



OPTIMIZACIÓN PARAMÉTRICA Y TOPOLÓGICA DE
ENGRANAJES

PROYECTO DE INVESTIGACIÓN
para obtener el título de
INGENIERO MECÁNICO

Presenta:

NICOLÁS CASAS REY
GONZALO CASTRO RAMÍREZ

Director:

M. Ing. Carlos Arturo Bohórquez Ávila

FACULTAD DE INGENIERÍA
DEPARTAMENTO DE MECÁNICA
BOGOTÁ D.C.
ENERO 2015

ACTAS DE REUNIÓN



UNIVERSIDAD LIBRE
FACULTAD DE INGENIERÍA
INGENIERÍA MECÁNICA
INVESTIGACIÓN APLICADA I
ACTA DE REUNIÓN No.1
18 julio, 2012



ASISTENTES	CARGO	FIRMA
Gonzalo Castro Ramírez	AUTOR PROYECTO	
Nicolás Casas Rey	AUTOR PROYECTO	
Carlos Arturo Bohórquez Ávila	DIRECTOR PROYECTO	

Temas tratados en la reunión

- Posibles temas de investigación para la realización del proyecto en el semillero GISEC

Objetivos de la reunión

- Búsqueda del tema de investigación

Conclusiones y comentarios finales

- Se decidió incursionar en el área de la optimización de elementos mecánicos

Compromisos adquiridos

Descripción del compromiso	Responsable	Fecha entrega
-Indagar a cerca de estudios realizados en el área de la optimización.	Gonzalo Castro Ramírez Nicolás Casas Rey	31 julio, 2012



UNIVERSIDAD LIBRE
FACULTAD DE INGENIERÍA
INGENIERÍA MECÁNICA
INVESTIGACIÓN APLICADA I
ACTA DE REUNIÓN No2
15 agosto, 2012



ASISTENTES	CARGO	FIRMA
Gonzalo Castro Ramírez	AUTOR PROYECTO	
Nicolás Casas Rey	AUTOR PROYECTO	
Carlos Arturo Bohórquez Ávila	DIRECTOR PROYECTO	

Temas tratados en la reunión

- Trabajos encontrados realizados en la optimización

Objetivos de la reunión

- Dar a conocer los temas de optimización encontrados.

Conclusiones y comentarios finales

- Se concluyo enfocar el estudio de optimización a engranajes

Compromisos adquiridos

Descripción del compromiso	Responsable	Fecha entrega
- Buscar artículos científicos relacionados con la optimización de engranajes	Gonzalo Castro Ramírez Nicolás Casas Rey	31 agosto, 201



UNIVERSIDAD LIBRE
FACULTAD DE INGENIERÍA
INGENIERÍA MECÁNICA
INVESTIGACIÓN APLICADA I
ACTA DE REUNIÓN No.3
11 septiembre, 2012



ASISTENTES	CARGO	FIRMA
Gonzalo Castro Ramírez	AUTOR PROYECTO	
Nicolás Casas Rey	AUTOR PROYECTO	
Carlos Arturo Bohórquez Ávila	DIRECTOR PROYECTO	

Temas tratados en la reunión

- Artículos sobre optimización de engranajes encontrados

Objetivos de la reunión

- Determinar el estado del arte del proyecto para determinar su alcance y no realizar algo ya hecho.

Conclusiones y comentarios finales

- Se determino optimizar el peso del engranaje mediante la optimización paramétrica y topológica.

Compromisos adquiridos

Descripción del compromiso	Responsable	Fecha entrega
- Buscar artículos científicos relacionados con la optimización topológica y paramétrica	Gonzalo Castro Ramírez Nicolás Casas Rey	3 octubre, 2012



UNIVERSIDAD LIBRE
FACULTAD DE INGENIERÍA
INGENIERÍA MECÁNICA
INVESTIGACIÓN APLICADA I
ACTA DE REUNIÓN No.4
9 octubre, 2012



ASISTENTES	CARGO	FIRMA
Gonzalo Castro Ramírez	AUTOR PROYECTO	
Nicolás Casas Rey	AUTOR PROYECTO	
Carlos Arturo Bohórquez Ávila	DIRECTOR PROYECTO	

Temas tratados en la reunión

- Artículos de optimización paramétrica y topológica encontrados
- Software utilizado en la optimización.

Objetivos de la reunión

- Compartir los artículos encontrados para determinar cuales resultan utiles para nuestro caso de estudio y cuales no.
- Posibles software de optimización y licencia de la universidad

Conclusiones y comentarios finales

- Se decide utilizar ANSYS(R) como software de optimización debido a que la universidad cuenta con licencia para este programa.

Compromisos adquiridos

Descripción del compromiso	Responsable	Fecha entrega
- Instalar y practicar el uso del software ANSYS	Gonzalo Castro Ramírez Nicolás Casas Rey	31 octubre, 201



UNIVERSIDAD LIBRE
FACULTAD DE INGENIERÍA
INGENIERÍA MECÁNICA
INVESTIGACIÓN APLICADA I
ACTA DE REUNIÓN No4
6 noviembre, 2012



ASISTENTES	CARGO	FIRMA
Gonzalo Castro Ramírez	AUTOR PROYECTO	
Nicolás Casas Rey	AUTOR PROYECTO	
Carlos Arturo Bohórquez Ávila	DIRECTOR PROYECTO	

Temas tratados en la reunión

- Artículos científicos aplicando ANSYS (R)

Objetivos de la reunión

- Validar ANSYS (R) como un programa aplicado a estudios de investigación

Conclusiones y comentarios finales

- Buscar más artículos relacionados con el software y módulos usados

Compromisos adquiridos

Descripción del compromiso	Responsable	Fecha entrega
- Instalar y practicar el uso del software ANSYS	Gonzalo Castro Ramírez Nicolás Casas Rey	13 noviembre,



UNIVERSIDAD LIBRE
FACULTAD DE INGENIERÍA
INGENIERÍA MECÁNICA
INVESTIGACIÓN APLICADA II
ACTA DE REUNIÓN No.1
28 febrero, 2013



ASISTENTES	CARGO	FIRMA
Nicolás Casas Rey	AUTOR PROYECTO	
Gonzalo Castro Ramírez	AUTOR PROYECTO	
Ing. Carlos Arturo Bohorquez Ávila	DIRECTOR PROYECTO	

Temas tratados en la reunión

- Tamaño del engranaje a ser optimizado

Objetivos de la reunión

- Definir el engranaje a ser optimizado

Conclusiones y comentarios finales

- Se concluyó dibujar la geometría del engranaje en el software ANSYS (R)

Compromisos adquiridos

Descripción del compromiso	Responsable	Fecha entrega
- Dibujar el engranaje en ANSYS (R)	Nicolás Casas Rey Gonzalo Castro Ramírez	14 marzo, 2013



UNIVERSIDAD LIBRE
FACULTAD DE INGENIERÍA
INGENIERÍA MECÁNICA
INVESTIGACIÓN APLICADA II
ACTA DE REUNIÓN No2
14 marzo, 2013



ASISTENTES	CARGO	FIRMA
Nicolás Casas Rey	AUTOR PROYECTO	
Gonzalo Castro Ramírez	AUTOR PROYECTO	
Ing. Carlos Arturo Bohorquez Ávila	DIRECTOR PROYECTO	

Temas tratados en la reunión

- Dificultad de dibujar la geometría del engranaje en el ANSYS (R) en el módulo APDL.
- Realización de la propuesta para ser presentada al comité.

Objetivos de la reunión

- Definir alternativas de construcción del engranaje para ser optimizado mediante ANSYS.

Conclusiones y comentarios finales

- Se concluyó dibujar la geometría del engranaje en el módulo de Workbench de ANSYS (R).
- Iniciar la propuesta a ser presentada ante el comité

Compromisos adquiridos

Descripción del compromiso	Responsable	Fecha entrega
- Dibujar el engranaje en ANSYS (R)	Nicolás Casas Rey	3 abril, 2013
- Iniciar la Propuesta de investigación	Gonzalo Castro Ramírez	



UNIVERSIDAD LIBRE
FACULTAD DE INGENIERÍA
INGENIERÍA MECÁNICA
INVESTIGACIÓN APLICADA II
ACTA DE REUNIÓN No.3
3 abril, 2013



ASISTENTES	CARGO	FIRMA
Nicolás Casas Rey	AUTOR PROYECTO	
Gonzalo Castro Ramírez	AUTOR PROYECTO	
Ing. Carlos Arturo Bohorquez Ávila	DIRECTOR PROYECTO	

Temas tratados en la reunión

- Avances en la propuesta de investigación

Objetivos de la reunión

- Dar a conocer los avances en la propuesta para determinar aspectos positivos y Negativos que esta pueda contener para realizar una posterior corrección.

Conclusiones y comentarios finales

- Se acordó una reunión para la corrección de la propuesta el día viernes 17 de Mayo del 2013.

Compromisos adquiridos

Descripción del compromiso	Responsable	Fecha entrega
- Trabajar sobre la propuesta	Nicolás Casas Rey Gonzalo Castro Ramírez	17 mayo, 2013



UNIVERSIDAD LIBRE
FACULTAD DE INGENIERÍA
INGENIERÍA MECÁNICA
INVESTIGACIÓN APLICADA II
ACTA DE REUNIÓN No4
17 mayo, 2013



ASISTENTES	CARGO	FIRMA
Nicolás Casas Rey	AUTOR PROYECTO	
Gonzalo Castro Ramírez	AUTOR PROYECTO	
Ing. Carlos Arturo Bohorquez Ávila	DIRECTOR PROYECTO	

Temas tratados en la reunión

- Dificultad de la implementación de la optimización topológica.
- Conexión entre el título y el objetivo general a desarrollar.

Objetivos de la reunión

- Corregir la propuesta alterando posibles complicaciones que se presentaban en la anterior.

Conclusiones y comentarios finales

- Se acordó el cambio del título y por ende de objetivo general.
- Se trabajara solo la optimización paramétrica para no tener complicaciones con posibles incumplimientos causados por la falta de experiencia, tanto de los alumnos como del ingeniero encargado, en la optimización topológica

Compromisos adquiridos

Descripción del compromiso	Responsable	Fecha entrega
- Implementar los cambios propuestos para la mejora de la propuesta	Nicolás Casas Rey Gonzalo Castro Ramírez	4 junio, 2013



UNIVERSIDAD LIBRE
FACULTAD DE INGENIERÍA
INGENIERÍA MECÁNICA
INVESTIGACIÓN APLICADA II
ACTA DE REUNIÓN No.5
4 junio, 2013



ASISTENTES	CARGO	FIRMA
Nicolás Casas Rey	AUTOR PROYECTO	
Gonzalo Castro Ramírez	AUTOR PROYECTO	
Ing. Carlos Arturo Bohorquez Ávila	DIRECTOR PROYECTO	

Temas tratados en la reunión

- Determinación de la carga total sobre el engranaje.

Objetivos de la reunión

- Continuar con la optimización en el módulo Workbench de ANSYS (R) para enviar el resumen del trabajo al "Congreso Iberoamericano de Ingeniería Mecánica"

Conclusiones y comentarios finales

- Se decidió calcular la relación de contacto sobre un solo diente del engranaje para hacer el estudio en el caso más crítico.

Compromisos adquiridos

Descripción del compromiso	Responsable	Fecha entrega
- Determinar la relación de contacto del engranaje y enviar el resumen al congreso iberoamericano de ingeniería mecánica	Nicolás Casas Rey Gonzalo Castro Ramírez	28 junio, 2013



UNIVERSIDAD LIBRE
FACULTAD DE INGENIERÍA
INGENIERÍA MECÁNICA
INVESTIGACIÓN APLICADA III
ACTA DE REUNIÓN No.1
28 junio, 2013



ASISTENTES	CARGO	FIRMA
Nicolás Casas Rey	AUTOR PROYECTO	
Gonzalo Castro Ramírez	AUTOR PROYECTO	
Ing. Carlos Arturo Bohórquez Ávila	DIRECTOR PROYECTO	

Temas tratados en la reunión

- Aceptación de resumen del trabajo "Optimización de Engranajes Rectos y Helicoidales mediante ANSYS®" por parte del Congreso Iberoamericano de Ingeniería Mecánica 2013

Objetivos de la reunión

- Delegar tareas para iniciar el proceso de elaboración del artículo para ser enviado al congreso.

Conclusiones y comentarios finales

- Se decidió recolectar y organizar los antecedentes de optimizaciones similares que se han realizado en otras investigaciones, con el objetivo de redactar la introducción del artículo.

Compromisos adquiridos

Descripción del compromiso	Responsable	Fecha entrega
Recolectar y organizar antecedentes.	Nicolás Casas Rey	5 julio, 2013
Crear la geometría de un engranaje en Workbench	Gonzalo Castro Ramírez	



UNIVERSIDAD LIBRE
FACULTAD DE INGENIERÍA
INGENIERÍA MECÁNICA
INVESTIGACIÓN APLICADA III
ACTA DE REUNIÓN No2
5 julio, 2013



ASISTENTES	CARGO	FIRMA
Nicolás Casas Rey	AUTOR PROYECTO	
Gonzalo Castro Ramírez	AUTOR PROYECTO	
Ing. Carlos Arturo Bohórquez Ávila	DIRECTOR PROYECTO	

Temas tratados en la reunión

- Redacción de los antecedentes dentro del artículo
- Problemas en la geometría del engranaje creado en Workbench

Objetivos de la reunión

- Especificar las correcciones pertinentes en la redacción de la introducción del artículo
- Recibir consejos del Director para llevar a cabo la optimización del engranaje en Workbench

Conclusiones y comentarios finales

- Se realizaron algunas correcciones de forma y contenido en el análisis de los antecedentes
- Se dieron las pautas para poder hacer la optimización en Workbench

Compromisos adquiridos

Descripción del compromiso	Responsable	Fecha entrega
- Corregir el análisis de los antecedentes - Realizar la optimización del engranaje en Workbench	Nicolás Casas Rey Gonzalo Castro Ramírez	10 julio, 2013



UNIVERSIDAD LIBRE
FACULTAD DE INGENIERÍA
INGENIERÍA MECÁNICA
INVESTIGACIÓN APLICADA III
ACTA DE REUNIÓN No.3
10 julio, 2013



ASISTENTES	CARGO	FIRMA
Nicolás Casas Rey	AUTOR PROYECTO	
Gonzalo Castro Ramírez	AUTOR PROYECTO	
Ing. Carlos Arturo Bohórquez Ávila	DIRECTOR PROYECTO	

Temas tratados en la reunión

- Resultados preliminares de las diversas optimizaciones realizadas en Workbench
- Presupuesto para asistir al congreso

Objetivos de la reunión

- Dar a conocer los resultados de las optimizaciones al Director y seguir las indicaciones según su concepto y experiencia

Conclusiones y comentarios finales

- Se deben realizar más optimizaciones variando el ancho de cara y de manzana para poder determinar una tendencia.

Compromisos adquiridos

Descripción del compromiso	Responsable	Fecha entrega
- Tabular y graficar en Excel los resultados obtenidos	Nicolás Casas Rey Gonzalo Castro Ramírez	18 julio, 2013



UNIVERSIDAD LIBRE
FACULTAD DE INGENIERÍA
INGENIERÍA MECÁNICA
INVESTIGACIÓN APLICADA III
ACTA DE REUNIÓN No4
18 julio, 2013



ASISTENTES	CARGO	FIRMA
Nicolás Casas Rey	AUTOR PROYECTO	
Gonzalo Castro Ramírez	AUTOR PROYECTO	
Ing. Carlos Arturo Bohórquez Ávila	DIRECTOR PROYECTO	

Temas tratados en la reunión

- Análisis de las gráficas de los resultados obtenidos tras optimizar el engranaje

Objetivos de la reunión

- Organizar los resultados de la optimización y su respectivo análisis en el artículo

Conclusiones y comentarios finales

- Se graficaron los resultados de las optimizaciones, ancho de cara Vs esfuerzo, y ancho de manzana Vs esfuerzo

Compromisos adquiridos

Descripción del compromiso	Responsable	Fecha entrega
- Determinar los porcentajes de reducción de peso obtenidos después de optimizar	Nicolás Casas Rey Gonzalo Castro Ramírez	18 julio, 2013



UNIVERSIDAD LIBRE
FACULTAD DE INGENIERÍA
INGENIERÍA MECÁNICA
INVESTIGACIÓN APLICADA III
ACTA DE REUNIÓN No.5
10 septiembre, 2013



ASISTENTES	CARGO	FIRMA
Nicolás Casas Rey	AUTOR PROYECTO	
Gonzalo Castro Ramírez	AUTOR PROYECTO	
Ing. Carlos Arturo Bohorquez Ávila	DIRECTOR PROYECTO	

Temas tratados en la reunión

- Efectividad del trabajo mediante el análisis de los porcentajes de reducción de peso obtenido en el proceso de optimización

Objetivos de la reunión

- Definir los parámetros bajo los cuales se obtiene una mayor reducción de peso sin comprometer la capacidad mecánica del engranaje.

Conclusiones y comentarios finales

- Se graficaron los porcentajes de reducción de peso correspondientes a la variación de ancho de cara manteniendo la longitud de manzana y la variación de la longitud de la manzana manteniendo el ancho de cara mínimo encontrado para este engranaje.

Compromisos adquiridos

Descripción del compromiso	Responsable	Fecha entrega
- Realizar las conclusiones pertinentes de los resultados obtenidos.	Nicolás Casas Rey	17 sep., 2013
- Contrastar los objetivos obtenidos con los esperados.	Gonzalo Castro Ramírez	



UNIVERSIDAD LIBRE
FACULTAD DE INGENIERÍA
INGENIERÍA MECÁNICA
INVESTIGACIÓN APLICADA III
ACTA DE REUNIÓN No.7
13 septiembre, 2013



ASISTENTES	CARGO	FIRMA
Nicolás Casas Rey	AUTOR PROYECTO	
Gonzalo Castro Ramírez	AUTOR PROYECTO	
Ing. Carlos Arturo Bohorquez Ávila	DIRECTOR PROYECTO	

Temas tratados en la reunión

- ¿Cómo empezar la optimización topológica?

Objetivos de la reunión

- Definir como se realizara dicha optimización.
- Elaborar una carta para el Ing. Andrés Tovar quien nos puede ayudar en el proceso de optimización.

Conclusiones y comentarios finales

- se concluyo enviar el trabajo realizado con la optimización paramétrica al Ing. Andrés Tovar, para obtener su apreciación de nuestro trabajo

Compromisos adquiridos

Descripción del compromiso	Responsable	Fecha entrega
- Realizar la carta y enviarla junto con el trabajo adjunto.	Nicolás Casas Rey Gonzalo Castro Ramírez	17 sep., 2013



UNIVERSIDAD LIBRE
FACULTAD DE INGENIERÍA
INGENIERÍA MECÁNICA
INVESTIGACIÓN APLICADA III
ACTA DE REUNIÓN No.8
18 septiembre, 2013



ASISTENTES	CARGO	FIRMA
Nicolás Casas Rey	AUTOR PROYECTO	
Gonzalo Castro Ramírez	AUTOR PROYECTO	
Ing. Carlos Arturo Bohorquez Ávila	DIRECTOR PROYECTO	

Temas tratados en la reunión

- Revisión de la respuesta por parte del ingeniero.
- Principios de optimización topológica para aplicarlos a nuestro proyecto.

Objetivos de la reunión

- Socializar la respuesta del ingeniero Andrés Tovar
- Determinar paso a seguir en nuestro proyecto

Conclusiones y comentarios finales

- Se determina elaborar una optimización topológica de un solo parámetro.

Compromisos adquiridos

Descripción del compromiso	Responsable	Fecha entrega
- Buscar y entender un algoritmo que se ajuste a nuestro proyecto	Nicolás Casas Rey Gonzalo Castro Ramírez	25 septiembre,



UNIVERSIDAD LIBRE
FACULTAD DE INGENIERÍA
INGENIERÍA MECÁNICA
INVESTIGACIÓN APLICADA IV
ACTA DE REUNIÓN No.1
11 febrero, 2014



ASISTENTES	CARGO	FIRMA
Gonzalo Castro Ramírez	AUTOR PROYECTO	
Nicolás Casas Rey	AUTOR PROYECTO	
Carlos Arturo Bohórquez Ávila	DIRECTOR PROYECTO	

Temas tratados en la reunión

- Presentación de la propuesta de investigación ante el Comité evaluador de proyectos
- Posible colaboración del Dr. Alfredo Arias Montaña de la Escuela Superior de Ingeniería Mecánica y Eléctrica de México.

Objetivos de la reunión

- Hacer la revisión final de la propuesta para confirmar un objetivo específico
- Contactar al Dr. Alfredo Arias Montaña para comunicarle nuestro interés en su asesoría en el proyecto

Conclusiones y comentarios finales

- Se corrigieron algunos detalles de la propuesta y se definieron finalmente los objetivos específicos
- Se envió un e-mail al Dr. Alfredo Arias Montaña solicitando su asesoría acerca de la optimización topológica.

Compromisos adquiridos

Descripción del compromiso	Responsable	Fecha entrega
-Presentar la propuesta de investigación ante el Comité evaluador de proyectos	Gonzalo Castro Ramírez Nicolás Casas Rey	12 febrero, 201

11 FEB 2014 15



UNIVERSIDAD LIBRE
FACULTAD DE INGENIERÍA
INGENIERÍA MECÁNICA
INVESTIGACIÓN APLICADA IV
ACTA DE REUNIÓN No3
14 febrero, 2014



ASISTENTES	CARGO	FIRMA
Gonzalo Castro Ramírez	AUTOR PROYECTO	
Nicolás Casas Rey	AUTOR PROYECTO	
Carlos Arturo Bohórquez Ávila	DIRECTOR PROYECTO	

Temas tratados en la reunión

- Posibilidad de contactar un asesor, conocido del director que podría aportar sus conocimientos sobre el tema del proyecto.

Objetivos de la reunión

- Búsqueda de trabajos realizados en Colombia sobre optimización topológica.

Conclusiones y comentarios finales

- Se decidió contactar al conocido del director para obtener un punto de partida en la optimización topológica.
- Se decidió seguir trabajando con ANSYS como enmallador para facilitar el proceso de optimización topológica.

Compromisos adquiridos

Descripción del compromiso	Responsable	Fecha entrega
-Reunirnos con el director para contactar a su colega para determinar si podría ayudarnos en nuestro proyecto	Gonzalo Castro Ramírez Nicolás Casas Rey	20 marzo, 2014



UNIVERSIDAD LIBRE
FACULTAD DE INGENIERÍA
INGENIERÍA MECÁNICA
INVESTIGACIÓN APLICADA IV
ACTA DE REUNIÓN No.2
20 febrero, 2014



ASISTENTES	CARGO	FIRMA
Gonzalo Castro Ramírez	AUTOR PROYECTO	
Nicolás Casas Rey	AUTOR PROYECTO	
Carlos Arturo Bohórquez Ávila	DIRECTOR PROYECTO	

Temas tratados en la reunión

- Aceptación de la asesoría a distancia del Dr. Alfredo Arias Montaña, en la aplicación y adaptación de algoritmos para la optimización topológica.

Objetivos de la reunión

- Dar a conocer la respuesta del Dr. Alfredo Arias Montaña al ingeniero Carlos Bohórquez.

Conclusiones y comentarios finales

-Se comenzó el estudio de ejercicios sencillos en su aplicabilidad y adaptación a procesos de optimización topológica.

Compromisos adquiridos

Descripción del compromiso	Responsable	Fecha entrega
-Buscar y ejecutar ejercicios sencillos de optimización topológica, para adquirir un mayor conocimiento sobre su funcionamiento y adquirir destreza en su manipulación.	Gonzalo Castro Ramírez Nicolás Casas Rey	18 marzo, 2014

~~2-5 FEB 2014~~
15



UNIVERSIDAD LIBRE
FACULTAD DE INGENIERÍA
INGENIERÍA MECÁNICA
INVESTIGACIÓN APLICADA IV
ACTA DE REUNIÓN No.4
26 marzo, 2014



ASISTENTES	CARGO	FIRMA
Gonzalo Castro Ramírez	AUTOR PROYECTO	
Nicolás Casas Rey	AUTOR PROYECTO	
Carlos Arturo Bohórquez Ávila	DIRECTOR PROYECTO	

Temas tratados en la reunión

- Aceptación del asesor conocido por el director para guiarnos con su experiencia en el tema.

Objetivos de la reunión

- Conocer la respuesta del asesor conocido por el director del proyecto

Conclusiones y comentarios finales

- Se decidió contactar al conocido del director del para emprender el desarrollo de la optimización topológica.
- Posibilidad de la implementación de Matlab para ejecutar el algoritmo

Compromisos adquiridos

Descripción del compromiso	Responsable	Fecha entrega
-Buscar algoritmos aplicables a nuestro trabajo -Trabajar con Matlab con el fin de mejorar las habilidades de ejecución y conocimiento de comandos que puedan utilizarse.	Gonzalo Castro Ramírez Nicolás Casas Rey	4 abril, 2014

01 APR 2014
15



UNIVERSIDAD LIBRE
FACULTAD DE INGENIERÍA
INGENIERÍA MECÁNICA
INVESTIGACIÓN APLICADA IV
ACTA DE REUNIÓN No5
25 abril, 2014



ASISTENTES	CARGO	FIRMA
Gonzalo Castro Ramírez	AUTOR PROYECTO	
Nicolás Casas Rey	AUTOR PROYECTO	
Carlos Arturo Bohórquez Ávila	DIRECTOR PROYECTO	

Temas tratados en la reunión

- Realización y revisión del artículo sobre avances de la investigación.
- Exportación del dibujo del engranaje desde un programa CAD y posible modificación de este en Workbench.

Objetivos de la reunión

- Revisar un primer avance en el artículo.
- Posibilidad de exportar el dibujo del engranaje para facilitar este proceso en Workbench

Conclusiones y comentarios finales

- Se propusieron las correcciones para la entrega del artículo.
- Se optó por realizar la prueba de exportar el engranaje para intentar parametrizarlo.

Compromisos adquiridos

Descripción del compromiso	Responsable	Fecha entrega
-Terminar el artículo de avances del proyecto.	Gonzalo Castro Ramírez	30 abril, 2014
-Realizar la prueba de exportar el engranaje para su posterior modificación en Workbench	Nicolás Casas Rey	

29 ABR 2014
15



UNIVERSIDAD LIBRE
FACULTAD DE INGENIERÍA
INGENIERÍA MECÁNICA
INVESTIGACIÓN APLICADA IV
ACTA DE REUNIÓN No.6
12 mayo, 2014



ASISTENTES	CARGO	FIRMA
Gonzalo Castro Ramírez	AUTOR PROYECTO	
Nicolás Casas Rey	AUTOR PROYECTO	
Carlos Arturo Bohórquez Ávila	DIRECTOR PROYECTO	

Temas tratados en la reunión

- Exportación de los nodos del diseño en Workbench a un programa externo para poder realizar la programación de la optimización.

Objetivos de la reunión

- Dar a conocer varios software de optimización aplicable a nuestro proyecto.
- Determinar metodología de realización de la optimización topológica

Conclusiones y comentarios finales

- Se concluyo buscar los software relacionados para poder trabajarlos y con estos partir para nuestra optimización, además de buscar la forma de exportar los nodos.

Compromisos adquiridos

Descripción del compromiso	Responsable	Fecha entrega
-Conceguir los software aplicables a nuestro proyecto	Gonzalo Castro Ramírez Nicolás Casas Rey	16 mayo, 2014

20 MAY 2014



UNIVERSIDAD LIBRE
FACULTAD DE INGENIERÍA
INGENIERÍA MECÁNICA
INVESTIGACIÓN APLICADA V
ACTA DE REUNIÓN No.1
15 Septiembre 2014



ASISTENTES	CARGO	FIRMA
Gonzalo Castro Ramírez	AUTOR PROYECTO	
Nicolás Casas Rey	AUTOR PROYECTO	
Carlos Arturo Bohórquez Ávila	DIRECTOR PROYECTO	

Temas tratados en la reunión

- Elaboración de presentación para el Congreso Latinoamericano de Ingeniería Mecánica

Objetivos de la reunión

- Revisar el contenido de la presentación
- Ajustar el formato de la presentación

Conclusiones y comentarios finales

- Se realizó la revisión final y aprobación de la presentación para el Congreso Latinoamericano de Ingeniería Mecánica

Compromisos adquiridos

Descripción del compromiso	Responsable	Fecha entrega
Realizar la presentación del trabajo en el congreso	Gonzalo Castro Ramírez Nicolás Casas Rey	25 nov, 2014



UNIVERSIDAD LIBRE
FACULTAD DE INGENIERÍA
INGENIERÍA MECÁNICA
INVESTIGACIÓN APLICADA V
ACTA DE REUNIÓN No 2
19 Enero. 2015



ASISTENTES	CARGO	FIRMA
Gonzalo Castro Ramírez	AUTOR PROYECTO	
Nicolás Casas Rey	AUTOR PROYECTO	
Carlos Arturo Bohórquez Ávila	DIRECTOR PROYECTO	

Temas tratados en la reunión

- Documentación necesaria para presentar al comité de proyectos de grado

Objetivos de la reunión

- Revisar la documentación existente y completar la faltante

Conclusiones y comentarios finales

- Se revisaron las actas de reuniones, los certificados de publicaciones y ponencias, y los documentos soporte del semillero de investigación

Compromisos adquiridos

Descripción del compromiso	Responsable	Fecha entrega
Presentar la documentación al comité de proyectos de grado	Gonzalo Castro Ramírez Nicolás Casas Rey	21 enero, 2015



UNIVERSIDAD LIBRE

NIT. 860.013.798-5
BOGOTÁ, D.C.

MIEMBROS DE LA
ASOCIACIÓN COLOMBIANA
DE UNIVERSIDADES

CONSTANCIA

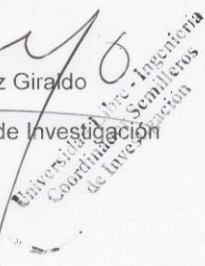
El suscrito coordinador de Semilleros de investigación de la Facultad de Ingeniería hace constar:

Que los estudiantes NICOLAS CASAS REY y GONZALO CASTRO RAMIREZ, del programa de Ingeniería Mecánica, pertenecen al semillero GISEC inscrito en la Redcolsi, código 20385, e ingresaron en Febrero del 2012. Actualmente adelantan el proyecto "Optimización paramétrica y topológica de engranajes", con la asesoría del Ing. Carlos Arturo Bohorquez.

A solicitud de los interesados en Bogotá, Noviembre 10 de 2014


MS.c. Rodrigo Velásquez Giraldo

Coordinador Semilleros de Investigación
Facultad de Ingeniería



**CERTIFICADOS DE
PRIMERA PONENCIA DE
AVANCES
(CIBIM 2013)**



**CERTIFICADOS
SEGUNDA PONENCIA DE
AVANCES
(ENCUENTRO REGIONAL
REDCOLSI 2014)**



**CERTIFICADOS
PONENCIA DE
RESULTADOS FINALES
(COLIM 2014)**

2014

COLIM



VIII CONGRESO LATINOAMERICANO DE INGENIERÍA MECÁNICA

Realizado del 25 al 27 de noviembre del 2014 en Cuenca, Ecuador

El Comité Científico del VIII Congreso Latinoamericano de Ingeniería Mecánica otorga el presente

CERTIFICADO

de participación como ponente a:

CASAS REY NICOLÁS

por la presentación del trabajo titulado:

OPTIMIZACIÓN TOPOLÓGICA Y PARAMÉTRICA DE ENGRANAJES RECTOS

P. Javier Herrán Gómez, sdb
RECTOR UPS

Eco. César Vásquez
VICERRECTOR
UPS CUENCA

Dr. Ing. Simón Fygueroa
PRESIDENTE DEL
COLIM

Ing. Nelson Jara
COMITÉ CIENTÍFICO
COLIM 2014

Ing. Cristian García
COMITÉ CIENTÍFICO
COLIM 2014

Ponente

2014

COLIM



VIII CONGRESO LATINOAMERICANO DE INGENIERÍA MECÁNICA

Realizado del 25 al 27 de noviembre del 2014 en Cuenca, Ecuador

El Comité Científico del VIII Congreso Latinoamericano de Ingeniería Mecánica otorga el presente

CERTIFICADO

de participación como ponente a:

CASTRO RAMÍREZ GONZALO

por la presentación del trabajo titulado:

OPTIMIZACIÓN TOPOLÓGICA Y PARAMÉTRICA DE ENGRANAJES RECTOS

Ponente

P. Javier Herrán Gómez, sdb
RECTOR UPS

Eco. César Vásquez
VICERRECTOR
UPS CUENCA

Dr. Ing. Simón Fygueroa
PRESIDENTE DEL
COLIM

Ing. Nelson Jara
COMITÉ CIENTÍFICO
COLIM 2014

Ing. Cristian García
COMITÉ CIENTÍFICO
COLIM 2014

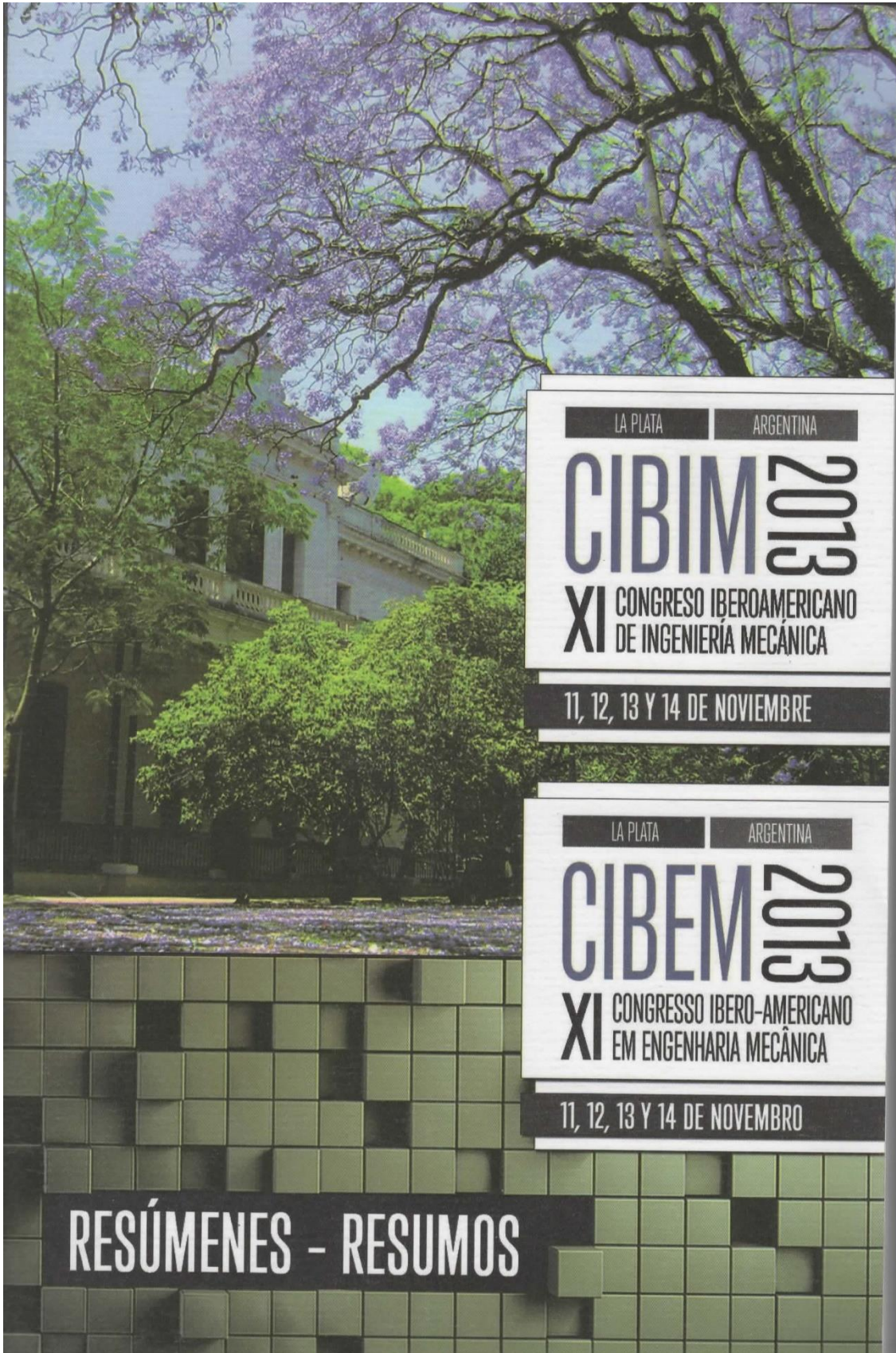
**PUBLICACIÓN DE
PRIMEROS AVANCES
(CIBIM 2013)**

MEMORIAS RESÚMENES

ISBN: 978-950-34-1026-4

MEMORIAS TRABAJOS

ISBN: 978-950-34-1025-7



Título: Actas del XI Congreso Ibero-americano de Ingeniería Mecánica
CIBIM 2013 - Resúmenes

Fecha: 11 de Noviembre de 2013

Comité Editor: Presidente:
Ing. Gabriel Defranco

Edición y Mg. D.I. Laura Fuertes
Compaginación: Arq. Sergio Gavino

Diseño de
Portada: D.C.V. Leandro A. Eluaiza

ISBN: 978-950-34-1026-4

XI Congreso Iberoamericano de Ingeniería Mecánica : trabajos completos /
Norberto Nigro ... [et.al.] ; con colaboración de Marianela Lara. - 1a
ed. - La Plata : Universidad Nacional de La Plata, 2013.
E-Book.

ISBN 978-950-34-1025-7

1. Ingeniería Mecánica. I. Nigro, Norberto II. Lara, Marianela, colab.
CDD 621

Fecha de catalogación: 17/10/2013

Título: Actas del XI Congreso Ibero-americano de Ingeniería Mecánica
CIBIM 2013 – TRABAJOS COMPLETOS

Fecha: 11 de Noviembre de 2013

Comité Editor: Presidente:
Ing. Gabriel Defranco

Edición y Mg. D.I. Laura Fuertes
Compaginación: Arq. Sergio Gavino

Diseño de
Portada: D.C.V. Leandro A. Eluaiza

Producción
del e-book: Arq. Sergio Gavino

Se deja constancia de que el contenido de los artículos es de absoluta responsabilidad de sus autores, quedando los Comités Organizador, Científico y Editor del Congreso exentos de toda responsabilidad.

OPTIMIZACIÓN DE ENGRANAJES RECTOS Y HELICOIDALES MEDIANTE ANSYS®

Nicolás Casas Rey¹, Gonzalo Castro Ramírez¹, Carlos Bohórquez¹

¹-Departamento de Ingeniería Mecánica, Universidad Libre, Bogotá, Colombia. nicolas.casasr@unilibrebog.edu.co

Palabras clave: Engranajes, Elementos finitos, Optimización, ANSYS®.

Resumen

En el diseño máquinas los engranajes son elementos esenciales cuando de transmisión de potencia se habla, estos se encuentran en aplicaciones de muchos sistemas como automóviles, aeronáutica, máquinas herramienta. El diseño de engranajes es todavía una actividad en continua evolución. La complejidad de la forma y la geometría de los engranajes conducen a un gran número de parámetros de diseño. Un diseño tradicional implica cálculos basados en resistencia a la flexión, durabilidad de la superficie, y resistencia a la fatiga: factores geométricos como: la interferencia, la eficiencia, alto y ancho del diente involucran fórmulas empíricas, diferentes gráficos y tablas, que dan lugar a un diseño complicado. El diseño mecánico de engranajes incluye procesos en el que los diseñadores siempre tienen como objetivo la optimización considerando la fuerza, la deflexión, el peso, el desgaste, la corrosión. Sin embargo, la optimización del diseño para un conjunto mecánico completo conduce a una función objetivo de gran complejidad con un gran número de variables de diseño. Así que es una buena práctica aplicar técnicas de optimización de los sistemas individuales y luego aplicarlos un conjunto completo.

En este trabajo se busca optimizar la relación peso-esfuerzo, es decir disminuir el peso manteniendo o aumentando en el mejor de los casos el esfuerzo que pueden soportar los engranajes rectos y helicoidales. Todo esto con la ayuda de la mecánica computacional y la simulación, con estas herramientas computacionales se obtienen resultados altamente fiables, sin la necesidad de fabricar o realizar ensayos mecánicos sobre las piezas, que no sólo llevarían mucho tiempo, sino que también elevarían en gran medida los costos. La contribución de este estudio radica en la consecución de ahorro de material, sin repercutir negativamente en las propiedades mecánicas de la pieza, aumentando la eficiencia de las máquinas en las que se utilizan.

La metodología empleada es la siguiente: primero se realizan análisis por medio de elementos finitos en el software ANSYS® para conocer el estado de esfuerzos y luego se comienzan a variar los parámetros secuencialmente para observar cómo influyen en el volumen total del engranaje, luego mediante el empleo del Módulo WORKBENCH se realiza la optimización, por último se realiza de nuevo el análisis de elementos finitos para comparar los valores de esfuerzo.

En este caso se logran configuraciones en las que se reduce la masa de los engranajes hasta valores por debajo del 20% respecto a las dimensiones dadas por los fabricantes, se variaron radios, alturas y espesores para la zona de los soportes del engranaje al eje de transmisión de potencia, todo esto sin que el valor del esfuerzo máximo en este componente del engranaje esté por debajo de un factor de seguridad de 2.

1. Introducción

Las transmisiones que emplean ruedas dentadas han sido las más importantes y han tenido el mayor campo de aplicación desde la revolución industrial hasta la actualidad, gracias a la exactitud y eficiencia que ofrecen al momento de transmitir potencia, puesto que no presentan problemas de deslizamiento como en el caso de las transmisiones por poleas y correas. La utilidad de los engranajes es muy versátil, se pueden encontrar desde relojes hasta máquinas de grandes dimensiones como las turbinas de vapor en buques. El análisis y diseño, no solo geométrico sino mecánico también, de estos elementos suele abordar numerosos factores que intervienen en el comportamiento de los mismos bajo determinadas condiciones, los parámetros a tener en cuenta son de tipo cinemático, estructural, geométrico y de tribología. La complejidad del estudio de los engranajes radica en que las características influyentes están relacionadas entre sí, y una ligera variación de una de ellas podría repercutir en gran medida sobre otras.

Optimizar, básicamente, es obtener el mejor resultado bajo criterios determinados, puede ser aplicada en diversos campos dentro de la ingeniería, la medicina, la economía, el mercadeo, etc. El objetivo general al llevar a cabo una optimización es seleccionar la respuesta apropiada bajo algunos parámetros establecidos de un conjunto de elementos disponibles, al minimizar o maximizar una función objetivo.

La optimización paramétrica o diseño paramétrico busca la mejor combinación de los valores posibles. Es un área de estudio creciente en el campo de la ingeniería mecánica desde hace algunos años basada en la utilización de herramientas del análisis por elementos finitos, que ha permitido mejorar el funcionamiento de los elementos mecánicos sometidos a este proceso. Algunas de las aplicaciones de este método, por ejemplo, (Álvarez 2003) implementó el método de elementos finitos para el modelado y optimización de un implante para la sujeción de la columna vertebral. (Cotaquispe 2010), estudió la reducción máxima del contragolpe angular en trenes de engranajes mejorando la transmisión de potencia. Por otra parte, la optimización permite reducir el peso de los elementos, esta puede ser su principal ventaja, conservando sus características mecánicas. (Meza 2012) tomó una pieza comercial que se analizó mediante ANSYS® y un código elaborado en Matlab, para determinar la veracidad de dicho programa con el comportamiento del elemento y la influencia de los parámetros de diseño en la estructura final. Además la optimización ha permitido la implementación de análisis y relaciones aproximadas de varios elementos partiendo del estudio de un elemento particular, (Rodríguez. 2005) buscó una relación aproximada para trenes de engranajes con 5 y 6 elementos, siendo los más comunes los de 4 elementos.

Dentro de los criterios importantes es necesario determinar qué parámetros geométricos serán alterados y qué influencia tienen estos dentro en el comportamiento mecánico del elemento, ya que cualquier variación en su geometría puede significar un gran cambio en el comportamiento del esfuerzo. (VELÁSQUEZ, *et al* 2004), buscaron determinar la influencia de la geometría del diente en la resistencia de los engranajes plásticos.

Dado que el análisis es basado en la interacción de varios de los parámetros y con el fin de desarrollar un objetivo más, (García 1994) buscó minimizar el tamaño de la rueda, fijando el valor del esfuerzo de contacto y analizando la sensibilidad de la rueda con factores como el ángulo de hélice y la relación de contacto. Este trabajo arrojó como resultado la elaboración de un paquete informático, que ha permitido establecer las reglas de comportamiento del diseño ante la variación de diferentes factores y la cuantificación de la magnitud de dichas variaciones. Por otro lado (Huang, *et al* 2005) llevó a cabo una optimización multi-objetivo con el fin de minimizar el volumen de los engranajes y maximizar la vida de la superficie de fatiga. Como resultado se encuentra que el problema de la unidad reductora de tres etapas de engranajes rectos ilustra la efectividad de la programación física interactiva. Además de buscar la solución de varios objetivos también se han implementado diferentes técnicas de optimización por ejemplo (Guzmán 2005) buscó resolver un problema de optimización multi-objetivo (dos o más funciones objetivo) implementando el método de los algoritmos genéticos, en este caso particular un NSGA (Non-dominated Sorting Genetic Algorithm), para la obtención de geometrías óptimas para ejes sometidos a cargas cíclicas, disminuyendo su peso y deflexión lateral máxima. Al aplicar el método de los algoritmos NSGA se obtuvieron respuestas más versátiles y de una manera más rápida que al aplicar el método tradicional del análisis de ejes. De este modo mientras con el análisis de ejes se obtuvo una única geometría óptima, con el algoritmo NSGA se obtuvieron nueve de las cuales todas pueden considerarse óptimas. Otro método muy utilizado y estudiado actualmente es la optimización topológica que busca reducir el peso cambiando la geometría de la pieza en estudio, (Alcalá, *et al* 2010) realizó una optimización topológica de estructuras reticuladas, de barras, con nodos rígidos, lo que implica que deben considerarse esfuerzos axiales, de flexión y torsión en cada una de las barras, con la ayuda del

solucionador comercial ANSYS®, permitiéndole modificar: áreas, momentos de inercia y esfuerzos en cada barra. Como resultado de este estudio se obtuvo la eliminación de las barras de la estructura que aportaban menos energía.

La indagación acerca de los antecedentes mencionados sirvió como punto de partida para planear el rumbo de la presente investigación, por lo que se decidió enfocar este estudio a la reducción del ancho de cara y longitud de manzana, y por ende, el volumen y el peso de los engranajes cilíndricos de dientes rectos y helicoidales con características geométricas, propiedades físicas y mecánicas obtenidas de un catálogo comercial, manteniendo su resistencia a la flexión, y el efecto que esta reducción tiene en el comportamiento del esfuerzo para determinar las condiciones óptimas de esfuerzo y volumen de dichos elementos.

2. Metodología

Se propuso trabajar con dos engranajes de motoreductores, ambos de módulo 2 y 25 dientes de un catálogo de Kohara Gear Industry Co., Ltd. El primero, un engranaje recto, estaba hecho de acero SCM415 (Equivalente a un SAE 8620) carburizado y tenía un esfuerzo permisible a la flexión de 460 MPa con un factor de seguridad de 1.2, un torque admisible de 157 Nm a 600 RPM y pesaba 0.31 kg. Mientras que el helicoidal, fabricado en SCM440 (Equivalente a un SAE 4140) con dientes endurecidos superficialmente por inducción, contaba con ángulos de presión transversal y hélice de 20° y 21.5° respectivamente. Su esfuerzo permisible a la flexión era 295 MPa con un factor de seguridad de 1.2, torque admisible de 77.5 Nm a 600 RPM y tenía una masa de 0.33 kg.

Partiendo de las dimensiones indicadas por el fabricante y las ecuaciones, mostradas a continuación, para el desarrollo de engranajes, se dibujó una sección de cada engranaje en el módulo Workbench de ANSYS® para llevar a cabo el análisis por elementos finitos y la optimización, como se muestra en la Figura 1.

Constantes de diseño:

Módulo: 2 mm/diente

Número de dientes: 25

Parámetros calculados:

$$Dp = m * z \quad (1)$$

$$Dp = 2mm * 25dientes = 50 mm * dientes$$

$$De = (2 + z) * m \quad (2)$$

$$De = (2 + 25 dientes) * 2 mm/diente = 54 mm$$

$$Di = (2 - z) * m \quad (3)$$

$$Di = (25 dientes - 2) * 2 mm/diente = 46 mm$$

$$Circunferencia\ base = Dp * \cos\left(\frac{20}{m}\right) \quad (4)$$

$$Circunferencia\ base = 50 mm * dientes * \cos\left(\frac{20}{2}\right) = 49,2404 mm$$

$$Paso\ circunferencial = \frac{\pi * Dp}{z} \quad (5)$$

$$Paso\ circunferencial = \frac{\pi * 50 mm * dientes}{25 dientes} = 2 \pi mm$$

$$Espesor\ de\ arco = \frac{\pi * Dp}{2 * z} \quad (6)$$

$$Espesor\ de\ arco = \frac{\pi * 50 mm * dientes}{2 * 25 dientes} = \pi mm$$

Donde:

m: módulo del engranaje

z: número de dientes del engranaje.

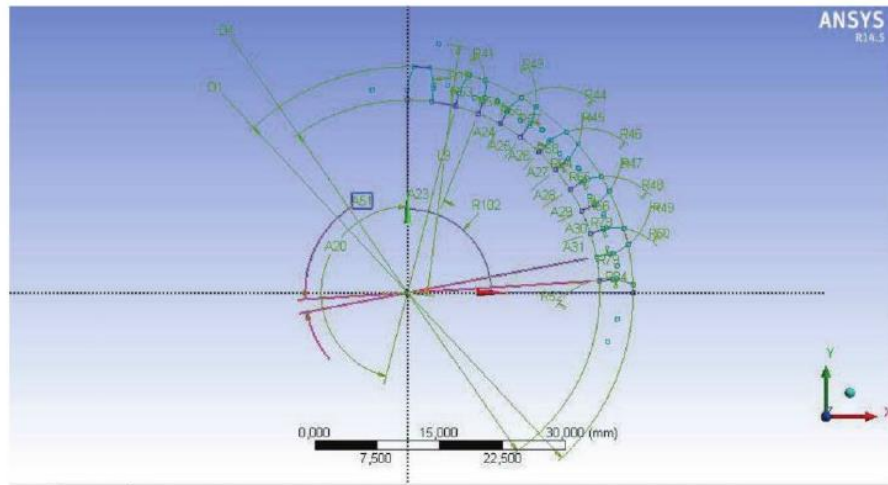


Figura 1. Geometría del perfil de un cuarto de engranaje realizada en Workbench.

Para el desarrollo del análisis del engranaje se implementó un programa realizado en Microsoft Visual Studio (Figura 2) para la determinación del ancho de cara con un esfuerzo de fluencia de 550 MPa y factor de seguridad 1,2. Se logró establecer que dicho ancho de cara es de unos 17 mm, por esto se empezó a reducir el mismo de a 1 mm desde 20 mm, que es el recomendado por el fabricante, hasta 15 mm, realizando a cada uno su respectivo análisis de la longitud de la manzana, con el fin de determinar hasta qué punto era posible reducir esta sin comprometer la integridad del engranaje.

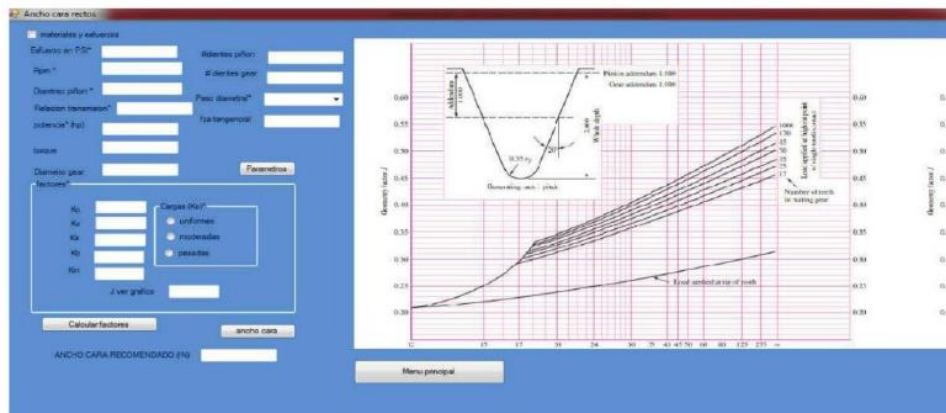


Figura 2. Visualización del módulo de solución para determinar el ancho de cara de un engranaje de dientes rectos.

A continuación se hicieron dos análisis a cada ancho de cara en el módulo Workbench del ANSYS®, en engranajes de dientes rectos con manzana y dientes rectos sin manzana, variando entre ellos el tamaño de la malla utilizada (Figuras 3 y 4), reduciendo el tamaño de los elementos de 0.005 m, predeterminado por el programa hasta 0.001m, para determinar el efecto de la variación del tamaño de la malla en el resultado obtenido en cada caso, además se realizó un análisis con la malla predeterminada en engranajes helicoidales.

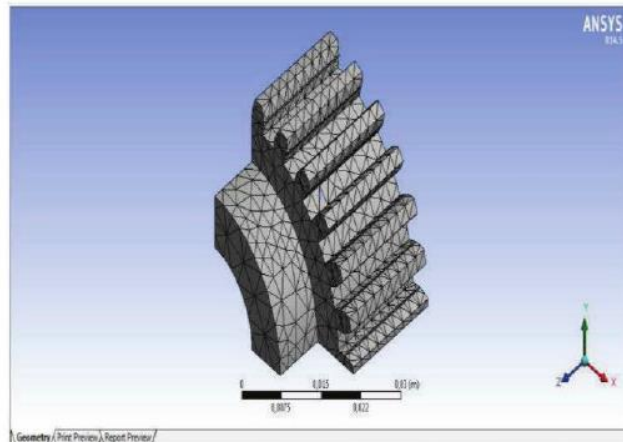


Figura 3. Malla de elementos de tamaño de 5 mm, predeterminada por el solucionador de ANSYS®.

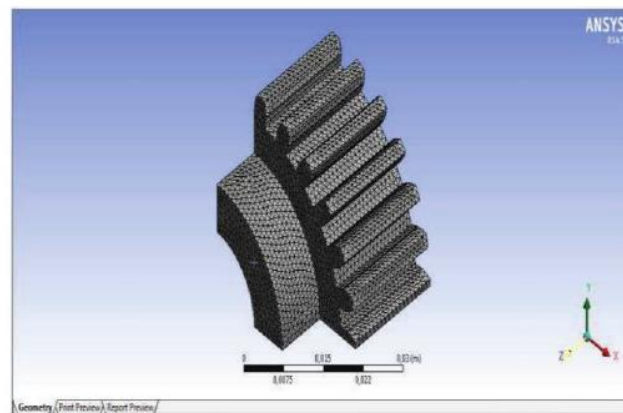


Figura 4. Malla de elementos de tamaño de 1 mm.

Se llevaron a cabo los cálculos correspondientes, basados en los datos entregados por el fabricante: torque y revoluciones, para establecer las condiciones de fuerza tangencial, relación de contacto, potencia y fuerza normal. Fue necesario calcular la relación de contacto para tener en cuenta la distribución del torque en los dientes de los engranajes. Dicha relación de contacto fue obtenida a partir de la siguiente ecuación:

$$Rc = \frac{Z}{m \cdot \pi \cdot \cos \theta} \quad (7)$$

Donde:

Z: Longitud de la línea de presión

θ : Ángulo de presión normal

La longitud de la línea de presión se da por la expresión

$$Z = \sqrt{r_{ap}^2 - r_{bp}^2} + \sqrt{r_{ar}^2 - r_{br}^2} - C * \text{sen} \theta \quad (8)$$

Donde:

r_{ap} , r_{ar} : radios de circunferencia de adendo de piñón y rueda, respectivamente

r_{bp} , r_{br} : radios de circunferencia base de piñón y rueda, respectivamente

C: distancia entre centros de piñón y rueda

Al aplicar estas ecuaciones la relación de contacto resultó ser 1.767, con lo cual se determinó que la fuerza normal que actuaba sobre un solo diente era 3781.9 N, para engranajes de dientes rectos y para helicoidales, 3517.7 N. Se realizaron las simulaciones de todos los posibles anchos de cara tanto con el enmallado predeterminado y el reducido a 0,001m.

Las Figuras 5 y 6 ilustran una simulación obtenida al implementar el módulo Workbench, para determinar el esfuerzo de flexión sobre un diente del engranaje de dientes rectos con ancho de cara de 20 mm y longitud de manzana de 10 mm.

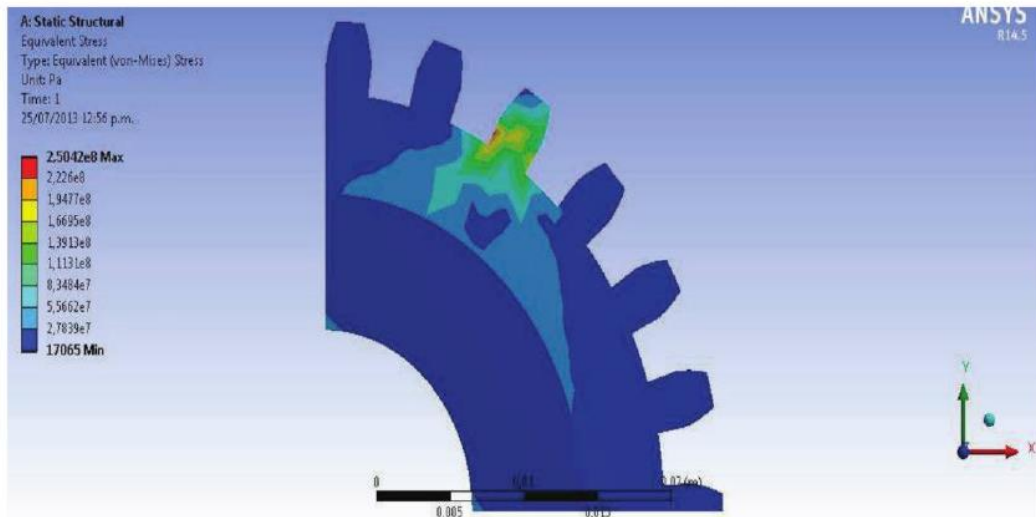


Figura 5. Solucionador del módulo Workbench de ANSYS®, con malla de elementos de 5 mm y ancho de cara de 20 mm.

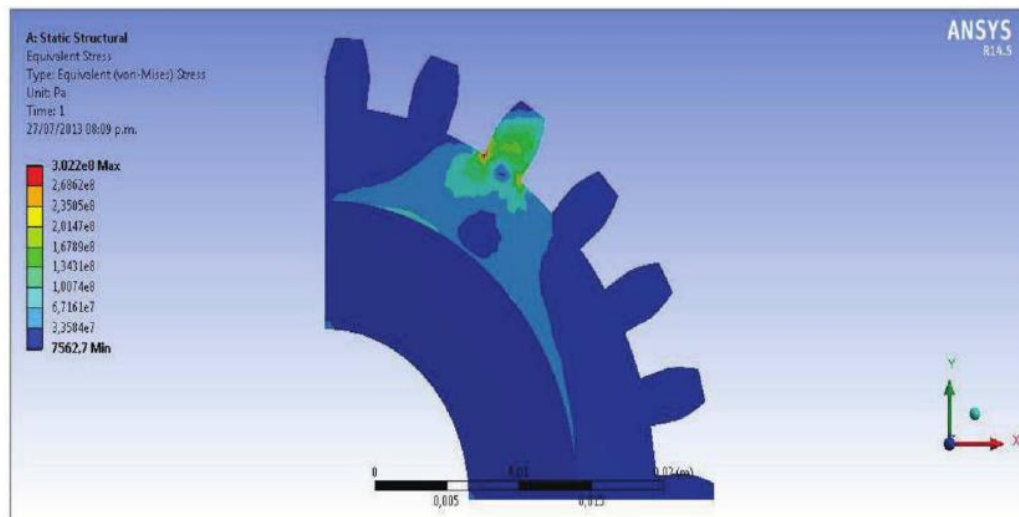


Figura 6. Solucionador del modulo Workbench de ANSYS®, con malla de elementos de 1 mm y ancho de cara de 20 mm.

Dada la versatilidad de operación del solucionador del módulo Workbench se llevaron a cabo análisis con cien iteraciones cada uno, obteniendo tres resultados óptimos según nuestras especificaciones, estos serán presentados más adelante.

3. Resultados y Discusión

3.1. Engranaje de Dientes Rectos con Manzana

3.1.1. Malla Gruesa Predeterminada por el Programa

Tabla 1. Resultados de la optimización de la longitud de manzana para cada ancho de cara en engranajes rectos

Ancho de Cara (mm)	Resultados			
20	Longitud Manzana (mm)	5	5.5	10
	Esfuerzo (Pa)	2,63E+12	2,57E+12	2,50E+12
19	Longitud Manzana (mm)	5.575	6.625	7.875
	Esfuerzo (Pa)	2.94e8	2,335e8	2,96E+12
18	Longitud Manzana (mm)	5.075	5.675	6.175
	Esfuerzo (Pa)	2,85E+12	2,82E+12	2,82E+12
17	Longitud Manzana (mm)	5	5.5	9
	Esfuerzo (Pa)	2,95E+12	3,00E+12	2,98E+11
16	Longitud Manzana (mm)	5.325	5.875	6.525
	Esfuerzo (Pa)	3,31E+12	3,37E+12	3,23E+12
15	Longitud Manzana (mm)	5.09	6.05	7.43
	Esfuerzo (Pa)	3,63E+11	3,58E+12	3,61E+12

3.1.2. Malla de Elementos de 1 mm

Tabla 2. Resultados de la optimización de la longitud de manzana para cada ancho de cara en engranajes rectos

Ancho de Cara (mm)	Resultados			
20	Longitud Manzana (mm)	6.5	7.75	9.5
	Esfuerzo (Pa)	3,30E+12	3,29E+12	3,30E+12
19	Longitud Manzana (mm)	5.25	6.25	9.25
	Esfuerzo (Pa)	3,47E+12	3,48E+12	3,48E+11
18	Longitud Manzana (mm)	5	6	8.75
	Esfuerzo (Pa)	3,65E+12	3,73E+12	3,62E+12
17	Longitud Manzana (mm)	8.5	9.5	10
	Esfuerzo (Pa)	3,89E+12	3,89E+12	3,88E+12
16	Longitud Manzana (mm)	5.5	6.75	7.25
	Esfuerzo (Pa)	4,23E+12	41.296	4,13E+11
15	Longitud Manzana (mm)	5	6.25	7.25
	Esfuerzo (Pa)	4,40E+11	4,39E+11	4,39E+12

En las tablas 1 y 2 es importante resaltar la influencia que tiene el tamaño de los elementos de la malla en el análisis estructural, los valores de esfuerzo fueron mayores en el caso del enmallado más fino. Aun así es posible observar fácilmente, en ambos casos, la relación inversa que existe entre el ancho de cara y el esfuerzo de flexión en el diente. Con respecto a la relación de la longitud de la manzana y el esfuerzo no es posible identificar una tendencia, puesto que en ocasiones aumenta la longitud y también el esfuerzo, pero en otros casos se comporta de forma similar al ancho de cara.

Dado que este trabajo tiene como principal objetivo el análisis de la influencia de la geometría, longitud de manzana y ancho de cara de un engranaje, se realizaron una serie de gráficas que comparan el ancho de cara y la longitud de manzana con respecto al esfuerzo, tanto con la malla de elementos de 5 mm, predeterminada por el solucionador Workbench de ANSYS®, como con la malla de elementos de 1 mm, a continuación se exponen algunas de las gráficas obtenidas.

3.1.3. Comportamiento Del Esfuerzo

3.1.3.1. Malla de Elementos de 1 mm

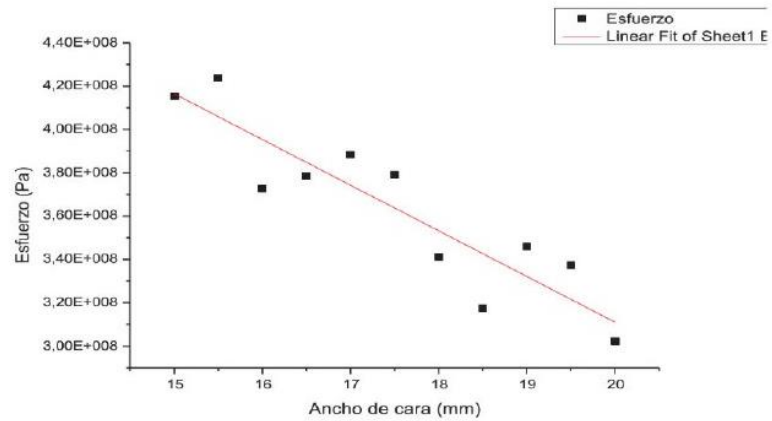


Figura 7. Ancho de cara Vs Esfuerzo con longitud de manzana fija de 10 mm

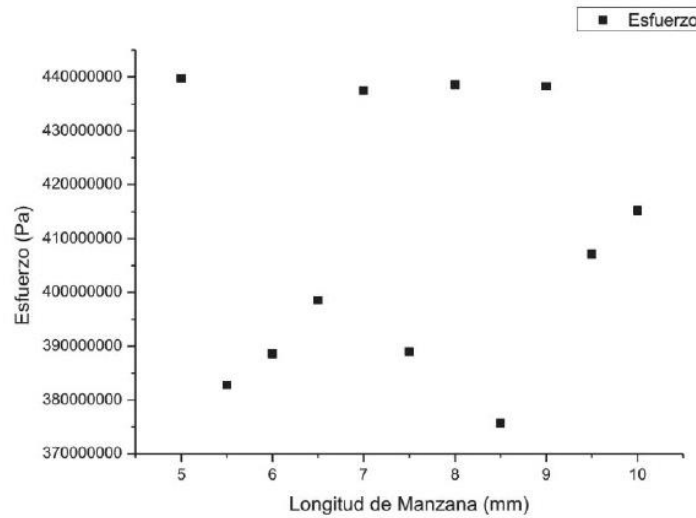


Figura 8. Longitud de manzana Vs Esfuerzo con ancho de cara de 15 mm

3.1.3.2. Malla de Elementos de 5 mm “Predeterminada”

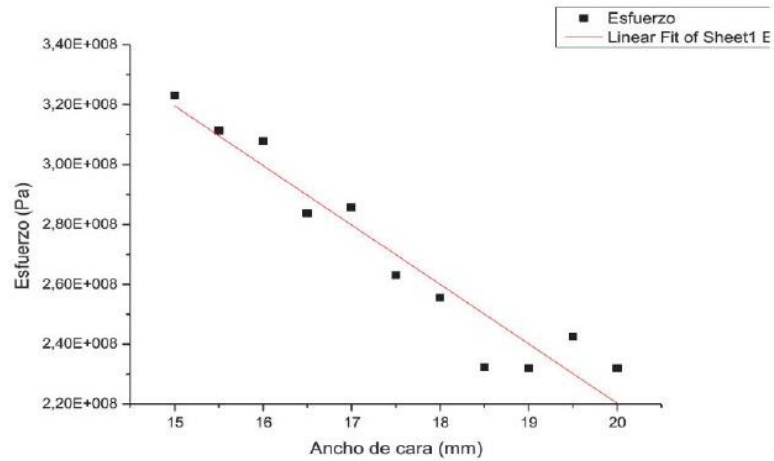


Figura 9. Ancho de cara Vs Esfuerzo con longitud de manzana fija de 10 mm

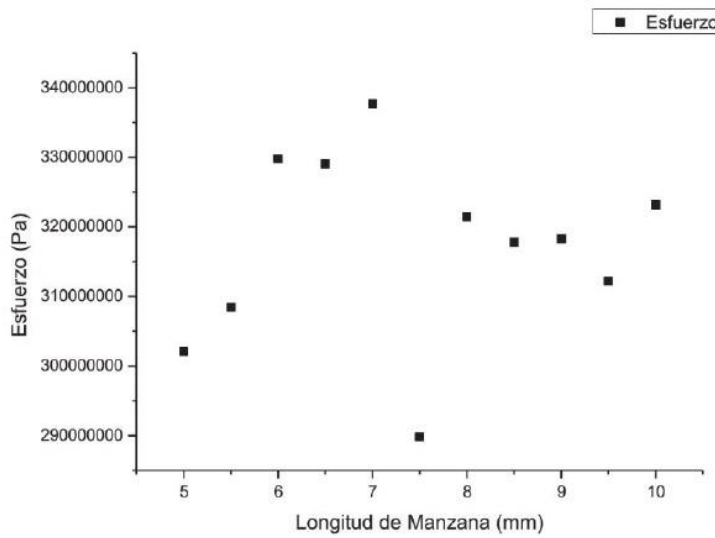


Figura 10. Longitud de manzana Vs. Esfuerzo con ancho de cara de 15 mm

Como se puede apreciar en las Figuras 7 y 9 se marca una tendencia de aumento del esfuerzo con la disminución del ancho de cara. En contraste a lo anterior en las Figuras 8 y 10 no hay una tendencia clara que permita establecer la influencia de la longitud de la manzana en el esfuerzo.

El ajuste lineal de las curvas que describen la variación del esfuerzo, evidencia que el comportamiento de este es diferente cuando se altera el ancho de cara, dejando fija la longitud de la manzana, en comparación al caso contrario. Las gráficas reflejan que la disminución del ancho de cara influye significativamente en un aumento del esfuerzo de flexión, mientras que la variación de la longitud de la manzana no contribuye considerablemente con el incremento de dicho esfuerzo.

Luego de realizar las gráficas correspondientes al esfuerzo, se trazó la gráfica que relaciona el peso del elemento con el ancho de cara, de donde se encontró que esta reducción de peso, manteniendo la longitud original de manzana, es de un 20% (Figura 11), y que puede llegar hasta un 30% (Figura 12), manteniendo el ancho de cara mínimo encontrado, en este caso 15mm, y variando la longitud de manzana sin comprometer la resistencia mecánica del elemento.

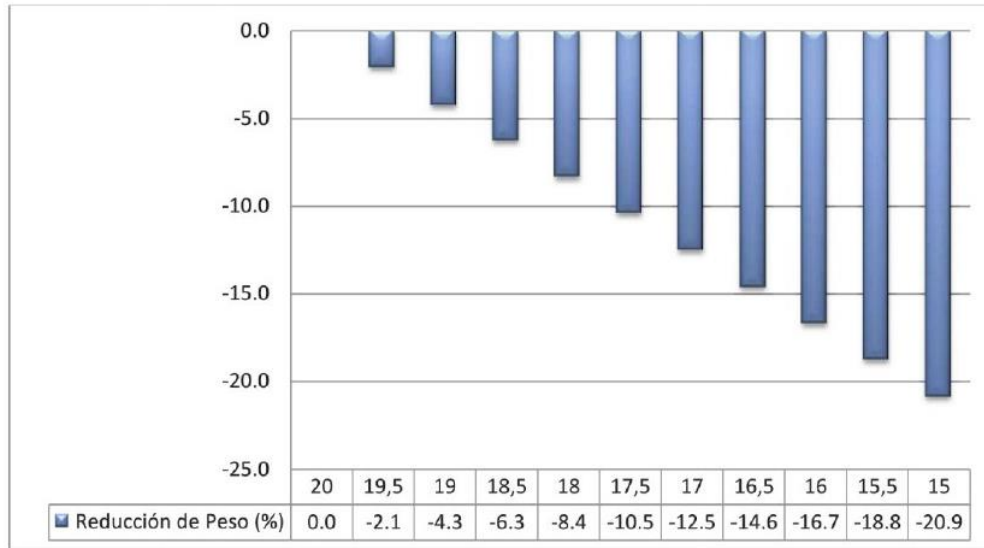


Figura 11. Reducción de peso del engranaje de dientes rectos con manzana, variando el ancho de cara.

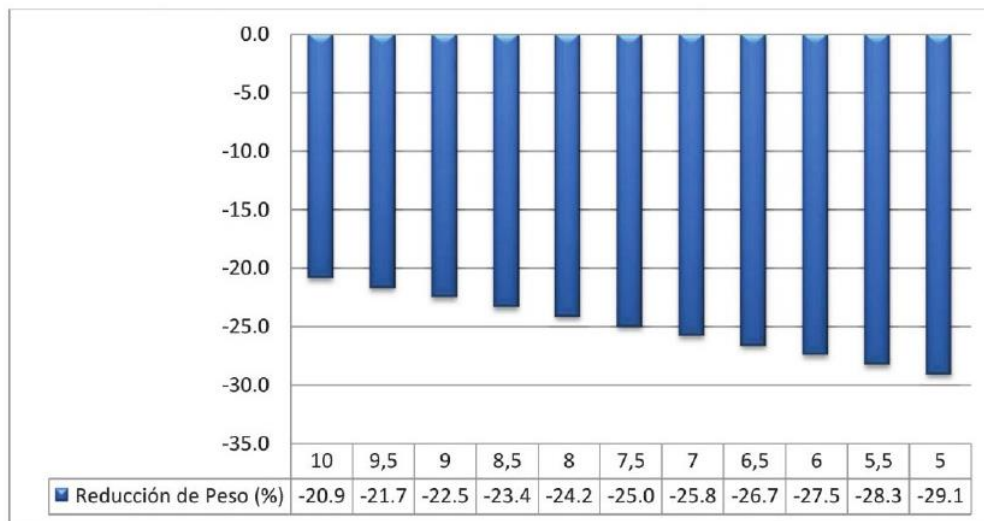


Figura 12. Reducción de peso del engranaje de dientes rectos con manzana, variando la longitud de la manzana

3.2. Engranaje De Dientes Rectos Sin Manzana

Adicionalmente se realizó un análisis del comportamiento que tendría el engranaje de dientes rectos si no tuviera manzana (Figuras 13 y 14), con el propósito de comparar y evaluar la influencia que tiene la manzana sobre la resistencia de la pieza. Como en las simulaciones anteriores se tuvo en cuenta el tamaño de los elementos de la malla y se observó que este sigue siendo un factor importante al llevar a cabo el análisis.

3.2.1. Malla De Elementos De 5 mm

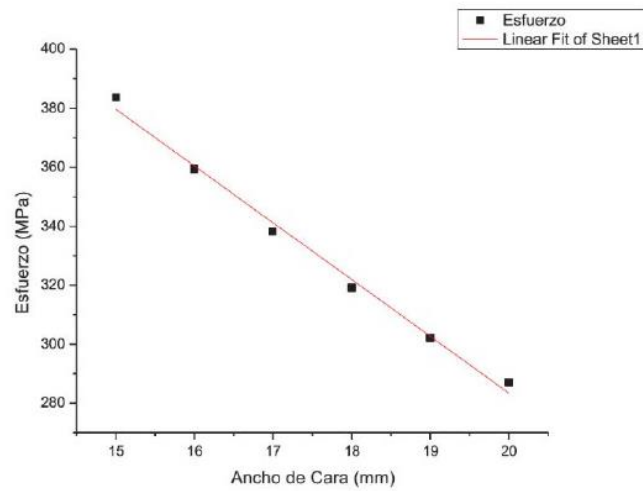


Figura 13. Ancho de cara Vs Esfuerzo con longitud de manzana fija de 10 mm

3.2.2. Malla De Elementos De 1 mm

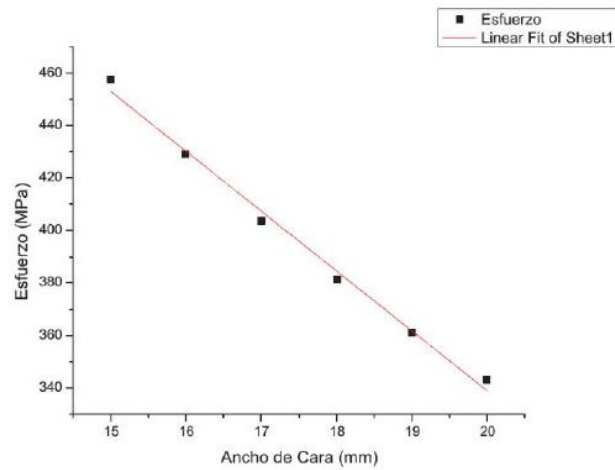


Figura 14. Ancho de cara Vs Esfuerzo con longitud de manzana fija de 10 mm

En el caso de el engranaje cilíndrico de dientes rectos sin manzana, los valores del esfuerzo para cada ancho de cara variaron en promedio, un 19% entre los dos tamaños de enmallado, sin embargo la pendiente de la línea de tendencia se conservó. El comportamiento mostrado por las Figuras 13 y 14 demuestra que, a pesar que la manzana ayuda de alguna manera a mitigar el esfuerzo sobre el diente, el incremento sigue siendo significativo al disminuir el ancho de cara

3.3. Engranaje Helicoidal Con Manzana

El análisis inicial con la geometría especificada por el catálogo mostró un esfuerzo a la flexión muy cercano al permisible, por lo que se decidió no modificar el ancho de cara, sino alterar la longitud y el radio exterior de la manzana.

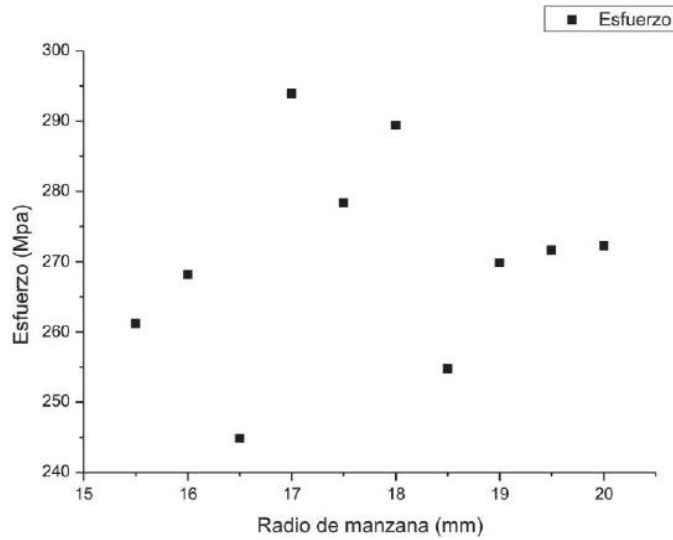


Figura 15. Radio de manzana Vs Esfuerzo con longitud de manzana de 13 mm.

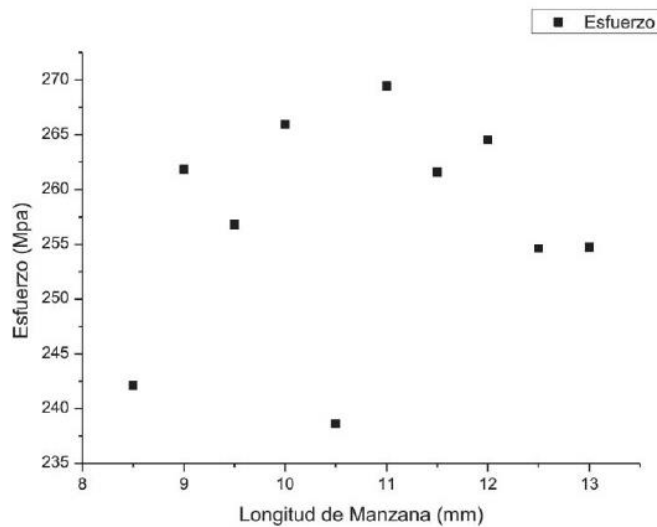


Figura 16. Longitud de manzana Vs Esfuerzo con radio de manzana de 20 mm.

El esfuerzo con la variación tanto de la longitud como del radio exterior de la manzana resultó ser muy similar ya que no tiene una tendencia clara (Figuras 15 y 16). La influencia del cambio de cualquiera de estos dos parámetros no es significativa si se compara con la modificación del ancho de cara, por lo tanto se pudo obtener disminuciones del peso del orden del 15%

(Figuras 17 y 18) simplemente cambiando las dimensiones de la manzana, sin sobrepasar los límites de resistencia mecánica del engranaje.

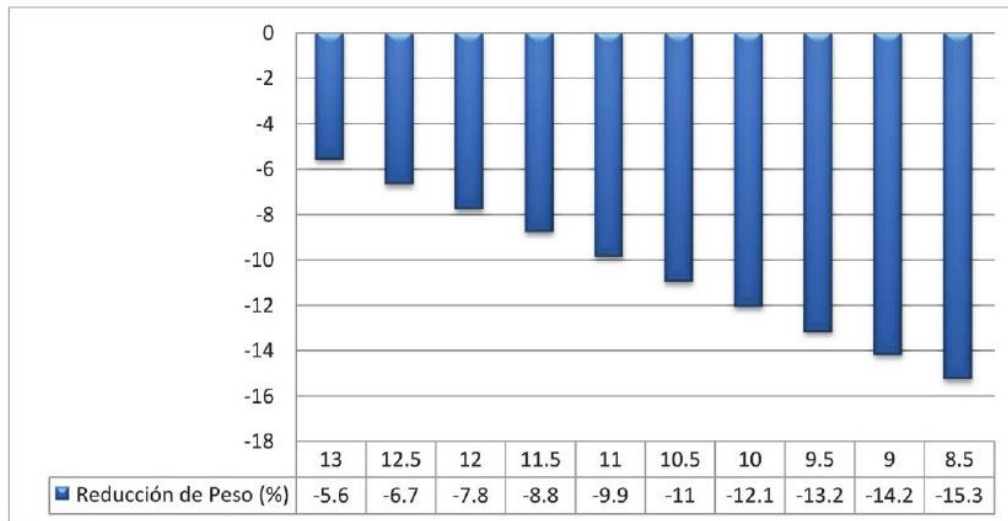


Figura 17. Reducción de peso del engranaje helicoidal con manzana, variando la longitud de manzana con radio externo de manzana de 18.5 mm

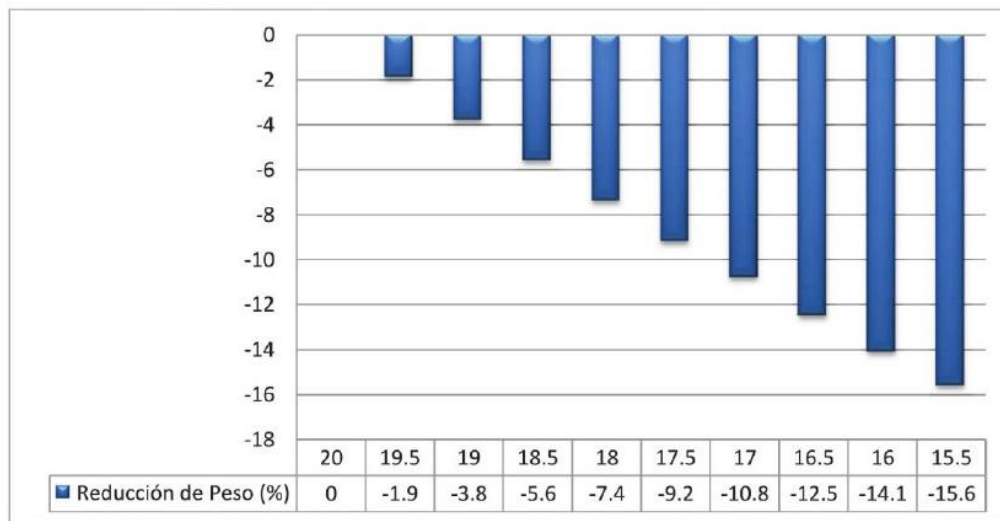


Figura 18. Reducción de peso del engranaje helicoidal con manzana, variando el radio exterior de la manzana con una longitud de manzana de 13 mm

4. Conclusiones

Es posible disminuir el peso de engranajes de dientes rectos y helicoidales sin perjudicar sus propiedades mecánicas, modificando parámetros geométricos como el ancho de cara y las dimensiones de la manzana, gracias al empleo de herramientas de simulación y optimización que ofrecen software como ANSYS®

Se analizó y evaluó el comportamiento del esfuerzo de flexión sobre los dientes de los engranajes, aprovechando las numerosas iteraciones que se obtienen al utilizar el módulo de optimización de Workbench. Los datos obtenidos demuestran que la

influencia de las dimensiones de la manzana es poco significativa en la variación del esfuerzo, si se compara con la del ancho de cara. Sin embargo al analizar los engranajes sin manzana, se evidenció la disminución del esfuerzo por la presencia de esta última.

Al comparar los resultados obtenidos con la malla predeterminada por el programa (elementos de 5 mm) con otra de elementos de 1 mm, se presentó un incremento de alrededor de 15%, con lo cual se manifiesta la importancia de un tamaño adecuado del enmallado, puesto que una malla demasiado gruesa puede arrojar errores.

Se logró una disminución de peso en los engranajes de dientes rectos con manzana de hasta 20% simplemente reduciendo el ancho de cara y se llegó hasta un 30% cuando se disminuye la longitud de la manzana simultáneamente. Esto se obtuvo conservando el factor de seguridad de 1.2 recomendado por el fabricante. En el caso de los engranajes helicoidales, se alcanzó una reducción de peso máxima de 15%, debido a la imposibilidad de disminuir el ancho de cara, a causa de la proximidad, al límite de fluencia del material, del esfuerzo obtenido con las características iniciales dadas por el fabricante. Como alternativa, se modificaron las dimensiones únicamente de la manzana.

Tras observar y analizar las gráficas correspondientes a la variación de las dimensiones de la manzana, no se encontró un comportamiento determinado del esfuerzo, lo que si ocurrió cuando se varió el ancho de cara donde el esfuerzo tuvo una tendencia evidente que se ajusta bien a los resultados esperados. En todos los casos la reducción del ancho de cara generó la misma tendencia en la variación del esfuerzo, lo que podría permitir predecir hasta qué punto se puede reducir el primero sin superar el límite de fluencia del material y respetando el factor de seguridad.

Referencias

- [1] Álvarez, Herald. "Modelado y optimización de una placa (implante) para sujeción de injerto en la columna vertebral por el método de los elementos finitos". Pontificia Universidad Católica del Perú. 2003.
- [2] Cotaquispe, Luis. "Análisis de un modelo de optimización para reducir al mínimo el contragolpe angular en un tren de engranajes". Pontificia Universidad Católica del Perú. 2010.
- [3] Meza, Carlos. "Optimización topológica en el diseño de elementos estructurales mecánicos". Universidad Autónoma de Occidente. Cali, Colombia. 2012.
- [4] Rodríguez, David. "Síntesis, análisis y optimización de trenes de engranajes planetarios". Universidad de Extremadura. España. 2005.
- [5] Velásquez, Alberto; et al. "Influencia de la geometría del diente en la resistencia de los engranajes plásticos". Universidad central Marta Abreu de las Villas. Cuba. 2004.
- [6] García, Carlos. "Optimización del diseño en engranajes por análisis paramétrico". Universidad Nacional de Educación a Distancia. Madrid, España. 1994.
- [7] Huang, Hong; Tian, Zhi; Zuo, Ming. "Multiobjective Optimization of Three-Stage Gear Reduction Units Using Interactive Physical Programming". Journal of Mechanical Science and Technology. 2005.
- [8] Guzmán, Alejandra; Delgado, Alberto. "Optimización de la geometría de un eje aplicando algoritmos genéticos". Universidad Nacional de Colombia. Bogotá, Colombia. 2005.
- [9] Alcalá, E; et al. "Optimización topológica de estructuras reticuladas de nudos rígidos y sección variable". Universidad Politécnica de Madrid. Madrid, España. 2010.
- [10] Rao, Singiresu. "Engineering Optimization, Theory and Practice". Ed. Wiley. 2009.
- [11] Universidad de los Andes. "Engranes". Mérida, Venezuela. 2010.
- [12] Jensen, Cecil. "Dibujo y Diseño de Ingeniería". Ed. McGraw Hill. 2004.
- [13] González, Gonzalo. "Apuntes sobre Geometría de Engranajes Cilíndricos". CUJAE, Cuba. 2005.
- [14] Budynas, Richard; Nisbett, Keith. "Shigley's Mechanical Engineering Design". Ed. McGraw Hill. 2006.

**PUBLICACIÓN DE
RESULTADOS FINALES
(COLIM 2014)
MEMORIAS TRABAJOS
ISBN: 978-9978-10-201-5**



COLIM 2014

MEMORIAS

VIII CONGRESO LATINOAMERICANO DE INGENIERÍA MECÁNICA

ISBN: 978-9978-10-201-5



CUENCA - ECUADOR

CRÉDITOS

PRESIDENTE DEL COLIM

Padre Javier Herrán Gómez, sdb; Universidad Politécnica Salesiana - Ecuador

VICEPRESIDENTES DEL COLIM

Economista Luis Tobar; Universidad Politécnica Salesiana – Ecuador
Economista César Vásquez; Universidad Politécnica Salesiana – Ecuador

COMITÉ ORGANIZADOR

René Vinicio Sánchez L; Universidad Politécnica Salesiana – Ecuador
COORDINADOR GENERAL DEL COLIM 2014

INTEGRANTES

Omar Llerena, Joffre Brito, Juan Galarza, Nelson Jara, Fabricio Espinoza, Cristian García
Universidad Politécnica Salesiana – Ecuador

Comité de logística:

Cristian Díaz
René Zumba
Adrián Ñauta
Jorge Fajardo Merchán
Priscila Vallejo
Jorge Yanza

Carreras organizadoras:

Carrera de Ingeniería Mecánica
Carrera de Ingeniería Mecánica Automotriz
Universidad Politécnica Salesiana – sede Cuenca, noviembre 25, 26 y 27 de 2014
Calle vieja 12-30 y Eli Liut
Teléfono: 593 7 2861213
www.ups.edu.ec
Contacto: rsanchezl@ups.edu.ec

ISBN. 978-9978-10-201-5

Se permite la reproducción parcial o total de los artículos siempre que se cite la fuente.

OPTIMIZACIÓN TOPOLÓGICA Y PARAMÉTRICA DE ENGRANAJES RECTOS

Nicolás Casas Rey¹, Gonzalo Castro², Carlos Bohórquez³, Henry Cortés⁴

Resumen

En este estudio se busca optimizar la relación peso-esfuerzo, es decir disminuir el peso manteniendo el esfuerzo que pueden soportar los engranajes rectos. Todo esto con la ayuda de la mecánica computacional y la simulación, con las que se obtienen resultados altamente fiables, sin la necesidad de fabricar o realizar ensayos mecánicos sobre las piezas, que no sólo llevarían mucho tiempo, sino que también elevarían en gran medida los costos. Para esto se realizaron varias simulaciones en el módulo Workbench de ANSYS®, para conocer el estado de los esfuerzos del engranaje, seguido de la realización de una optimización topológica aplicando el método SIMP (Solid Isotropic Material with Penalization), con el cual se maximiza la rigidez de la pieza mientras se reduce su volumen, lo que lleva finalmente a disminuir el peso. Se logró una reducción en el peso del engranaje del orden del 40% respetando la restricción del esfuerzo de Von Mises máximo.

Palabras Clave: ANSYS, Elementos finitos, Engranajes, Optimización.

Abstract

This work has developed an optimization procedure for spur gears, in order to reduce their weight, without exceeding the maximum stress they can resist. This process was carried out using computational mechanics and simulation, with which highly reliable results can be obtained, requiring neither manufacturing nor performing mechanical tests, which would not only take longer, but also considerably raise the costs. Towards this end, several simulations were implemented in ANSYS® Workbench, in order to calculate the equivalent stress on the gear, followed by the execution of a topology optimization through the SIMP method (Solid Isotropic Material with Penalization), which maximizes the stiffness and reduces the volume of the part, resulting in weight reduction. The mass of the gear decreased in about 40% within the limits defined by the allowable Von Mises stress.

Keywords: ANSYS, Finite elements, Gears, Optimization.

¹ Estudiante de Pregrado en Ingeniería Mecánica, Integrante del grupo de Investigación DETECAL – Universidad Libre de Colombia – Sede Bogotá.

² Estudiante de Pregrado en Ingeniería Mecánica, Integrante del grupo de Investigación DETECAL – Universidad Libre de Colombia – Sede Bogotá.

³ Máster en Materiales y Procesos de Manufactura, Ingeniero Mecánico, Estudiante de Doctorado en Ciencia y Tecnología de Materiales - Universidad Nacional de Colombia, Docente Investigador en Universidad Libre de Colombia, Sede Bogotá.

⁴ Doctor en Ingeniería Mecánica, Máster en Ingeniería Mecánica, Ingeniero Mecánico, Docente Investigador en Universidad Santo Tomás De Aquino, Sede Bogotá

1. Introducción

En la actualidad del diseño mecánico no solo se busca fabricar elementos que cumplan eficientemente su tarea, sino también que dichos elementos sean livianos y confiables al momento de ser sometidos a diferentes tipos de cargas. En el caso de los engranajes, la reducción de peso no puede hacerse de forma intuitiva, debido a su peso, inercia y principio de funcionamiento en forma rotacional. (Acedo Lopes, 2005) formuló una optimización topológica para el diseño de estructuras tridimensionales rotatorias considerando el peso y la fuerza de inercia, este estudio arrojó como resultado que no es posible dejar de lado las fuerzas del cuerpo, como peso o inercia para obtener un diseño óptimo, además la variación de otros factores como los geométricos y estructurales tiene una gran repercusión en el esfuerzo total que soporta el engranaje [1]. Es por esto que la aplicación de una optimización topológica en la búsqueda de la reducción del peso de un engranaje es fundamental, porque esta permitirá conocer la mejor disposición del material, y de esta manera evaluar hasta qué punto se puede disminuir el volumen sin afectar negativamente las propiedades mecánicas, especialmente el esfuerzo máximo permisible de tracción [2]. Por ejemplo (Ulrich Heiselbetz, 2009) optimizó el peso de un engranaje utilizando en primera instancia una optimización topológica para conocer la disposición inicial y participación de cada elemento en el soporte de las cargas, y con los resultados obtenidos, implementó una optimización de forma con la que logró realizar la reducción de masa [3]. Sin embargo, no siempre los resultados obtenidos de una optimización topológica son los definitivos, debido a que muchas veces esta genera resultados no utilizables en la industria por su imposibilidad de construcción, tales como el problema del tablero de ajedrez (figura 1), que puede llegar a ser una gran molestia debido a su dificultad para eliminarlo. (Tovar, 2006) combinó el método híbrido celular autónomo con control automático, donde encontró que al utilizar la condición del error cero como una restricción local, práctica-

mente elimina densidades intermedias generando resultados libres de inestabilidades [4].

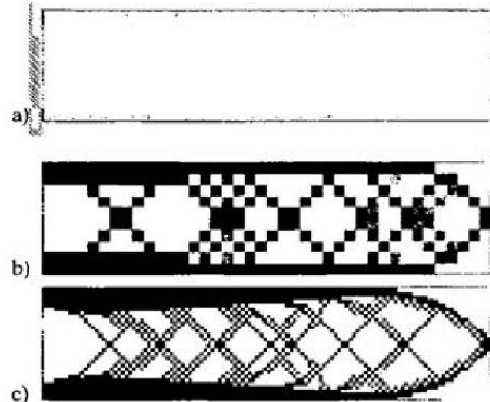


Figura 1. Problema del tablero de ajedrez al aplicar una optimización topológica [2]

2. Materiales y Métodos

2.1 Selección y dibujo del engranaje

Se trabajó con un engranaje de dientes rectos con módulo 2 y 25 dientes, el cual fue seleccionado de un catálogo comercial [5]. La pieza está fabricada en Acero SCM415 (equivalente a SAE 8620) carburizado, que le proporciona un esfuerzo permisible a la flexión de 460 MPa con un factor de seguridad de 1.2, un torque admisible de 157 Nm a 600 RPM y una masa inicial de 0.31 kg.

Partiendo de las dimensiones indicadas por el fabricante y las ecuaciones [6]-[7] que serán señaladas a continuación para el desarrollo de engranajes, se dibujaron los dientes en el software CAD SolidWorks y se importaron en el módulo Workbench de ANSYS® con el fin de que la geometría de estos no fuera afectada por la optimización que se realizaría posteriormente.

$$D_p = m * z \quad (1)$$

$$D_p = 2\text{mm} * 25\text{dientes} = 50\text{ mm} * \text{dientes}$$

$$D_e = (2 + z) * m \quad (2)$$

$$D_e = (2 + 25\text{ dientes}) * 2\text{ mm/diente} = 54\text{ mm}$$

$$D_i = (2 - z) * m \quad (3)$$

$$D_i = (25 \text{ dientes} - 2) * 2 \text{ mm/diente} = 46 \text{ mm}$$

$$\text{Circunferencia base} = D_p * \cos\left(\frac{20}{m}\right) \quad (4)$$

$$\text{Circunferencia base} = 50 \text{ mm} * \text{dientes} * \cos\left(\frac{20}{2}\right)$$

$$\text{Circunferencia base} = 49,2404 \text{ mm}$$

$$\text{Paso circunferencial} = \frac{\pi * D_p}{z} \quad (5)$$

$$\text{Paso circunferencial} = \frac{\pi * 50 \text{ mm} * \text{dientes}}{25 \text{ dientes}}$$

$$\text{Paso circunferencial} = 2 \pi \text{ mm}$$

$$\text{Espesor de arco} = \frac{\pi * D_p}{2 * z} \quad (6)$$

$$\text{Espesor de arco} = \frac{\pi * 50 \text{ mm} * \text{dientes}}{2 * 25 \text{ dientes}} = \pi \text{ mm}$$

Donde:

Dp: Diámetro primitivo

De: Diámetro exterior

Di: Diámetro interior

m: Módulo

z: Número de dientes

Tras importar la sección de los dientes se procedió a dibujar la manzana y el resto del alma del engranaje para iniciar la simulación por elementos finitos y la posterior optimización de topología.

2.2 Optimización de topología

Con respecto al estado de cargas, se realizaron los cálculos correspondientes a la fuerza tangencial, la relación de contacto, potencia y fuerza normal, basados en los datos de torque y revoluciones de trabajo proporcionados por el fabricante. De esta forma se logró obtener la fuerza aproximada a la que estaría sometido un solo diente en un instante determinado. Con una relación de contacto de 1.767 se obtuvo una fuerza normal sobre la cara del diente de 3781.9 N.

A partir de las condiciones determinadas se llevó a cabo la simulación por elementos finitos

(figura 2), en la que se ubicó un soporte fijo sobre el eje del engranaje y se creó una malla con elementos de 1 mm de tamaño, ya que era más preciso que el predeterminado por el software de 5 mm.

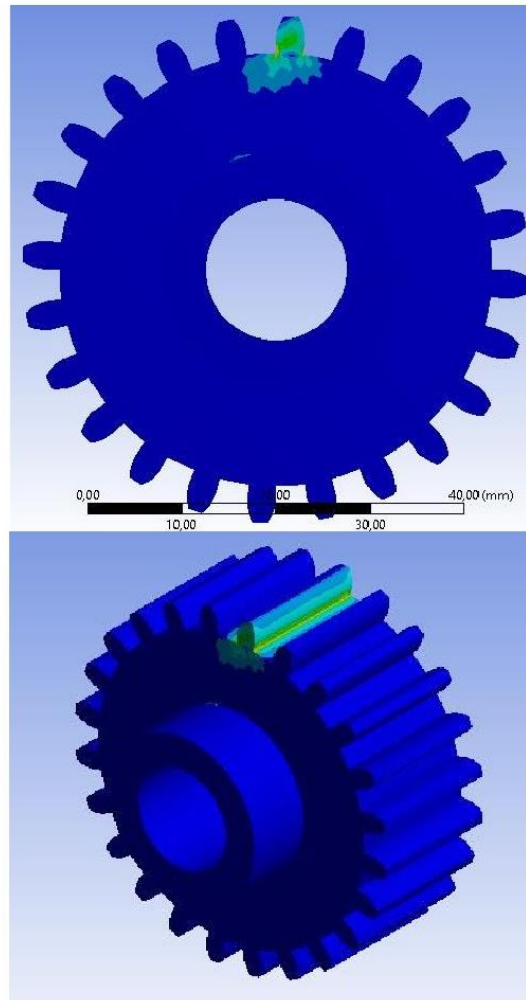


Figura 2. Resultado del análisis del engranaje mediante elementos finitos

Después de conocer el estado de esfuerzos inicial del engranaje se inició el proceso de la optimización topológica considerando como región de diseño únicamente el alma del engranaje

y fijando como objetivo la reducción de volumen. Se realizaron varias iteraciones en las que se varió el porcentaje de reducción de volumen entre 20% y 60%. Para cada geometría obtenida se comprobó que el esfuerzo máximo no superara el límite establecido por el fabricante. Esta condición comenzaba a incumplirse alrededor del 40% de disminución del volumen, por lo que se seleccionaron geometrías por debajo de dicho valor para poder continuar con la optimización paramétrica.

2.3 Optimización paramétrica

Teniendo en cuenta que la nueva topología generada no es posible de fabricar en la práctica (Figura 3), se tuvo que implementar algunos cambios en el alma del engranaje, atendiendo a las modificaciones que se habían producido después de la optimización, como la disminución de la sección transversal del alma y la creación de varios agujeros simétricamente ubicados. Lo anterior sirvió como punto de partida para seleccionar los parámetros geométricos a optimizar en lo que quedaba del proceso, como lo son el espesor del alma y el diámetro de los agujeros sobre la misma.

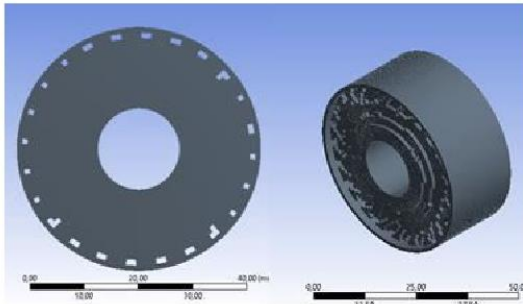


Figura 3. Topología resultante tras el proceso de optimización sobre el alma del engranaje

Con las variables parametrizadas, se realizó el diseño de experimentos por el método factorial multínivel, con 2 factores (espesor del alma y diámetro de los agujeros) y 10 niveles para cada uno, para un total de 100 combinaciones posibles. Para cada una de estas se simuló el esfuerzo de

Von Mises con las mismas consideraciones de los estados de carga y enmallado mencionados anteriormente, y se seleccionó la geometría que permitía la mayor reducción de volumen, sin superar el esfuerzo admisible máximo recomendado por el fabricante.

3. Resultados y Discusión

Al finalizar el proceso, se seleccionó una geometría óptima que contaba con un espesor del alma de 17.6 mm (12% menor que el original de 20 mm). El diámetro de los agujeros resultó en 4 mm, siendo el doble de los que se habían propuesto tras la optimización topológica. El diámetro fue el máximo debido al espacio disponible, mientras que el espesor del alma, al reducirlo hasta 17.5 mm, ya superaba el límite del esfuerzo admisible. La topología final presentó un esfuerzo de Von Mises de 444 MPa (Tabla 1).

En la figura 4 se observa que el comportamiento del diámetro de los agujeros es directamente proporcional al esfuerzo. En contraste, la variación del espesor del alma tiene la tendencia contraria, ya que al disminuirlo, el esfuerzo aumenta.

Tabla 1 Comportamiento del Esfuerzo Variando el Diámetro de Agujero

Diámetro Agujeros (mm)	Esfuerzo (MPa)
2.2	412.98
2.4	420.89
2.6	421.08
2.8	421.66
3	424.85
3.2	428.19
3.4	425.92
3.6	434.30
3.8	440.00
4	444.44

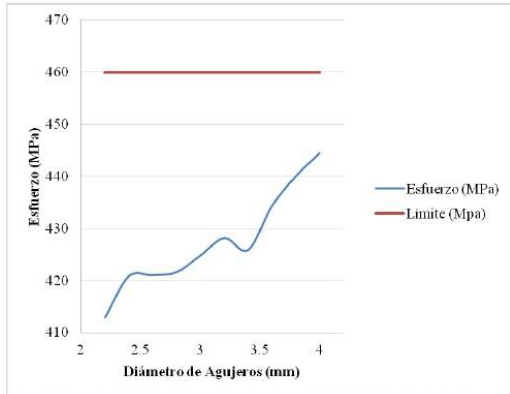


Figura 4. Comportamiento del esfuerzo respecto al diámetro de los agujeros

La geometría final se ilustra en la figura 5. Fueron creados 25 agujeros sobre el alma, y esta se redujo sin necesidad de modificar las dimensiones de los dientes ni de la manzana, debido a que dichos cambios podrían tener repercusiones en otras variables diferentes al esfuerzo y la rigidez.

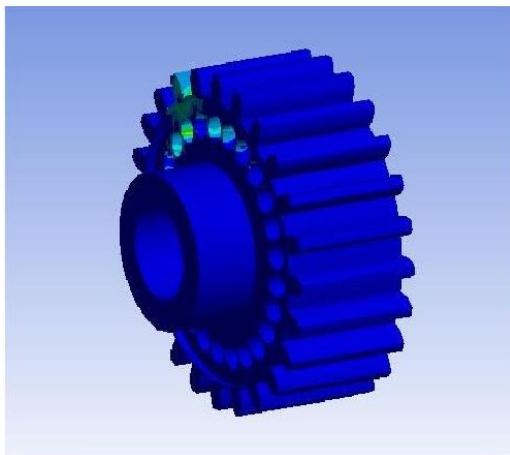


Figura 5. Geometría final del engranaje propuesto

Luego de analizar la influencia de la variación de los parámetros en el comportamiento del esfuerzo, se trazó la gráfica que relaciona el peso del engranaje con el cambio en el espesor del alma

(figura 6), dejando fijo el diámetro de los agujeros en 4 mm. La máxima reducción alcanzada dentro de los límites permitidos por la restricción del esfuerzo, fue de 41.6%, pasando de una masa inicial de 0.31 kg a una masa optimizada de 0.181 kg (Tabla 2).

Tabla 2. Porcentaje de Reducción de Peso para cada Ancho de Cara respecto al Peso Inicial

Ancho de Cara (mm)	Masa Inicial (kg)	Masa Optimizada (kg)	Reducción de masa
19.5	0.31	0.1978	36.2%
19	0.31	0.1934	37.6%
18.5	0.31	0.1889	39.1%
18	0.31	0.1845	40.5%
17.6	0.31	0.1809	41.6%
17.5	0.31	0.18	41.9%

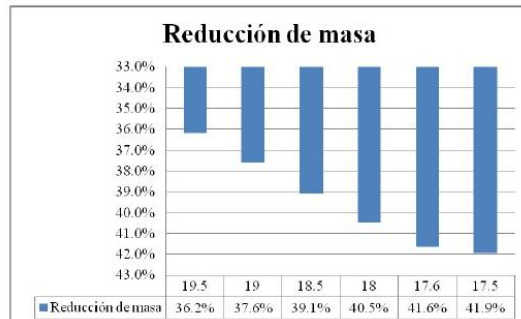


Figura 6. Reducción de peso del engranaje en cada posible solución

4. Conclusiones

Se llevó a cabo un procedimiento de optimización con el objetivo de reducir el peso de un engranaje de dientes rectos por medio de la búsqueda de una mejor distribución del material en el alma de la rueda. Esto fue posible gracias a la combinación de una optimización de topología a través del método SIMP (Solid Isotropic Material with Penalization) y una optimización paramétrica para encontrar aquellos valores óptimos de las variables geométricas en los que se podía reducir el mayor peso posible.

Es fundamental que la geometría final sea fabricable, teniendo en cuenta que a lo largo de esta investigación se obtuvieron varias geometrías que podían reducir en mayor proporción la cantidad de material y aún respetaban las restricciones de esfuerzo, pero las formas complejas e intrincadas hacían de éstas, piezas no elaborables.

A partir de la topología encontrada, y debido a su imposible implementación en la industria, se propuso una geometría construible con la que se logró reducir el peso del engranaje alrededor de un 40%, sin sobrepasar el esfuerzo máximo permisible. Lo anterior manteniendo las condiciones de soporte y cargas aplicadas sobre el engranaje, especificadas por el fabricante.

Por último, el tamaño de los elementos de la malla elegido para la realización del análisis por elementos finitos fue de 1 mm, lo que garantiza una mejor adaptabilidad al engranaje. Esto proporciona resultados altamente fiables, ya que un tamaño demasiado grande puede presentar problemas. Por ejemplo (Dheeraj Gunwant, 2012) demostró que a medida que aumenta el tamaño de la malla y bajo las mismas condiciones, hay un cambio en los valores de esfuerzo, por lo que los resultados serían menos precisos [8]-[9].

Referencias

- [1] R. Acedo, F. Viegas, E.C. Nelli. "Topology Optimization of Three Dimensional Structures under Self-weight and Inertial Forces," VI World Congresses of Structural and Multidisciplinary Optimization, Rio de Janeiro, Brazil 2005.
- [2] M. Bendsoe, O. Sigmund. "Topology optimization as a design tool" in *Topology Optimization, Theory, Methods and Applications*, Ed. Springer, Germany, 2003, pp. 24-27.
- [3] U. Heiselbetz, J Müller. "Weight Optimization of a Gear Wheel Considering the Manufacturing Process and Cyclic Symmetry," IX Stuttgart International Symposium, Germany, 2009.
- [4] A. Tovar, et al. "Topology Optimization Using a Hybrid Cellular Automaton Method With Local Control Rules," *Journal of Mechanical Design*, Vol. 128, pp. 1205-1216, 2006.
- [5] *KHK Catalog – Product Guide & Technical Data*. KHK CO., LTD., Japan, 2011.
- [6] R. Budynas, K. Nisbett. "Gears" in *Shigley's Mechanical Engineering Design*, Ed. McGraw Hill, 2006, pp. 666-685.
- [7] C. Jensen. "Transmisiones de Engranajes" en *Dibujo y Diseño de Ingeniería*. 6 ed., Ed. McGraw Hill, 2004.
- [8] D. Gunwant, A. Misra. "Topology Optimization of Continuum Structures using Optimality Criterion Approach in ANSYS," *International Journal of Advances in Engineering & Technology*, Vol. 5, Issue 1, pp. 470-485, 2012.
- [9] N. Casas, G. Castro, C. Bohórquez. "Optimización de Engranajes Rectos y Helicoidales Mediante ANSYS," XI Congreso Iberoamericano de Ingeniería Mecánica, Argentina, 2013.
- [10] L. Cotaquispe. "Análisis de un modelo de optimización para reducir al mínimo el contragolpe angular en un tren de engranajes". Pontificia Universidad Católica del Perú. Lima, Perú. 2010.
- [11] M. Faggioni, et al. "Dynamic Optimization of Spur Gears". *Mechanism and Machine Theory*, Vol. 46, pp. 544-557, 2010.
- [12] C. Meza. "Optimización Topológica en el Diseño de Elementos Estructurales Mecánicos". Universidad Autónoma de Occidente, Colombia, 2012.
- [13] P. Toensmeier. "Topology Optimization Can Reduce Part Weight and Cut Cost". *Plastics Engineering*, pp. 14-17, 2005.

**OTRAS PONENCIAS
(ENCUENTRO DE
SEMILLEROS
UNILIBRISTAS 2014)**



PROTOCOLO DE EVALUACIÓN DEL DIRECTOR DEL PROYECTO

Bogotá D.C., 20 de Enero de 2015

Señor(es)

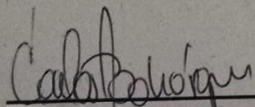
Comité de Proyectos de Grado
Facultad de Ingeniería
Universidad Libre de Colombia

Ref. Protocolo de evaluación de proyecto de investigación

Yo Carlos Arturo Bohórquez Ávila como director del proyecto "Optimización Paramétrica y Topológica de Engranajes" desarrollado por los estudiantes Nicolás Casas Rey y Gonzalo Castro Ramírez, certifico que se ha logrado completar el 100% del proyecto, esto basado en los objetivos planteados en la propuesta aprobada por el Comité de Proyectos de Grado del programa de Ingeniería Mecánica.

Adicionalmente, evaluado el trabajo realizado, doy una calificación de 5,0.

Cordialmente



Carlos Arturo Bohórquez Ávila
Director del Proyecto