y caracola para analizar en el software Ansys, en el cual se busca que su esfuerzo máximo sea lo más bajo. A continuación, se muestran los tres modelos analizados:

6.2.1. Configuración con Redondeo de Radio Concéntrico

Siguiendo el diseño original con redondeo de radio concéntrico de 65 mm, se procede a analizar con valores cercanos a dicho valor y revisar su comportamiento. En las (Figuras 13-14) se muestra un modelo planteado y en la Tabla 2 los datos encontrados para estas configuraciones:

Figura 13: *Diseño de Eje y Caracola con Redondeo de Radio Concéntrico de 66,5 mm*

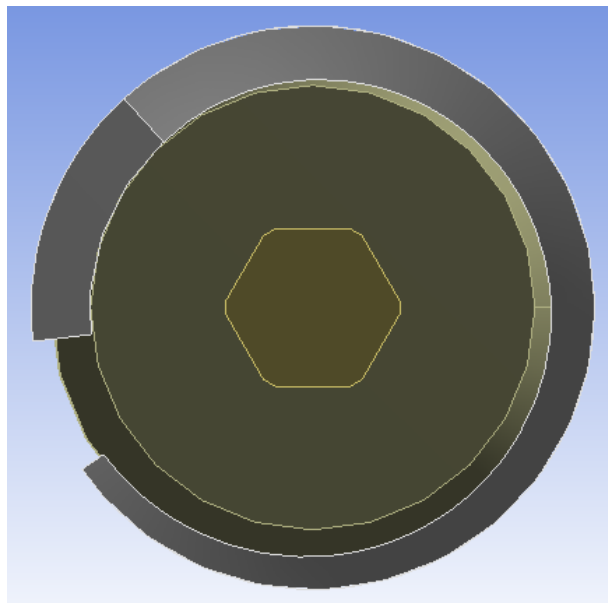
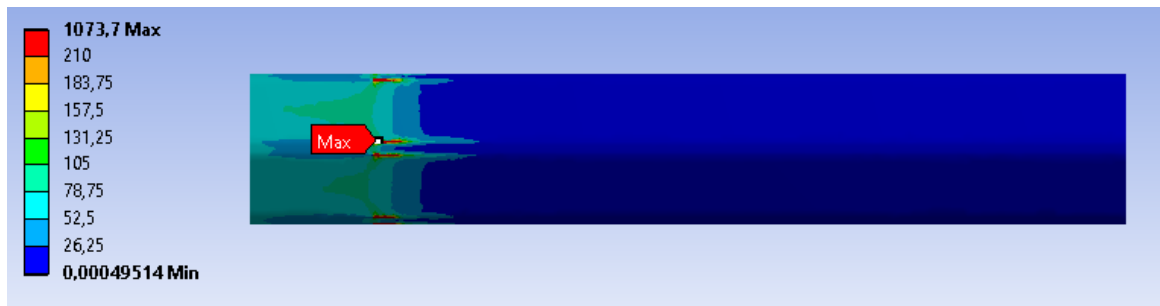
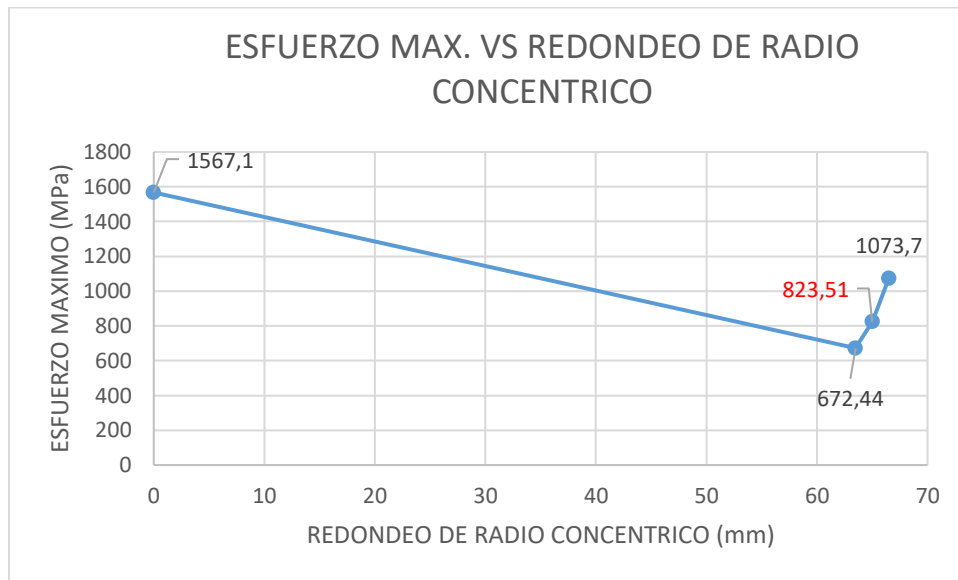


Figura 14: Esfuerzo Máximo del Eje con Redondeo de Radio Concéntrico de 66,5 mm**Tabla 2:** Configuración con Redondeo de Radio Concéntrico para el Eje y Caracola

Redondeo de radio concéntrico (mm)	Nodos	Elementos	Deformación (mm)	Esfuerzo máx. von Mises (MPa)
0	151272	101438	0,08998	1567,1
63,5	150153	102850	0,0897	672,44
65	149346	103491	0,08744	823,51
66,5	152270	106782	0,08754	1073,7

En la anterior tabla, se muestran los datos encontrados de las simulaciones realizadas alrededor de redondeo de radio concéntrico de 65 mm, encontrando un esfuerzo máximo en el eje de 672,44 MPa al tener un radio de 63,5 mm y por otra parte al aumentar el radio en el eje a 66,5 mm un esfuerzo máximo de 1073,7 MPa. Observando que a mayor redondeo de radio concéntrico la arista tiende a volverse más pequeña, por lo tanto, el esfuerzo máximo aumenta. En la siguiente figura se ve representado lo anteriormente mencionado.

Figura 15: Configuración con Redondeo de Radio Concéntrico para el Eje y Caracola

Nota: EL valor de 823,51 MPa, fue el esfuerzo máximo cuando sufrió la ruptura el eje con un redondeo de radio concéntrico de 65 mm.

6.2.2. Configuración con Chaflán

Se ilustran varios modelos computacionales de chaflán entre 0 y 20mm en el eje y caracola, para analizar su esfuerzo máximo respecto a la presión variable de 9,63 MPa. A continuación, se muestra uno de los modelos analizados:

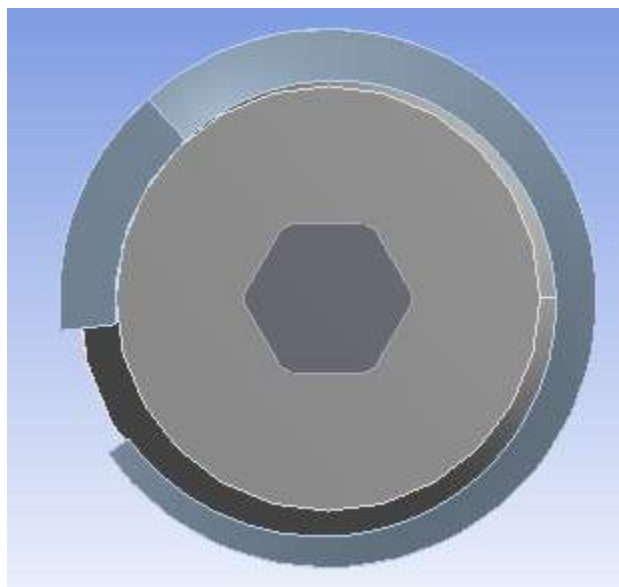
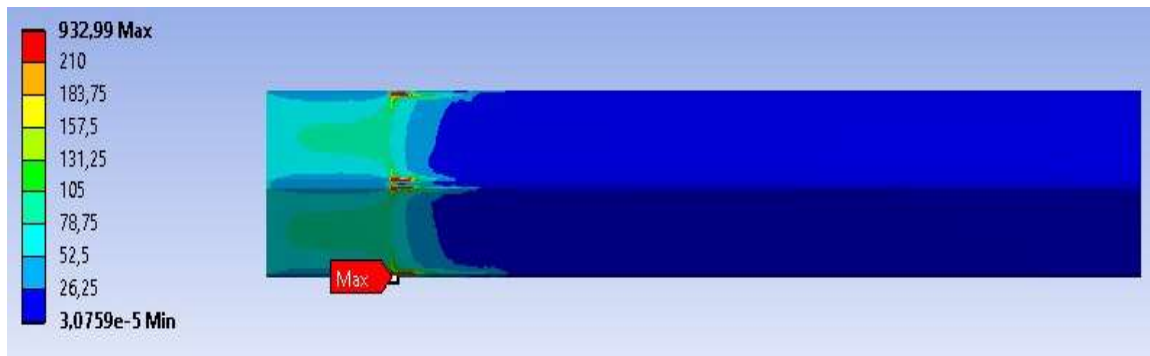
Figura 16: Diseño de Eje y Caracola con Chaflán de 5 mm

Figura 17: Esfuerzo Máximo del Eje con Chaflán de 5 mm

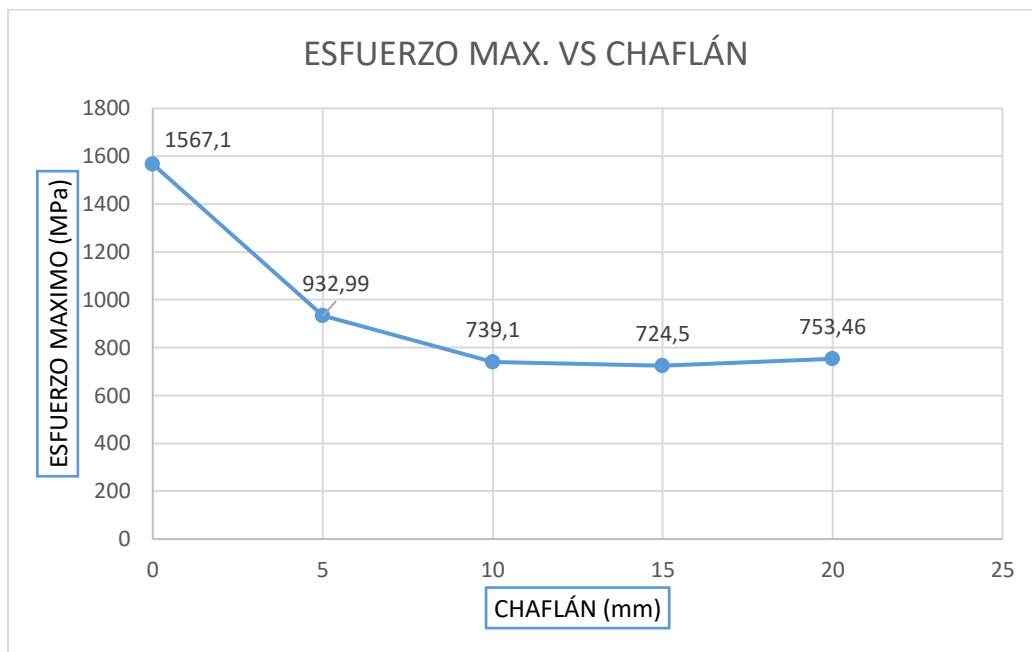
Como se pudo observar en las anteriores figuras, el esfuerzo máximo de von Mises para un chaflán de 5 mm y trabajando a una presión variable de 9,63 MPa es de 932,99 MPa.

En la Tabla 3 se muestran la configuración realizada con sus respectivas deformaciones y esfuerzos máximos de von Mises. Se realiza el chaflán a las aristas del eje hexagonal y a la geometría interna de la caracola.

Tabla 3: Configuración con Chaflán para el Eje y Caracola

Chaflán (mm)	Nodos	Elementos	Deformación (mm)	Esfuerzo máx. von Mises (MPa)
0	151272	101438	0,08998	1567,1
5	149350	103129	0,0822	932,99
10	140513	97279	0,086	739,1
15	148464	99847	0,08567	724,5
20	135114	93807	0,08536	753,46

Entonces, como se puede ver en la anterior tabla, a medida que aumenta el chaflán (mm) hay una disminución del esfuerzo máximo, lo que no satisface la expectativa que se tenía desde el inicio, ya que los resultados son mayores a 710 MPa. Esto se puede evidenciar también en la figura 18.

Figura 18: *Esfuerzo Máximo vs. Chaflán*

6.2.3. Configuración con Redondeo de Radio

Se realizan diferentes modelos computacionales con redondeo de radio entre 0 y 50mm en el eje y caracola, en busca de determinar el esfuerzo máximo de von Mises respecto a una presión variable de 9,63 MPa. A continuación, se ilustra uno de los modelos analizados:

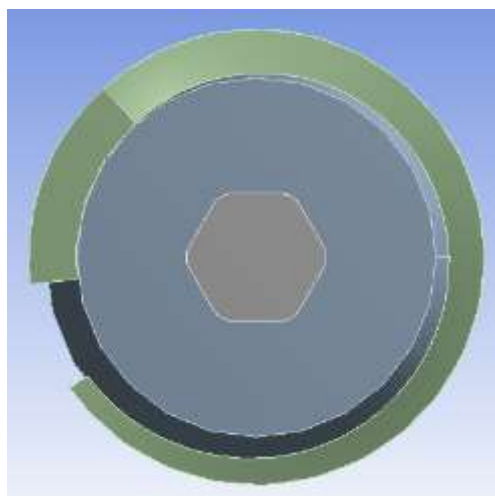
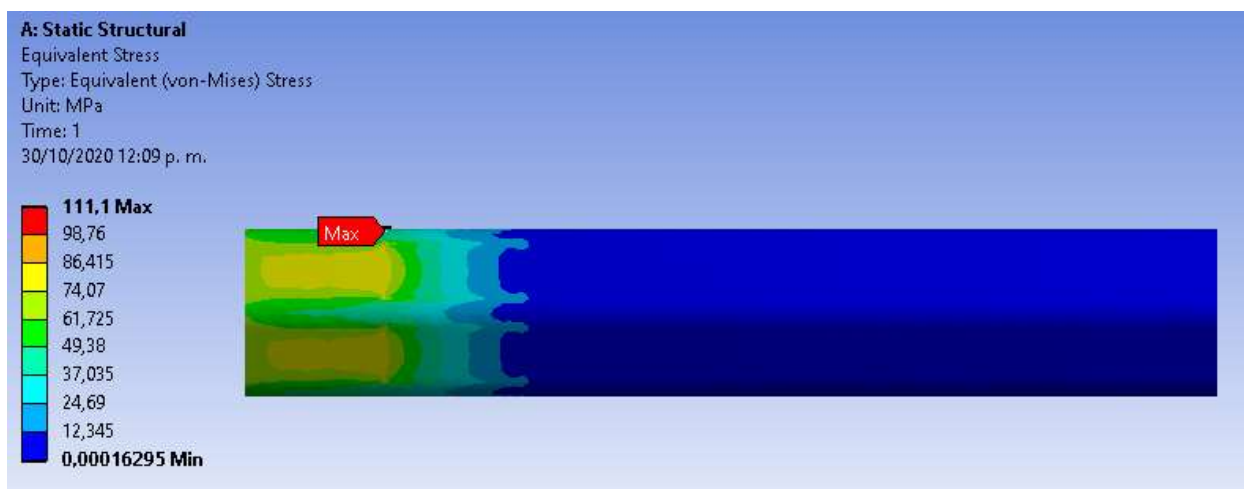
Figura 19: *Diseño de Eje y Caracola con Redondeo de Radio de 20 mm*

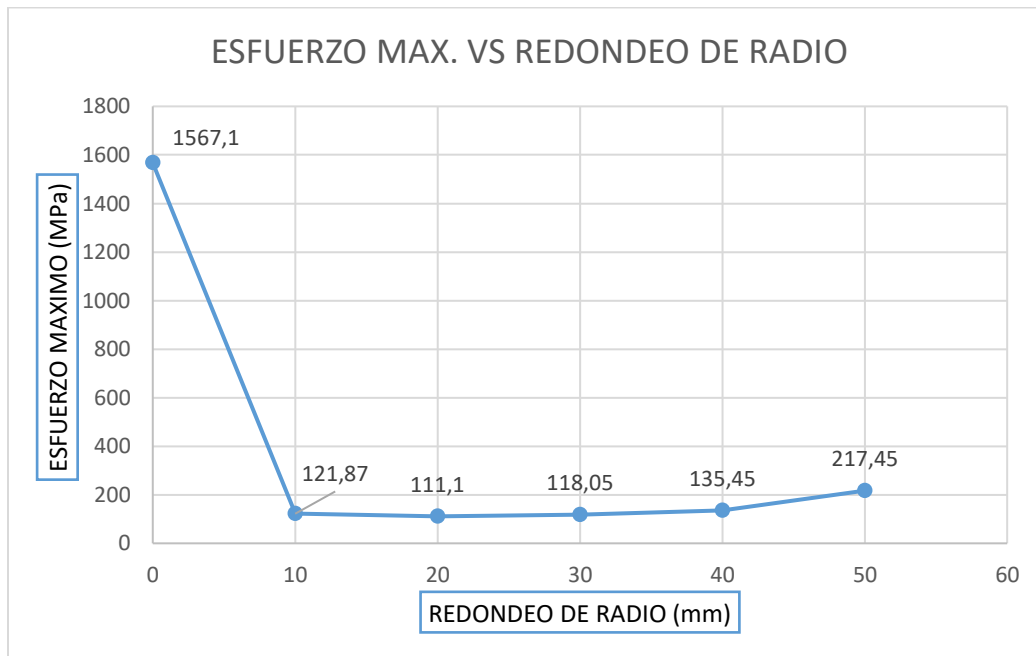
Figura 20: *Esfuerzo Máximo del Eje con Redondeo de Radio de 20mm*

Posteriormente se realiza la tabla 4 con las configuraciones con redondeo de radio del eje y caracola como se muestra a continuación:

Tabla 4: *Configuración con Redondeo de Radio para el Eje y Caracola*

Redondeo de radio (mm)	Nodos	Elementos	Deformación (mm)	Esfuerzo máx. von Mises (MPa)
0	151272	101438	0,08998	1567,1
10	157225	107724	0,09694	121,87
20	149517	102497	0,10514	111,1
30	147296	136480	0,1182	118,05
40	146242	100454	0,13972	135,45
50	145519	99556	0,17698	217,45

Como se puede observar, se realiza un análisis en una escala de 0 a 50 mm con redondeo de radio y con intervalo de 10 mm en el conjunto eje caracola, en donde se encuentra que el mejor valor para trabajar es el redondeo de radio de 20 mm, ya que arroja un esfuerzo máximo de 111,1 MPa.

Figura 21: *Esfuerzo Máximo vs Redondeo de Radio*

En la figura 21 se corrobora el gran cambio que sufre el eje cuando se hace la modificación de 0 a 10 mm redondeo de radio y se muestra el valor más bajo del esfuerzo máximo que se obtiene cuando se da un redondeo de radio de 20 mm.

A continuación, se aumenta el número de elementos en el mallado para el redondeo de radio de 20mm, el cual permite una mayor exactitud de respuesta al esfuerzo máximo, mediante la convergencia de malla que se puede observar en la siguiente tabla:

Tabla 5: *Convergencia de Malla*

Nodos	Elementos	Esfuerzo Máx. von Mises (Mpa)	Deformación total máx. (mm)	% Cambio
149517	102497	111,1	0,10514	
194383	134199	115,35	0,10516	-0,019
256404	179175	122,61	0,10519	-0,048

360933	254894	123,08	0,10521	-0,067
438224	310946	125,88	0,10522	-0,076
539553	385304	135,26	0,10523	-0,086
564815	404169	140,35	0,10523	-0,086
592194	424177	143,9	0,10523	-0,086
691181	496199	145,98	0,10524	-0,095

Se observa que el aumento en el número de elementos pasó de 102497 a 496199 con un cambio de desplazamiento total máximo de 0,00010 mm y un cambio de esfuerzo máximo de von Mises de 34,88 MPa. En las siguientes figuras se muestra el resultado de la simulación en una vista isométrica la deformación, en una vista lateral y una vista isométrica el esfuerzo máximo de von Mises.

Figura 22: *Vista Isométrica de la Deformación en el Eje con Redondeo de Radio de 20mm*

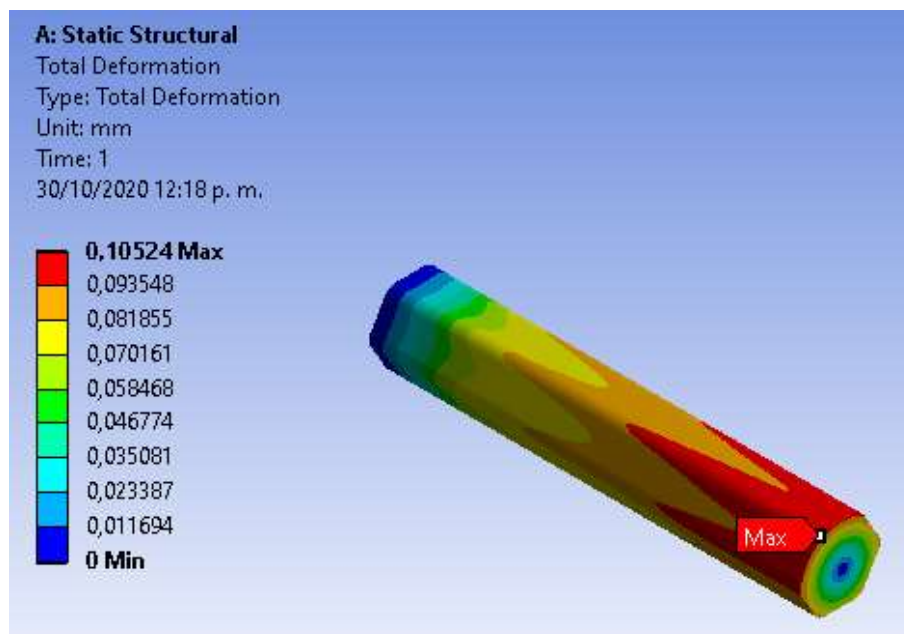
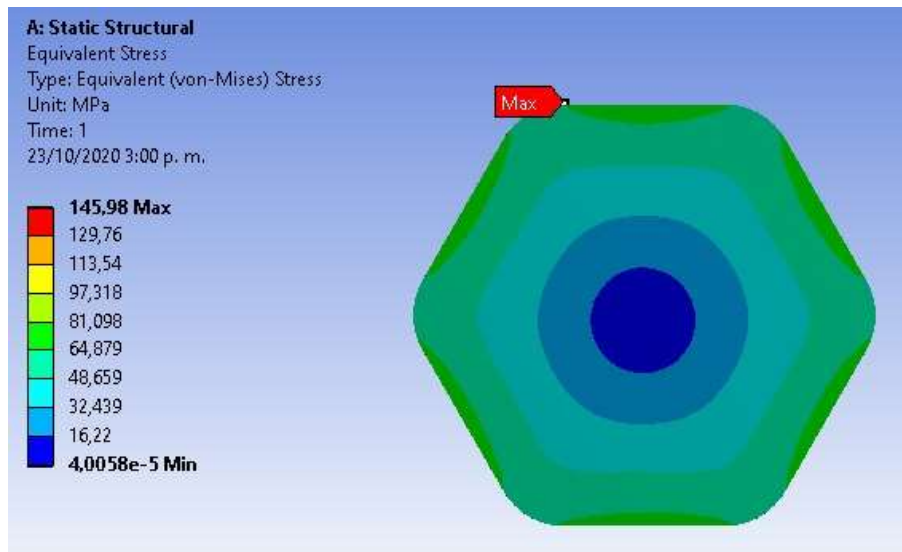
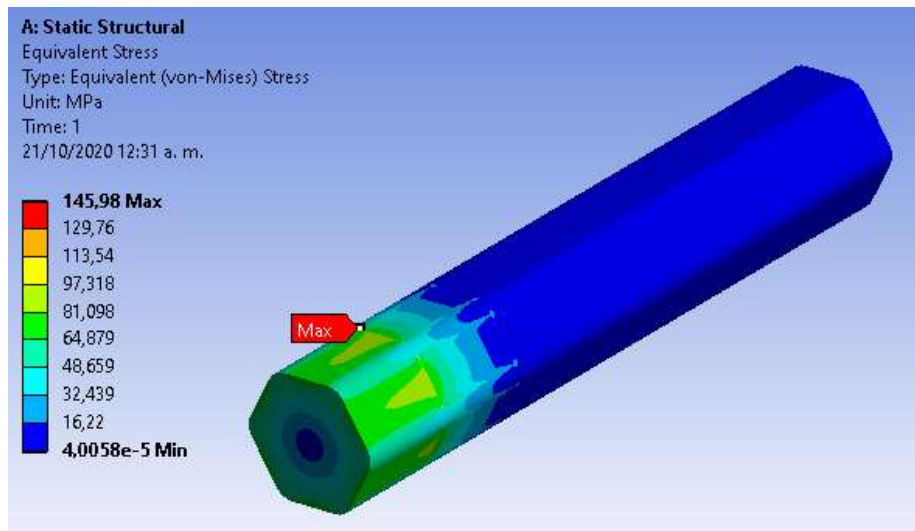


Figura 23: Vista Lateral del Esfuerzo Máximo en el Eje con Redondeo de Radio de 20 mm**Figura 24:** Vista Isométrica del Esfuerzo Máximo del Eje con Redondeo de Radio de 20 mm

6.2.4. Selección de Acople

Para la selección correcta del acople, se debe tener en cuenta la transmisión del par torsional nominal (TN) y la velocidad del eje motriz, que para el sistema en cuestión es de 350000 N.m y 1000 RPM respectivamente, se debe conocer el torque máximo de la máquina de raquis y las irregularidades de la aplicación. Para el torque máximo de la prensa de raquis (TNmax), se da al

multiplicar el torque nominal (TN) por un factor de servicio (Fs), el cual se establece de acuerdo con la irregularidad de la solicitud. (VULKAN Drive Tech, 2018)

$$TN_{max} = TN * Fs$$

Al momento de selección del torque nominal del acoplamiento (TKN) se debe tener en cuenta que este debe ser mayor o igual al valor del del torque máximo de la prensa de raquis (TNmax).

Para el factor de seguridad se toma un valor de 1,5 (Apéndice C) como referencia a una trituradora de caña de azúcar, de este modo se calcula el valor del torque máximo de la aplicación:

$$TN_{max} = 35000 \text{ N.m} * 1.5$$

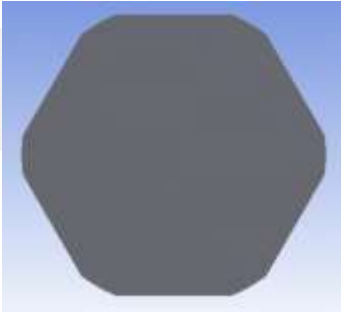
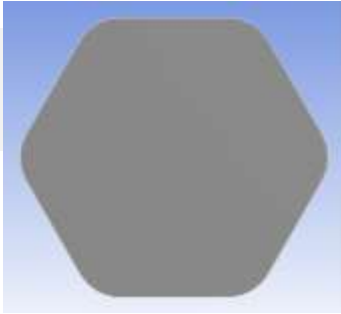
$$TN_{max} = 52500 \text{ N.m}$$

Con este valor de 52500 N.m se procede a buscar en el catálogo técnico acoplamientos rígidos para aplicaciones industriales un acople para el eje de 130mm de diámetro. De esta manera se elige el acople Denflex serie FLF de tamaño 150. Las especificaciones se muestran en el (Apéndice D).

6.3. Diseño Convencional vs Diseño Computacional

Comparando el diseño convencional con el diseño computacional, para obtener la condición de trabajo máxima y teniendo en cuenta parámetros como: Tamaño, forma, material y coeficiente de Poisson se realiza la siguiente tabla:

Tabla 6: *Diseño Convencional vs Diseño Computacional*

Descripción	Diseño Convencional	Diseño Computacional
Geometría	Redondeo de radio concéntrico de 65mm	Redondeo de radio de 20mm
Imagen del eje		
Material	Acero AISI/SAE 4340	Acero AISI/SAE 4340
Módulo de Young (GPa)	200	200
Coefficiente de Poisson	0,3	0,3
Resistencia a la fluencia (MPa)	710	710
Desplazamiento total máximo (mm)	0,08745	0,10524
Esfuerzo máximo de von Mises de la simulación (MPa)	823,51	145,98
Factor de seguridad	0,8622	4,864

Se realiza el cambio de geometría pasando de un eje hexagonal con redondeo de radio concéntrico de 65 mm a un eje hexagonal con redondeo de radio de 20 mm; como se observa en la imagen del eje hexagonal inscrita en la tabla, la diferencia es notoria.

El material es un acero AISI/SAE 4340, el cual tiene sus respectivas propiedades ya dichas en la tabla, vale aclarar que para el esfuerzo máximo de von Mises, el módulo de Young y el coeficiente de Poisson no varía dentro de los aceros, únicamente varía la resistencia a la fluencia, la cual nos permite determinar el factor de seguridad.

6.4. AMEF de Diseño

Como se ha mencionado anteriormente, se realizó un AMEF de diseño para el sistema de prensado de raquis que consta de eje caracolas y acoples. La tabla siguiente muestra sus componentes y sus respectivas funciones:

6.4.1. Determinar el Grado de Severidad

Tabla 7: Grado de Severidad

Efecto	Rango	Criterio
No	1	Sin efecto
Muy poco	2	Poco efecto en el desempeño del sistema.
Poco	3	Poco efecto en el desempeño del sistema.
Menor	4	Efecto moderado en el desempeño del sistema.
Moderado	5	Efecto moderado en el desempeño del sistema.

Significativo	6	El desempeño del sistema se ve afectado, pero es operable y está a salvo. Falla parcial, pero operable.
Mayor	7	El desempeño del sistema se ve seriamente afectado, pero es funcional y está a salvo.
Extremo	8	Sistema inoperable, pero a salvo.
Serio	9	Efecto de peligro potencial. Capaz de discontinuar el uso sin perder tiempo, dependiendo de la falla.
Peligro	10	Efecto peligroso. Seguridad relacionada - falla repentina. Incumplimiento.

El grado de severidad, es el valor asociado con el más serio efecto para un modo de falla dado, se tiene en cuenta unos criterios, los cuales se representaron en la anterior tabla, la cual está en un rango de 1 a 10, teniendo como 1, un criterio sin efecto y como rango 10 un criterio de efecto peligroso.

6.4.2. Determinar el Grado de Ocurrencia

Tabla 8: *Grado de Ocurrencia*

Ocurrencia	Rango	Criterios	Probabilidad de Falla
Remota	1	Falla improbable. No existen fallas asociadas con este producto	<1 en 1,500,000

Muy Poca	2	Sólo fallas aisladas asociadas con este producto.	1 en 150,000
Poca	3	Fallas aisladas asociadas al producto.	1 en 30,000
Moderada	4	Este producto ha tenido fallas ocasionales	1 en 4,500
	5		1 en 800
	6		1 en 150
Alta	7	Este producto o uno similar han fallado a menudo.	1 en 50
	8		1 en 15
Muy Alta	9	La falla es casi inevitable	1 en 6
	10		>1 en 3

El grado de ocurrencia indica el número de probabilidades en que el diseño puede llegar a fallar, teniendo como rango 1, una probabilidad de falla de 1 en 1500000 y como ocurrencia muy alta (10) lo que indica una probabilidad de falla de 1 en 3.

6.4.3. Determinar el Grado de Detección

Tabla 9: Grado de Detección

Probabilidad	Rango	Criterio	Probabilidad de detección de la falla.
Alta	1	El defecto es una característica funcionalmente obvia.	99.99%

Medianamente alta	2-5	Es muy probable detectar la falla. El defecto es una característica obvia.	99.7%
Baja	6-8	El defecto es una característica fácilmente identificable.	98%
Muy Baja	9	No es fácil detecta la falla por métodos usuales o pruebas manuales. El defecto es una característica oculta o intermitente	90%
Improbable	10	La característica no se puede checar fácilmente en el sistema.	Menor a 90%

El grado de detección que se ha establecido en la anterior tabla se interpreta en un rango de 1 con una probabilidad de detección del 99% y en un rango de 10 la probabilidad no se observa fácilmente, por lo tanto, se le da un valor porcentual menor al 90%. Lo que demuestra que con un bajo rango se puede obtener una máxima detección de falla.

6.4.4. Diagrama del AMEF

A continuación, se muestra el AMEF realizado, tomando como acción correctora un NPR mayor de 500 ya que representan un alto riesgo de falla.

Tabla 10: Diagrama del AMEF

ANÁLISIS DE MODO Y EFECTOS DE FALLA DE DISEÑO (AMEFD)																		
PRODUCTO: Sistema de Prensado de Raquis					AMEF número:													
ESPECIFICACIÓN: Eje, Caracolas y Acople					Pag 1 de 1													
EQUIPO DE TRABAJO: Juan Manuel Jiménez García, Sergio Alejandro Moreno Quintero					Fecha (orig) de AMEF: 3/11/2020													
					Responsable del AMEF: Juan Manuel Jiménez García													
Componentes	Función	Modos de Falla	Efecto(s) de Falla(s)	S e v e r i d a d	Causa(s) de Falla(s)	Diseño Actual				NPR	Acción Correctora	Responsables	Resultado de las acciones					
						Controles de Prevención	O c u r r e n c i a	Controles de Detección	D e t e c c i ó n				Acciones Implantadas	S e v e r i d a d	O c u r r e n c i a	D e t e c c i ó n	NPR	
Eje	Transmitir potencia	Diametro mayor	No permite el ensamble en la caracola	10	No hay funcionamiento	Requerimiento de diseño	10	Mediante inspección	6	600	Diseño del eje con el valor correcto	Diseñadores	Se corrige el diametro del eje para un excelente funcionamiento	2	3	5	30	
		Diametro menor	Propenso a ruptura por las cargas de la caracola	10	El sistema trabaja pero no correctamente	Requerimiento de diseño	8	Prueba de funcionamiento	7	560	Corrección del valor del diametro del eje	Diseñadores	Se corrige el diametro del eje para un excelente funcionamiento	2	3	4	24	
		Fisura	Grieta del eje	7	Posible ruptura	Estudios de simulación	9	Revision visual	5	315								
		Desgaste por friccion	Movimiento relativo entre eje y caracola	9	Perdida de torque. Perdida de potencia.	Mantenimiento	8	Ruido	8	576	*Disminuir concentrador de esfuerzos. *Modelado de tratamiento térmico	Diseñadores	Se hizo un estudio de simulacion para disminuir los concentradores de esfuerzos.	5	4	8	160	
		Ruptura	Parada del sistema	10	No hay funcionamiento		8	Revision visual	9	720	*Rediseño para evitar concentradores de esfuerzos muy altos. *Modelos de tratamiento térmico. *Selección de material con alta resistencia a la fluencia.	Diseñadores	Se hizo un estudio de simulacion para disminuir los concentradores de esfuerzos.	6	4	10	240	

7. Conclusiones y Recomendaciones

Analizando el tercer tramo del sistema de la máquina de raquis con ayuda del software computacional Ansys, se encontró la mayor reducción de los concentradores de esfuerzos en las aristas del eje con perfil hexagonal, asumiendo un diseño con un redondeo de radio más pronunciado, que tiene valor de 20mm y obteniendo como resultado un esfuerzo máximo de 145,98Mpa. Esto se pudo establecer mediante la comparación de varios tipos de acabados en las aristas como redondeos con radio concéntrico, acabados tipo chaflan y unos redondeos más curvos.

Se confirmo una ruptura en la tercera sección del sistema de la maquina raquis, la cual, dentro de la simulación revisada, demuestra que dicha ruptura se dio por la geometría hexagonal dado que, al no ser de sección circular, la concentración de esfuerzos se dirige a las aristas del hexágono, ocasionando desgaste en todo el eje y no en una sola pieza como la chaveta, que se utiliza principalmente para transmitir la potencia y recibir todo el esfuerzo producido.

De igual forma se evidencia que en la modelación computacional del eje y caracola de la maquina raquis, se encuentra que, a mayor número de elementos en el mallado, hay una mayor exactitud en los resultados, y es así como se encuentra que el esfuerzo máximo de von Mises da 145,98 MPa para un radio de redondeo de 20 mm y una presión máxima variable de 9,63 MPa.

Con la realización de esta simulación planteada, se deja establecido el diseño óptimo para que el sistema de la máquina de raquis compuesta por eje hexagonal, caracolas y acoples, quede a disposición para futuras investigaciones y así llevar este sistema modelado a la manufactura de la mejor manera.

Referencias

- Atona, J. (05 de Marzo de 2013). Metodos numericos, el MEF y "Ansys". Obtenido de <http://bibing.us.es/proyectos/abreproy/4783/fichero/Vol+I.+CAP%C3%8DTULOS%252F3.+M%C3%A9todos+Num%C3%A9ricos.+El+M.E.F.+y+Ansys.pdf>
- Bolivar Martinez, I. D. (2013). *Análisis, diseño y modelamiento por elementos finitos del eje para un agitador mecánico de la empresa Flow Control and Handling S.A.* Cali: Universidad Autónoma de Occidente. Obtenido de <http://hdl.handle.net/10614/5248>
- Budynas, R. G., & Nisbett, J. K. (2011). *Diseño en ingeniería mecánica de Shigley* (Novena ed.). New York: McGraw-Hill.
- Flores Moreno, R., Martinez Rodriguez, A., & Samá Montes, J. (2009). Análisis por elementos finitos de cargas de impacto en elementos estructurales de máquinas agrícolas. *Revista Ciencias Técnicas Agropecuarias*, 18, 63-69.
- Frías Valero, E. (2004). *Aportaciones al estudio de las maquinas electricas de flujo axial mediante la aplicación del metodo de los elementos finitos.* Obtenido de <https://www.tdx.cat/bitstream/handle/10803/6294/06Efv06de23.pdf;jsessionid=9D4F9DCB73F5E09F4B1BA46663E5FCF3?sequence=6>
- García-Masiá, C., Ceresa, P., & Morillas-Álvarez, J. D. (4 de Julia de 2006). Modeling and analysis of a power transmission system. Influences in tooth contact analysis of the gears. 5. Obtenido de <http://citeseerx.ist.psu.edu/viewdoc/download?doi=10.1.1.1032.9540&rep=rep1&type=pdf>

Hernandez Martinez, C., & Pinto Maquilon, E. S. (2007). *Diseño y montaje de una maquina trituradora de eje horizontal para el centro recreacional Catay*. Bucaramanga: Universidad Industrial de Santander. Obtenido de <http://tangara.uis.edu.co/biblioweb/tesis/2007/122733.pdf>

Khunti, M. (April de 2018). Stress analysis of shaft of pto drive using finite element analysis. *International Journal of Advance Engineering and Research Development*, V, 1-5. Obtenido de http://ijaerd.com/papers/finished_papers/Stress_Analysis_of_Shaft_of_PTO_drive_using_Finite_Element_Analysis-IJAERDV05I0425097.pdf

Lean Solutions. (s.f.). Obtenido de <https://leansolutions.co/conceptos-lean/lean-manufacturing/amef-analisis-de-modo-y-efecto-de-falla/>

Ortiz, A., Ruíz, O., & Ortíz, J. (2013). *Modelado de Procesos de Manufactura*. Obtenido de <http://www.ptolomeo.unam.mx:8080/jspui/bitstream/132.248.52.100/2548/11/011-MPM-Cap8-Final.pdf>

SADI TRANSMISIONES S.L. (s.f.). Obtenido de <https://saditransmisiones.com/acoplamientos-mecanicos/>

Statista. (2015). *Statista*. Obtenido de <https://es.statista.com/estadisticas/635277/aceites-vegetales-consumo-mundial-por-tipo-de-aceite-1995/#:~:text=Los%20tipos%20de%20aceite%20m%C3%A1s,Sudam%C3%A9rica%20y%20el%20Sudeste%20Asi%C3%A1tico>

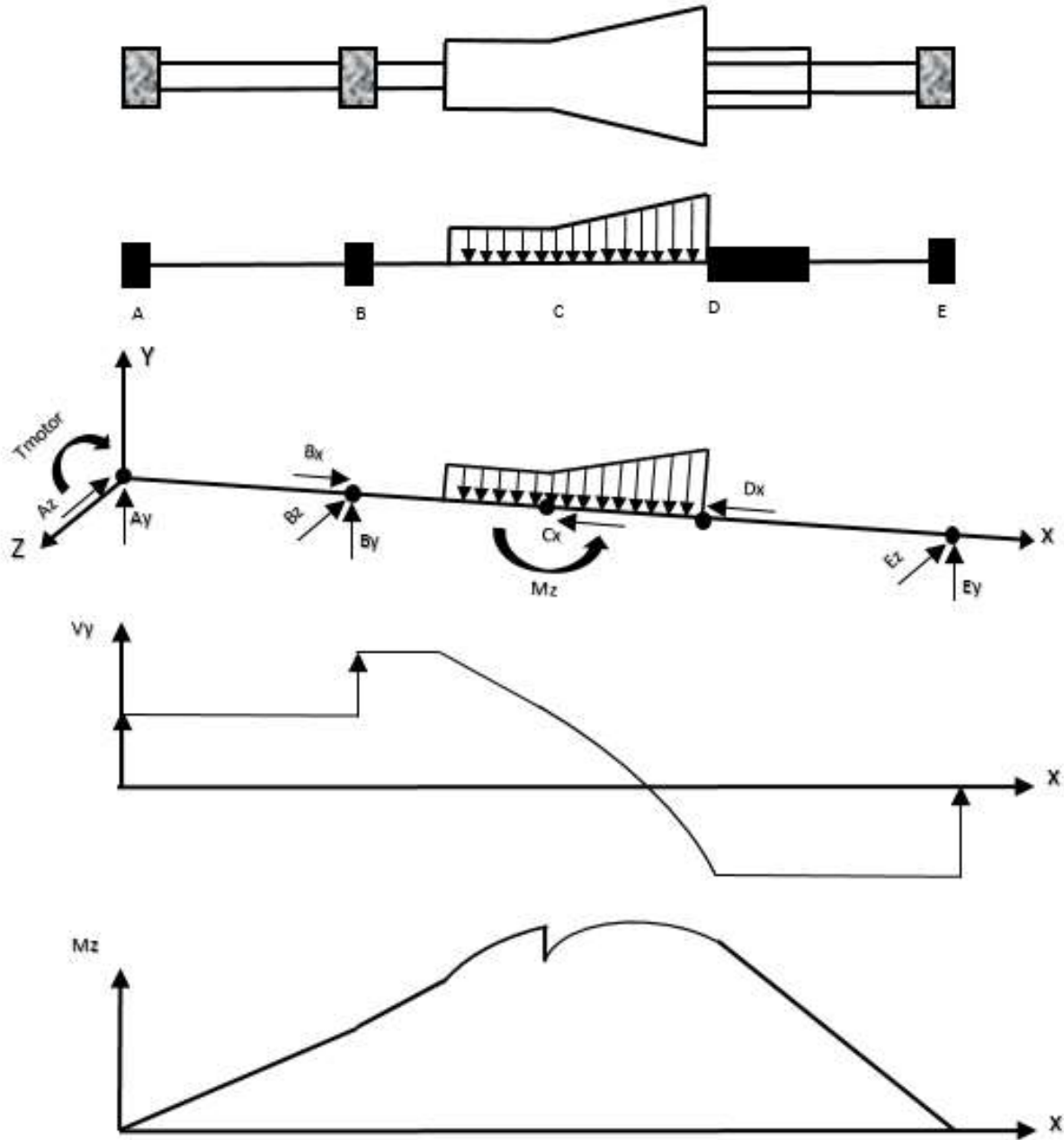
Universidad de los Andes. (2010). Ejes de transmisión. Merida, Venezuela. Recuperado el 2019, de <http://www2.ula.ve/dsiportal/dmdocuments/elementos/FLECHAS.pdf>

Velmurugan, S., Murasu, R., & Vivek Asalan, T. (November de 2016). Modeling and analysis of propeller shaft and its coupling. *International Journal for Innovative Research in Science & Technology, III*, 1-8. Obtenido de <http://www.ijirst.org/articles/IJIRSTV3I6015.pdf>

VULKAN Drive Tech. (2018). *CATÁLOGO TÉCNICO ACOPLAMIENTOS RÍGIDOS PARA APLICACIONES INDUSTRIALES*. Obtenido de <https://www.vulkan.com/es-es/drivetech/Documents/Rigid-Couplings-Technical-Data-ES-PT.pdf>

Apéndices

Apéndice A: Diagrama de cargas



Apéndice B: Presupuesto

ROL	Valor		Recursos		TOTAL
	Precio	Horas	Efectivo	Especie	
Director del proyecto	\$ 305.000	18		\$ 5.490.000	\$ 5.490.000
Coinvestigadores (2)	\$ 6.500	340		\$ 2.210.000	\$ 2.210.000
Capacitación ANSYS	\$ 180.000	12		\$ 2.160.000	\$ 2.160.000
Papelería y útiles escritos			\$ 100.000		\$ 100.000
Libros y material bibliográfico				\$ 3.000.000	\$ 3.000.000
Licencia de Software ANSYS	\$ 79.200.000			\$ 79.200.000	\$ 79.200.000
TOTAL			\$ 100.000	\$ 92.060.000	\$ 92.160.000

Apéndice D: Lista de Tamaños para el Acople**LISTA DE DATOS TÉCNICOS** LISTA DE DADOS TÉCNICOS

Tamaño Tamanho	Valores Admisibles Valores Admissíveis			Dimensiones Dimensões					
	T_{KN} [Nm] Torque Nominal Torque Nominal	T_{Kmax} [Nm] Torque Máximo Torque Máximo	N_{max} [rpm] Rotación Máxima Rotação Máxima	d_{min} [mm]	$d_{max}^{1)}$ [mm]	D [mm]	D_2 [mm]	L_1 [mm]	L_2 [mm]
110	1000	2500	8000	12	48	94	68	89	71
115	2200	5500	6500	18	65	117	87	102	84
120	4250	10625	5600	25	77	136	102	127	91
125	7500	18750	5000	30	100	166	129	159	106
130	12100	30250	4400	35	119	192	152	187	122
135	18500	46250	3900	50	132	212	171	219	156
140	31000	77500	3600	50	164	270	207	247	143
145	42000	105000	3200	50	182	305	230	278	160
150	56600	141500	2900	50	200	340	250	314	178
155	85000	212500	2650	50	225	370	277	344	186
160	90500	226250	2450	50	238	410	295	384	202
170	140000	350000	2150	50	290	470	347	452	222