

Diseño y construcción de un montaje para hacer engranajes rectos implementado en el Torno
Convencional de laboratorio de diseño

Jorge David Torra Sanabria, Juan Sebastián Mieles León

Trabajo de grado para Optar a Título de Ingeniero Mecánico

Director

Ricardo Alfonso Jaimes Rolón

Ingeniero Mecánico

Universidad Industrial de Santander

Facultad de Ingeniería Fisicomecánicas

Escuela de Ingeniería Mecánica

Ingeniería Mecánica

Bucaramanga

2025

Dedicatoria

A Dios, quien me ha dado la fortaleza para avanzar en cada paso de mi vida y ha iluminado mi camino para tomar las mejores decisiones. Gracias a Él por darme la oportunidad de cumplir mis metas, crecer y ser cada día una mejor versión de mí mismo.

A mis padres, Edilma Sanabria González y Jorge Enrique Torra Espinel, mis mayores referentes de perseverancia, sacrificio y dedicación. Gracias por creer en mí y apoyarme incondicionalmente en cada desafío.

Este trabajo es el reflejo de años de esfuerzo y dedicación, así como una muestra de mi compromiso y pasión por el conocimiento. Es solo el inicio de muchos más logros por alcanzar.

-David Torra

A Dios, fuente de sabiduría y fortaleza, quien ha guiado cada paso de este camino y ha iluminado mi vida con su amor infinito. Gracias por darme la oportunidad de soñar, aprender y superar cada desafío con fe y determinación.

A mis padres Olga Lucia León Sánchez y William Miele Burgos, pilares de mi vida, cuyo amor incondicional, sacrificio y apoyo han sido el motor que me ha impulsado a alcanzar este logro. Gracias por creer en mí, por sus palabras de aliento en los momentos difíciles y por enseñarme con su ejemplo que la perseverancia y la honestidad son las bases del éxito.

Este trabajo es un reflejo del esfuerzo, la dedicación y la gratitud que llevo en mi corazón por cada bendición recibida. Que este sea solo el comienzo de muchos más sueños por cumplir.

-Sebastián Miele

Agradecimientos

Agradezco a mis abuelos José Mateo León Blanco y Cecilia Sánchez de León, quienes desde mi infancia me ayudaron a formarme en el hombre que soy hoy. Aunque ya no estén físicamente, sé que desde el cielo me acompañan y que este logro les hará sentirse orgullosos. Su amor y enseñanzas siempre vivirán en mi corazón.

A mi hermana Alexa Mieles, a mi novia Mónica Noguera, a mis tíos, suegros, cuñados y demás familiares, quienes estuvieron a mi lado en este proceso, brindándome ánimo, apoyo incondicional y motivándome a ser mejor cada día, tanto en lo personal como en lo profesional.

A mis amigos, en especial a Jairo Garzón, y a mi compañero de tesis, David Torra, quienes han sido un pilar fundamental en todas las etapas de esta carrera, compartiendo conmigo retos, aprendizajes y grandes momentos de crecimiento.

A mi director de tesis, el Ingeniero Ricardo Jaimes, por su guía, conocimiento y apoyo, permitiéndome desarrollar un gran proyecto de grado con bases sólidas y visión profesional. A mis profesores, Ing. Leónidas Vásquez (Q. E. P. D.) e Ing. Abel Parada, quienes fueron un reflejo de conocimiento y vocación, guiándome con su ejemplo y enseñanzas a lo largo de mi formación. Su pasión por la ingeniería y su compromiso con la enseñanza dejaron en mí una huella imborrable.

Finalmente, a mi segundo hogar, Prodeca S.A., por abrirme sus puertas y brindarme la oportunidad de crecer profesionalmente, permitiéndome aplicar mis conocimientos y fortalecer mis habilidades en un entorno de aprendizaje y desarrollo.

-Sebastián Mieles

Agradecimientos

Agradezco a mi familia, quienes han sido un pilar fundamental en todo mi proceso académico. En especial, mi hermano Elian Toloza, a mi tío Eraldo Torra Espinel, a mis tías María Antonia, Sandra e Ilce, y a todos mis familiares junto a sus hijos. Un agradecimiento especial a Brayan Ayala, Juan Ayala, Jhoana Rodríguez, Jhon Barón, Jonathan Rodríguez, Maicol Leal, Brisneida Sanabria y Maicol Triana, quienes han sido parte fundamental en mi formación como persona y profesional.

Agradezco también a la vida por haberme rodeado de grandes amigos. Jairo Garzón, Catalina Bohórquez, Mauricio Osma, Jorge Gutiérrez y Felipe Peña, Hernando Domínguez quienes, además de su amistad, fueron un gran apoyo a lo largo de mi carrera. Un agradecimiento especial a mi compañero de tesis y amigo Juan Mieles, así como a sus padres, por su respaldo incondicional. Quiero resaltar el apoyo recibido en momentos de dificultad por parte de la Lic. Astrid Carvajal y el Ingeniero Germán Vargas.

A mi director de tesis, el Ingeniero Ricardo Jaimes, por su guía, conocimiento y apoyo en la culminación de este proyecto, brindándome herramientas para fortalecer mi formación profesional, además un reconocimiento a Yanci Arenas por su guía, Gustavo Carreño y Rodnny Gutiérrez, Wilmer Jaimes por la ayuda en la construcción de este proyecto.

Finalmente, quiero agradecer a los mentores que han sido clave en mi desarrollo profesional. A los ingenieros César Rolón, Jesús Lozada, Antonio Gutiérrez y Gerson Rey, por compartir su conocimiento y experiencia para lograr ser el profesional que soy actualmente. Además, resalto con gratitud la guía, los consejos y el apoyo recibido por José María Osorio, quien ha sido un gran maestro en el mundo de la mecánica.

-David Torra

Tabla de Contenido

Introducción	14
1. Objetivos	16
1.1 Objetivo General	16
2.2 Objetivos Específicos.....	16
2. Marco teórico	17
2.1 Antecedentes / Estado del arte	17
2.2 Marco Legal	23
2.3 Referencias teóricas	24
2.3.1 Torno convencional	24
2.3.2 Fresado por generación	24
3. Engranajes.....	24
3.1 Historia de los engranajes	24
3.2 Definición de los engranajes y clasificación.....	25
3.3 Engranajes rectos	26
3.4 Métodos de fresado de engranajes	26
3.4.1 Fresado por generación	26
3.4.2 Método de fresado de perfil	29
4. Proceso del diseño de la torreportaherramienta	30
4.1 Requerimiento de diseño.....	30
4.2 Evaluación preliminar del diseño.....	31

DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN MONTAJE PARA HACER ENGRANAJES RECTOS

6

4.3 Resultado del proceso de funcionamiento de la prueba de mecanizado	34
4.4 Evaluación del rediseño usando la Matriz Pugh	36
4.5 Resultado de evaluación de diseños.....	38
4.6 Especificaciones y subsistemas del diseño seleccionado.....	39
4.7 Especificaciones en detalle del diseño seleccionado	42
4.7.1 Especificaciones para el mecanizado de engranajes rectos	42
4.7.2 Especificaciones del torno	44
4.8 Modelo y Diseño en detalle de la alternativa seleccionada	44
4.8.1 Parámetros diseño de herramienta de corte con eje sujeción de inserto de corte	44
4.8.2 Diseño fresa tipo simple según el sistema de Modulo	46
4.8.3 Calculo de fuerzas y velocidades herramienta de corte	46
4.8.4 Analisis de elementos finitos (sistema de corte eje y buril).....	51
4.8.5 Resultados de estudios	54
4.8.6 Característica tipo de mallado finito	56
4.8.7 Elementos de corte	57
5. Construcción de la Torre Portaherramientas.....	60
5.1 Elaboración de planos en detalle finales de base del punzón	60
5.2 Selección de materiales.....	61
5.3 Selección de dimensiones de los engranajes.....	63
5.4 Construcción de la Torre Portaherramientas.....	64
6. Analisis de calidad	69
6.1 Cálculo de contacto entre dientes	71
7. Analisis de costos.....	74

8. Conclusiones.....	81
9. Recomendaciones	84
Referencias Bibliográficas	85

Lista de Tablas

	Pág.
Tabla 1. Propiedades del torno.....	30
Tabla 2. Criterios de ponderación.....	32
Tabla 3. Matriz de ponderaciones alternativas	32
Tabla 4. Desarrollo de Matriz Pugh.....	36
Tabla 5. Evaluación de criterios de diseño de alternativas	37
Tabla 6. Modelos de diseño a evaluar.....	38
Tabla 7. Propiedades de los materiales para los engranajes	43
Tabla 8. Propiedades del torno.....	44
Tabla 9. Selección de dimensiones de engranajes	45
Tabla 10. Parámetros en corte con herramientas afiladas.....	46
Tabla 10. Cálculos de las fuerzas corte método ortogonal ángulo de corte.....	49
Tabla 11. Parámetros, materiales y condiciones de corte de la pieza de trabajo	49
Tabla 12. Condiciones de corte.....	49
Tabla 13. Cálculo de fuerzas de herramienta de corte	50
Tabla 14. Características de los engranajes guía	64
Tabla 15. Relación de contacto entre dientes.....	73
Tabla 16. Categorización de costos	74
Tabla 17. Comparación de costos	75
Tabla 18. Evaluación de escenarios.....	77

Lista de Figura

	Pág.
Figura 1. Componentes de la herramienta helicoidal.....	27
Figura 2. Tallado de engranajes basado en el método de fresado por generación.....	28
Figura 3. Tallado de engranajes basado en el método de fresado de perfil	29
Figura 4. Perfil de dientes de engranajes basado en el método de fresado de perfil	29
Figura 5. Torno convencional Discover modelo CJ0618	30
Figura 6. Torre portaherramientas	31
Figura 7. Esquema básico de portaherramientas y requerimientos diseño	33
Figura 8. Diseño 1 en montaje torno.....	34
Figura 9. Resultado del proceso de funcionamiento de la prueba de mecanizado	35
Figura 10. Resultados de la prueba de mecanizado	36
Figura 11. Vistas isométricas Torreportaherramienta.....	39
Figura 12. Engranajes	39
Figura 13. Esquema eje de corte y husillos de corte 0.8, 1.0, 1.25, 1.5.....	40
Figura 14. Esquema eje divisor.....	40
Figura 15. Punzón guía de fijación	41
Figura 16. Platina fijación torreportaherramienta	41
Figura 17. Modelo SolidWorks de una visual de un engranaje recto	45
Figura 18. Medidas del husillo de corte.....	46
Figura 19. Fuerzas y ángulos de corte que interactúan, sobre el chip en el corte ortogonal	48
Figura 20. Análisis fuerzas corte método ortogonal ángulo de corte	48
Figura 21. Cálculo de análisis de esfuerzos	50

Figura 22. Aplicación de fuerzas existentes en plano herramienta de corte	51
Figura 23. Dimensiones del sistema de sujeción y corte	52
Figura 24. Cargas del sistema de sujeción y corte	53
Figura 25. Analisis desplazamiento método von moisés	54
Figura 26. Análisis deformaciones unitarias equivalentes.....	55
Figura 27. Información de malla.....	57
Figura 28. Propiedades del acero rápido (HSS).....	58
Figura 29. Buriles de acero rápido (HSS) de módulos 0.8, 1.0, 1.25 y 1.5	59
Figura 30. Simulación del análisis estático de corte pasador buril	59
Figura 31. Plano de base del punzón	60
Figura 32. Plano de base	60
Figura 33. Plano principal Cuerpo	61
Figura 34. Engranajes guía	64
Figura 35. Cuerpo principal	65
Figura 36. Eje principal de la Torre Portaherramientas	66
Figura 37. Base de la Torre Portaherramientas.....	66
Figura 38. Subsistema soporte del punzón	67
Figura 39. Eje de corte de la Torre Portaherramientas	68
Figura 40. Eje de corte de la Torre Portaherramientas	68
Figura 41. Montaje del ensamble completo al torno.....	69
Figura 42. Engranaje del mercado marca REF	70
Figura 43. Cálculo el contacto entre dientes en un sistema de engranajes	71
Figura 44. Ensayo dinámico KV.....	73

Lista de Apéndices

Apéndice A. Proceso de selección de alternativas

Apéndice B. Propuesta Inicial

Apéndice C. Propuesta final

Apéndice D. Torno

Apéndice E. Ensamble completo vistas

Apéndice F. Planos de buriles

Apéndice G. Analisis estático de corte pasador buril

Apéndice H. Analisis estático de esfuerzos

Apéndice I. Planos de punzón

Apéndice J. Plano base

Apéndice K. Plano principal del cuerpo

Resumen

Título: Diseño y construcción de un montaje para hacer engranajes rectos implementado en el Torno Convencional de laboratorio de diseño^{1*}

Autor: Jorge David Torra Sanabria y Juan Sebastián Mieles León^{2**}

Descripción: La presente investigación se enfoca en el diseño y la construcción de un montaje para la fabricación de engranajes rectos en un torno convencional CJ0618, considerando parámetros técnicos como la potencia (HP) y la energía específica de corte, utilizando herramientas afiladas. El sistema fue diseñado para trabajar con materiales como aluminio, bronce y nylon, y se optimizó para módulos comprendidos entre 0,4 y 1,5. Mediante simulaciones CAD y análisis de fuerzas de corte, se comprobó que la configuración implementada era funcional, cumpliendo con los requisitos mecánicos necesarios para aplicaciones experimentales de transmisión dentada.

El trabajo no solo permitió desarrollar una solución técnica a un costo accesible, sino que también constituye una referencia viable para la fabricación de engranajes de precisión en contextos con recursos limitados. Los datos de potencia y energía obtenidos resultan útiles para la optimización futura de los procesos de corte. En consecuencia, se recomienda ampliar el estudio a otros materiales y condiciones de carga, con el objetivo de incrementar la aplicabilidad del sistema en los sectores industrial y educativo.

Palabras Clave: Torque, Engranajes Rectos, Construcción, Diseño, Montaje.

* Trabajo de Grado

** Facultad de Ingeniería Fisicomecánicas Escuela de Ingeniería Mecánica. Ingeniería Mecánica. Director Ricardo Alfonso Jaimes Rolón. Ingeniero Mecánico.

Abstract

Title: Design and construction of an assembly for making spur gears implemented in the Conventional Lathe design laboratory^{3*}

Author(s): Jorge David Torra Sanabria y Juan Sebastián Mieles León^{4**}

Description: This research focuses on the design and construction of a setup for the manufacturing of spur gears using a conventional CJ0618 lathe, taking into account technical parameters such as power (HP) and specific cutting energy, with the use of sharp tools. The system was designed to work with materials such as aluminum, bronze, and nylon, and was optimized for modules ranging from 0.4 to 1.5. Through CAD simulations and cutting force analysis, it was verified that the implemented configuration was functional and met the mechanical requirements for experimental toothed transmission applications.

The project not only enabled the development of a technical solution at an affordable cost but also serves as a viable reference for the precise manufacturing of gears in resource-limited environments. The power and energy data obtained are useful for future optimization of cutting processes. Consequently, it is recommended to expand the study to include other materials and loading conditions, with the aim of increasing the applicability of the system in both industrial and educational sectors.

Key Words: Torque, Spur Gears, Construction, Design, Assembly

* Degree Work

** Faculty of Physical and Mechanical Engineering, School of Mechanical Engineering. Mechanical Engineering. Director: Ricardo Alfonso Jaimes Rolón, Mechanical Engineer

Introducción

En los últimos años, ha aumentado significativamente el interés por mejorar los procesos de fabricación en tornos convencionales, especialmente en el ámbito académico y en talleres de pequeña escala; en estos contextos, aprovechar los equipos de corte existentes representa una alternativa viable y económica frente al uso de maquinaria especializada para la producción de engranajes rectos.

Algunos estudios previos han abordado temas relacionados con el fresado de engranajes rectos. Por ejemplo, Mesa y Estupiñán (2019) se centraron en la aplicación del fresado por generación, mientras que Vásquez (2022) estudió el diseño de portaherramientas especiales. Aunque estas investigaciones sentaron bases teóricas relevantes, persisten dificultades técnicas en términos de precisión y eficiencia energética, especialmente al trabajar con materiales cuyo módulo se encuentra entre 0.4 y 1.5.

A pesar de los avances en esta área, aún existen limitaciones en el desarrollo de soluciones integrales que combinen un diseño accesible, bajo consumo energético y validación mediante análisis estructurales precisos. En respuesta a estas limitaciones, esta investigación propone el diseño de un montaje adaptable al torno DISCOVER CJ0618, orientado a optimizar parámetros clave como la potencia (HP) y la energía específica de corte. Esta propuesta no solo amplía el acceso a la fabricación de engranajes de precisión, sino que también busca garantizar la reproducibilidad técnica y mejorar la eficiencia operativa, aspectos esenciales en laboratorios o talleres con recursos limitados.

Este documento se estructura en siete capítulos. En primer lugar, se presenta el marco teórico relacionado con los engranajes y las tecnologías de mecanizado. Posteriormente, se

desarrolla el diseño, construcción y validación del sistema propuesto, incluyendo los análisis de esfuerzo, calidad y costos. Finalmente, se exponen las conclusiones y recomendaciones derivadas del estudio.

1. Objetivos

1.1 Objetivo General

Diseñar, construir un montaje capaz de integrarse al Torno Convencional DISCOVER MINI TORNO MODELO CJ0618 de laboratorio de diseño, permitiendo la fabricación de engranajes rectos para modelos experimentales de transmisiones dentadas.

2.2 Objetivos Específicos

- Diseñar un montaje empleando el torno del laboratorio de diseño para hacer engranajes rectos, con un módulo de 0.4 a 1.5, por lo cual se describen los siguientes subsistemas que permitan el funcionamiento de este:
 - Sistema de herramienta de corte.
 - Sistema de desplazamiento de la bancada.
 - Sistema de torre porta herramienta.
 - Sistema de sujeción del plato.
- Construir el montaje (torre portaherramientas) teniendo en cuenta las características y dimensiones del torno para la fabricación de engranajes de materiales como plástico (nylon, teflón), aluminio y bronce.
- Analizar la calidad de los engranajes que resultan de la prueba del montaje mediante ensayos dinámicos de engrane.
- Realizar un análisis detallado de costos con el fin de evaluar la viabilidad del diseño y su construcción.

2. Marco teórico

A continuación, se describen los antecedentes relacionados con el proyecto actual, en donde se genera una guía de los avances en torno a la temática desarrollada hasta el momento junto con los referentes teóricos más relevantes.

2.1 Antecedentes / Estado del arte

Para la recopilación de antecedentes, se consultaron las bases de datos académicas de la Universidad Industrial de Santander (UIS) y el buscador Google Académico. La búsqueda se centró en términos clave como “portaherramientas”, “torno”, “fresado”, “engranajes rectos” y “transmisiones dentadas”, con el fin de identificar investigaciones relevantes relacionadas con la temática del proyecto.

A nivel internacional, se realizó en España en 2017 el proyecto “Diseño y fabricación de una herramienta de torno asistido por vibración”. El objetivo principal consistía en diseñar una herramienta de torneado recto capaz de generar vibraciones mediante un campo magnético variable con la finalidad de estudiar su influencia en el proceso de mecanizado, lo que permitió evidenciar que, bajo determinadas condiciones, la vibración genera mejoras en parámetros como la rugosidad superficial, reduce la energía específica de corte y, por lo tanto, es un avance hacia una mejora de los procesos de mecanizados más eficientes y sostenibles (Zaroual El Miri, 2017). Este enfoque experimental pone de manifiesto el potencial para la mejora del rendimiento de tornos convencionales mediante adaptaciones de nivel tecnológico bajo. En este sentido, para este proyecto supone una aportación de primer orden pues permite aplicar principios similares para la

adaptación de herramientas existentes, activa el aprendizaje práctico, así como promueve la explotación de los equipamientos disponibles en los ambientes académicos.

En Ecuador, en 2016, se desarrolló el proyecto titulado “Diseño y construcción de elementos de transmisión con dientes rectos para una caja de cambios (Datsun 1200)”. Esta iniciativa consistió en modificar los engranajes originales de la caja de cambios del vehículo mediante cálculos de relaciones de transmisión y parámetros de funcionamiento, con el objetivo de fabricar nuevos engranajes rectos que incrementaran la velocidad final y mejoraran la entrega de potencia. Las pruebas realizadas evidenciaron una mejora en el rendimiento operativo del sistema, reduciendo el tiempo de funcionamiento respecto al diseño original. Este tipo de proyectos demuestra la importancia de ajustar el diseño de componentes mecánicos para optimizar el desempeño en sistemas de transmisión; en ese sentido, para este proyecto en curso se convierte en un aporte complementario al propiciar el desarrollo práctico de engranajes funcionales que pueden ser aplicados tanto en entornos formativos como en modificaciones reales de sistemas mecánicos.

En Ecuador, en 2021, la Escuela Superior Politécnica de Chimborazo desarrolló el proyecto titulado “Diseño y construcción de un banco de pruebas para el diagnóstico de fallas en sistemas de transmisión por engranes de tipo recto y helicoidal mediante análisis comparativo de espectros vibracionales”. El objetivo fue crear un banco experimental capaz de diagnosticar fallas a través del análisis de espectros vibracionales, utilizando como herramienta principal el sensor SKF QuickCollect. Para ello, se integró una metodología de evaluación basada en ponderaciones alternativas que permitió analizar aspectos como desempeño, costo y usabilidad, e identificar fallas específicas, entre ellas el desgaste de dientes en engranajes rectos y la rotura de dientes en engranajes helicoidales.

El proyecto evidenció patrones vibracionales característicos, como las bandas laterales a la frecuencia de engrane, lo cual favoreció un diagnóstico predictivo de fallas. Este enfoque resulta valioso en la formación técnica, ya que permite desarrollar competencias en mantenimiento y análisis de señales. En el contexto del presente trabajo, resalta la importancia de contar con dispositivos didácticos que no solo faciliten la fabricación de componentes, sino también el análisis de su comportamiento funcional bajo condiciones reales o simuladas.

Años más tarde, En España, Vázquez, en 2022, en su proyecto titulado “Diseño y Fabricación de Portaherramientas Especial”, de la Universidad de Cantabria, en España, expone un método alternativo de diseño, fabricación y mecanizado de portaherramientas con apoyo de un torno que tiene anexado un cabezal ajustable mecánicamente, de manera que puede llegar a ser innecesario el manejo o acompañamiento de un operario.

En ese mismo año, se llevó a cabo, en Ecuador, en el año 2022, el proyecto "Construcción de un banco didáctico para el montaje y análisis de fallos de sistemas de transmisión por engranajes rectos, helicoidales y tornillo sin fin", que nace de la necesidad de promover la formación práctica de técnicos e ingenieros en la disciplina de mantenimiento de transmisiones mecánicas, toda vez que durante su etapa académica se requiere de módulos experimentales; el banco didáctico elaborado contempla el diseño de un sistema de transmisión junto con los sistemas de engranajes rectos, helicoidales y tornillo sin fin, permitiendo el montaje y simulación de fallos por sobre carga, la inspección visual y la manipulación de los elementos finales. Por otro lado, el modelado mecánico fue una actividad llevada a cabo con el uso del software académico SolidWorks, cumpliendo así con las velocidades finales de funcionamiento para cada sistema (107 rpm, 152 rpm, y 31 rpm, respectivamente). El objetivo era crear un entorno de aprendizaje técnico donde los alumnos puedan familiarizarse con el diagnóstico de fallas y con la comprensión estructural de

los sistemas de transmisión; por lo que está directamente relacionado con el proyecto que se desarrolla, ya que también intenta propiciar el aprendizaje práctico mediante la construcción de soluciones prácticas y accesibles para la manufactura y análisis de engranajes. Su relevancia radica en que refuerza la comprensión funcional y el mantenimiento predictivo desde entornos universitarios.

De la misma forma, en este país, a lo largo de 2022, tuvo lugar en la Escuela Politécnica Nacional el proyecto llamado "Diseño y estudio de parámetros para la fabricación de un portaherramientas para torno CNC", cuyo objetivo se situaba en definir los parámetros de diseño y fabricación de un portaherramientas para el centro de mecanizado ROMI D800 en uso académico en la Facultad de Ingeniería Mecánica, englobando la selección del portaherramientas de modelo SVJBR 2525M 16 de Sandvik, el análisis del material AISI 1018 por el hecho de disponibilidad y sus propiedades mecánicas, así como simulaciones de esfuerzo bajo cargas reales de torneado, considerando para ello el software Abaqus/CAE. Se efectuaron cálculos manuales para confirmar las deformaciones teniendo un error bajo el 25 %, lo cual es un estándar académico, por lo que se considera que el valor del tiempo de mecanizado del portaherramientas que se ha obtenido es inferior a 3 h y el costo de fabricación será más económico que el costo de importación. Este modelo de diseño aplicado al torno CNC, añade valor práctico a la ingeniería de herramientas y a la utilización de recursos disponibles, y se alinea al mismo tiempo con el proyecto que se busca también mejorar entornos académicos por soluciones útiles y de bajo costo adaptadas a los recursos disponibles en la institución.

En 2024, la Universidad Politécnica Salesiana, sede Cuenca, desarrolló el proyecto titulado “Diseño de un banco de pruebas para la determinación de la vida útil remanente en sistemas de transmisión de engranajes rectos aplicando la metodología TRIZ”. El objetivo fue diseñar una

herramienta experimental capaz de simular condiciones reales de operación para analizar el comportamiento de engranajes rectos bajo distintas cargas y velocidades. El sistema se construyó con un enfoque modular e incorporó un mecanismo de carga neumático. La validación del banco se realizó mediante simulaciones estáticas y dinámicas en los programas Ansys y Adams 2024.

Gracias a su configuración, este banco permite estudiar la evolución de fallas, recolectar datos clave y contrastar modelos predictivos de vida útil remanente (RUL), lo que representa un avance significativo en el desarrollo de herramientas para mantenimiento predictivo. Además, la propuesta ofrece una base técnica útil para adaptar máquinas a herramienta existentes, fortaleciendo así el aprendizaje práctico de procesos de fabricación y confiabilidad en contextos académicos.

Ahora, a nivel nacional, en el año 2017, tuvo lugar una investigación relevante en el campo del diseño de engranajes con la denominación de "Diseño de un engranaje de perfil de diente especial bajo criterios geométricos y de resistencia a fatiga" llevada a cabo entre los autores Pedro Nel Martínez Henao y Nelson Arzola de la Peña. Y en ella, se trabajó en engranajes cilíndricos rectos de perfil de diente especial, con un enfoque en el uso de funciones potenciales para el trazado del perfil generador y con funciones polinómicas para el perfil conjugado, asegurando el cumplimiento de la ley fundamental del engranaje. El comportamiento a fatiga de estos engranajes fue estimado mediante simulaciones en el software Ansys y se ha evidenciado que lograr reducir el esfuerzo máximo equivalente de von Mises utilizando perfiles especiales puede ser de apenas un 5,4 % en comparación con engranajes de perfil estándar, lo que puede hacer un factor de seguridad mayor y una vida útil mayor del engranaje, lo que es, sin duda alguna, el progreso del diseño para la transmisión de potencia.

En 2019, Mesa & Estupiñán, en su proyecto titulado “Diseño y construcción de un montaje para realizar engranajes plásticos mediante el fresado por generación para el laboratorio de la materia diseño de máquinas II” realizando en la Universidad Industrial de Santander, en Colombia, presenta las bases acerca del diseño y construcción de una herramienta de corte , junto con las características del maquinado de tres tipos de materiales plásticos: nylon, acetal y cloruro de polivinilo , de tal manera que brinda alternativas para estudiar el fresado obtenido por generación de engranajes rectos plásticos.

A nivel nacional, el proyecto presentado en 2020 por Rueda & Vilorio, titulado “Diseño y simulación de automatización de un torno convencional a CNC en la Universidad Antonio Nariño Sede Puerto Colombia” se centró en la automatización de un torno convencional a través del mecanizado; con apoyo de herramientas como SolidWorks y CNC Simulator Pro, se llevó a cabo una caracterización detallada de los parámetros del torno. Este, brinda un método alternativo de selección de componentes y de automatización eficiente del equipo con apoyo de la programación CNC, así como una guía de simulaciones para validar el correcto funcionamiento del sistema propuesto. (Viteri, Quevedo, & Tirado, 2016)

En 2022, se desarrolló el proyecto titulado “Diseño de un prototipo para la fabricación automática de engranajes cilíndricos rectos y helicoidales en materiales blandos”, cuyo objetivo fue automatizar este proceso mediante un sistema compuesto por motores paso a paso, un microcontrolador Arduino y un conjunto mecánico adaptado a materiales de baja dureza (Z & González, 2022). El estudio evidenció que es posible replicar procesos industriales utilizando componentes de bajo costo, lo que permitió reducir los tiempos de manufactura y mejorar la precisión de los engranajes producidos.

En consonancia con esta línea de innovación accesible, el proyecto aquí presentado — “Diseño y construcción de un montaje para hacer engranajes rectos implementado en el torno convencional de laboratorio de diseño”— planteó una alternativa técnica y económica para la fabricación de engranajes en entornos académicos. Su propósito fue adaptar un torno convencional mediante un sistema que facilitara la fabricación precisa de engranajes rectos sin necesidad de equipos CNC, fortaleciendo así la formación práctica en ingeniería mecánica con recursos limitados.

2.2 Marco Legal

Para la elaboración de este proyecto se tuvo en cuenta la norma ANSI/AGMA 2001-D04, un estándar técnico desarrollado por la American Gear Manufacturers Association (AGMA) en colaboración con el American National Standards Institute (ANSI), en el cual se establecen métodos y fórmulas estandarizadas para evaluar la resistencia y *durabilidad* de engranajes cilíndricos rectos y helicoidales. Su objetivo principal es garantizar que los engranajes puedan soportar cargas dinámicas y estáticas sin fallas prematuras, mediante el cálculo de aspectos clave como la resistencia a la fatiga superficial (picado) y la fatiga por flexión en los dientes. Esta norma es ampliamente utilizada en industrias como la automotriz, aeroespacial y energética, donde la confiabilidad y seguridad de los engranajes son críticas (American Gear Manufacturers Association , 2001).

El estándar incluye fórmulas detalladas, factores de ajuste y tablas de referencia en las que se consideran variables como la lubricación, la temperatura y la precisión de fabricación. Además, su cumplimiento no solo garantiza la calidad del producto, sino que también cuenta con la intercambiabilidad entre fabricantes de engranajes, lo que resulta fundamental en proyectos con alcance internacional. En este sentido, ANSI/AGMA 2001-D04 es una herramienta esencial para

ingenieros y fabricantes que desean diseñar engranajes fiables y seguros para aplicaciones exigentes.

2.3 Referencias teóricas

2.3.1 Torno convencional

Desde tiempos remotos, el torno convencional ha tenido un papel preponderante dentro del proceso de transformación de las materias en productos acabados de alta precisión, pues la principal misión que cumple es dar forma a las piezas cilíndricas y aunque ha quedado oscurecido en aspectos por ciertas tecnologías, es determinante en muchas de las diversas actividades industriales por su gran simplicidad, robustez, y flexibilidad para trabajar con una gran variedad de materiales (Pernía, Blanco, Sierra, Azofra, & Martínez, 2018).

2.3.2 Fresado por generación

Es una técnica de fabricación de engranajes, donde la forma y perfil de los dientes se generan mediante el movimiento relativo entre la herramienta de fresado y la pieza de trabajo; durante el proceso, la herramienta, conocida como “hob”, gira y se desplaza axialmente a través de la pieza, creando una serie de cortes sucesivos que dan forma a los dientes del engranaje con estándares de alta calidad y conformidad con tolerancias ajustadas en la transmisión de potencia y movimiento mecánico (Carreras, 2012).

3. Engranajes

3.1 Historia de los engranajes

Desde hace mucho tiempo, se conoce la transmisión de movimiento mediante poleas, cuerdas y engranajes; en el siglo 120-250 d.C ya se tenía conocimiento de un artefacto chino “carro

apuntador hacia el sur” creado por el ingeniero Ma Jun mediante el uso de engranajes montados en un mecanismo diferencial para hacer que una figura que señalara continuamente hacia el sur.

Posteriormente, durante el Renacimiento, los manuscritos descubiertos a finales del siglo XI describían la forma en que realizar tales inventos como relojes mecánicos para crear enormes edificios y catedrales. Los bocetos originales de Leonardo da Vinci (1452 – 1519) también siguen siendo valiosos en la actualidad, lo que, en lo que respecta a los engranajes tipo sinfín – corona (Universidad de Sevilla, 2019).

Sin embargo no fue hasta 1695 que se usaron el perfil de un diente epícicloidal para poder transmitir movimientos de rotación uniformes por medio de engranajes, gracias al astrónomo Olaf Roemer (1644 – 1710), dicho perfil de diente se forma dado que surge una curva que se genera por la trayectoria de un punto perteneciente a un generador que rueda por fuera de otro círculo base, también llamado directriz, actuando como uno solo son que exista deslizamiento alguno (Sanchez, 2013). Para que años más tarde, un profesor de Cambridge, Robert Willis (1800-1875) empleara la epícicloide en la construcción de engranajes intercambiables.

Posteriormente, a lo largo de las décadas, los dispositivos mecánicos para la fabricación de engranajes comenzaron a aparecer: en 1856, Christina Schiele, creó el sistema de fresado basado en engranajes rectos con fresa madre y en 1905, Chambon de Lyon creó la máquina para el dentado de engranajes cónicos apoyada en el uso de la fresa madre (Universidad de Sevilla, 2019).

3.2 Definición de los engranajes y clasificación

Se denomina engranaje a un componente mecánico cuya forma es la de una rueda cilíndrica o cónica compuesta por dientes; la transmisión del movimiento ocurre entre dos ejes, a partir del contacto de dos engranajes que efectivamente deben compartir la misma línea de engrane para que

de esta forma exista una constante relación entre las velocidades. El engranaje que es más pequeño recibe el nombre de piñón y el más grande, se denomina rueda dentada y para identificar tanto el tipo de engranaje como su forma es importante tener en cuenta las características y de los factores del sistema (Horsburgh & Scott, 2025).

3.3 Engranajes rectos

Los engranajes rectos se utilizan comúnmente en aplicaciones donde se requiere una transmisión de potencia simple y confiable; fáciles de fabricar y presentan una buena eficiencia, aunque tienden a generar ruido y vibraciones a altas velocidades debido al contacto brusco entre los dientes (Carro, Flores, & Flores, 2012).

Además, su diseño robusto y su capacidad para soportar cargas elevadas permiten su uso en condiciones de trabajo exigentes, a pesar de estas limitaciones. No obstante, no son apropiados para sistemas en los que el movimiento deba transmitirse entre ejes no paralelos o que requieran cambios de dirección, debido a su geometría y forma de contacto (ANGIS, 2023).

3.4 Métodos de fresado de engranajes

3.4.1 Fresado por generación

El fresado por generación es un procedimiento de fabricación de engranajes en el cual se usa el movimiento entre la herramienta de corte junto con la pieza de trabajo para darle la forma a los dientes de manera que a partir de la trayectoria del corte de la máquina herramienta se va reproduciendo directamente el perfil del diente; este procedimiento es de amplia aplicación y reconocimiento por ser una ventaja para fabricar engranajes que cuenten con distintos módulos y números de dientes (Inafuku Yoshida, 2018).

Las herramientas que se emplean en este método se caracterizan por presentar una geometría determinada que, a partir de sus movimientos de rotación y traslación coordinados a

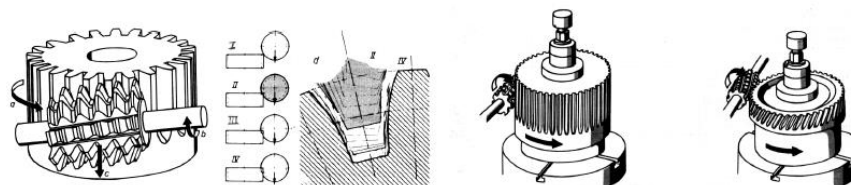
partir de la pieza de trabajo en el desarrollo de un proceso continuo y altamente automatizado, permiten crear el perfil requerido de los dientes del engranaje (Jiménez & Silva, 2020). Estas herramientas son el piñón generador, la cremallera y la fresa madre; alternativa por la cual se constituye una opción muy eficiente en la producción en serie de engranajes con altos estándares de calidad y de precisión, dando la posibilidad de realizar engranajes de distintas características, sin tener que cambiar la herramienta de corte, lo que hace que aumente su capacidad de utilización y su eficacia en entornos de producción flexibles.

Es crucial comprender que el tipo de dentado requerido en la pieza a fabricar, por ejemplo, engranajes cilíndricos con perfil de envolvente, determina que la forma básica de la sección transversal del tornillo sobre el cual se construye la herramienta debe también presentar el perfil de envolvente del diente. Por otra parte, al realizar las ranuras en el tornillo y formar los dientes de la herramienta helicoidal, quedan definidos los filos cortantes y la superficie de ataque frontal, paralela a cada ranura realizada.

En la figura 1, se muestran un mecanizado de fresa madre; utilizando una piña (fresa modular) que permite mecanizar una sección de material generando un desbaste general de los dientes; la inclinación del ángulo de ataque de una fresa modular va a ser una pendiente de 20° .

Figura 1

Componentes de la herramienta helicoidal



Tomado de (Franco, 2015)

En la geometría mostrada en la figura, se identifican tres tipos de desplazamientos angulares: el primero, correspondiente al tornillo base sobre el cual se construye la herramienta; el segundo, asociado a las ranuras mecanizadas en dicho tornillo; y el tercero, relativo a los avances específicos de los flancos derecho e izquierdo de los dientes generados.

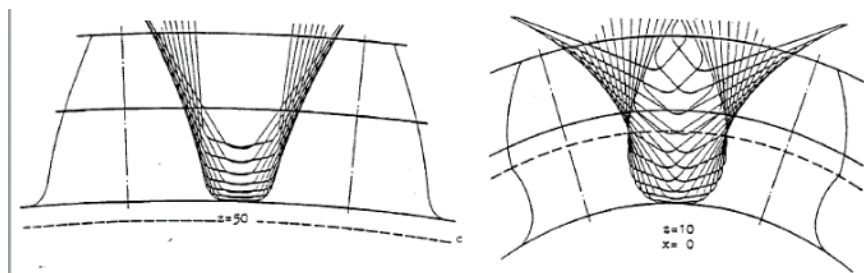
Al practicar las ranuras en el tornillo y conformar los dientes de la herramienta helicoidal, se definen tanto los filos cortantes como la superficie de ataque frontal, que se mantiene paralela a cada ranura generada.

Acabado del Perfil del diente por fresado por generación

Tal y como muestra la figura 2, el proceso que se utiliza para tallar los engranajes, mediante el método de fresado por generación, es el que permite obtener perfiles nítidos y eficaces en la superficie de los dientes; dicha operación se fundamenta en la actividad combinada de un movimiento relativo de la herramienta y de la pieza y permite reproducir fielmente la geometría del engranaje que se está esperando.

Figura 2

Tallado de engranajes basado en el método de fresado por generación



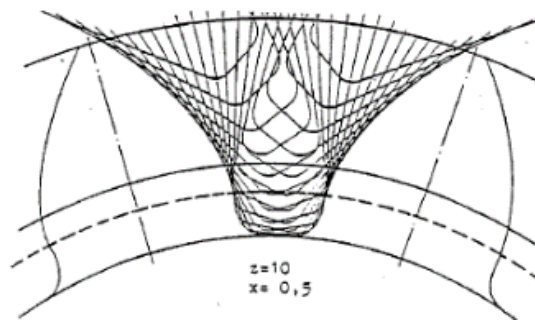
Tomado de (Franco, 2015)

3.4.2 Método de fresado de perfil

La figura 3 corresponde a la práctica de fresado de perfil, el cual necesita una fresa distinta para cada tipo de engranaje, ya que cada herramienta tiene un contorno que coincide con el hueco a fresar, tal como se observa en la relación de los perfiles de fresas con los perfiles de dientes resultantes.

Figura 3

Tallado de engranajes basado en el método de fresado de perfil

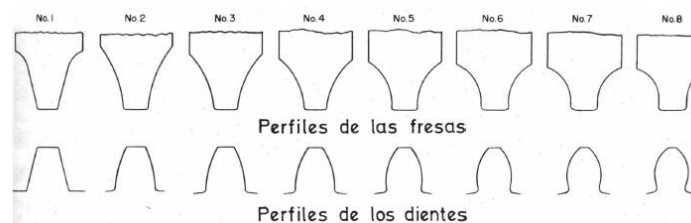


Tomado de (Franco, 2015)

A continuación, en la figura 4 muestra la correspondencia entre los perfiles de las fresas y los perfiles resultantes de los dientes de engranajes obtenidos mediante el método de fresado de perfil, en el cual cada número de fresa genera una forma específica de diente, adaptándose al paso y tamaño del engranaje.

Figura 4

Perfil de dientes de engranajes basado en el método de fresado de perfil



Tomado de (Franco, 2015)

4. Proceso del diseño de la torreportaherramienta

4.1 Requerimiento de diseño

Se tiene como objetivo realizar el diseño y construcción de una torreportaherramienta para mecanizado de engranajes rectos, con módulos de 0.4 a 1.5 con materiales bronce, teflón y aluminio utilizando el torno convencional CJ 0618 como el que se muestra en la figura 5 con los siguientes requerimientos en la tabla 1:

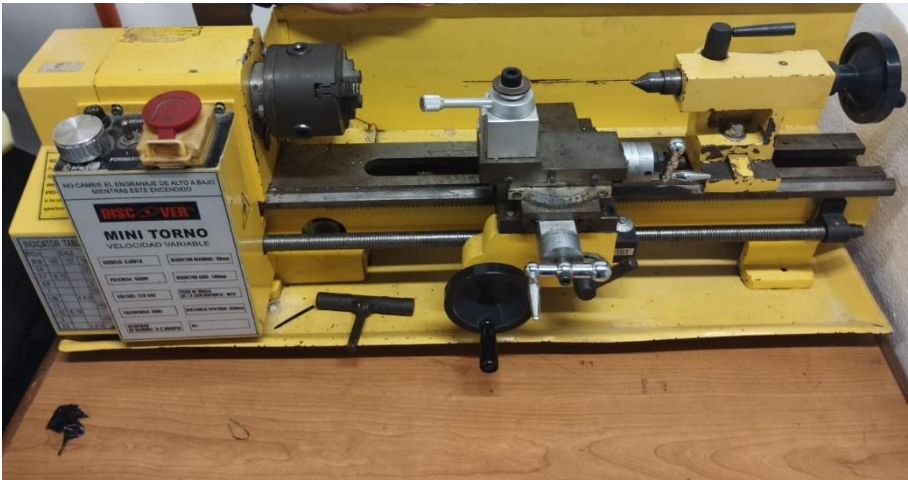
Tabla 1

Propiedades del torno

POT	559 W
Velocidad Máxima	2500 rpm
Diámetro de giro	180 mm
Diámetro de mandril	80 mm
Distancia entre centros	350 mm
Paso de rosca contrapunto	Mt2

Figura 5

Torno convencional Discover modelo CJ0618



4.2 Evaluación preliminar del diseño

Para realizar el análisis de alternativas es importante tener presente que el diseño de la torre portaherramientas (ver figura 6) debe prestar atención a aspectos tales como tamaño compacto, a aspectos técnicos, a los costos, a la eficiencia de funcionamiento, a la facilidad de desmontaje, de operación y de limpieza, a la seguridad y mantenimiento, y a la durabilidad, entre otros.

Figura 6

Torre portaherramientas



Dicho proceso de análisis de alternativas que inicio con la comparación de tres alternativas de diseño, mostrados en el Anexo A, las cuales son diferentes entre ellas por características geométricas desde la aplicación de una matriz basada en el método de objetivos ponderados, herramienta estructurada que permite tomar en consideración las características y dimensiones del Torno Convencional Discover modelo CJ0618, dado que esta ha sido diseñada para analizar y comparar alternativas de diseño teniendo en cuenta una serie de criterios puntuados.

En este caso, se analizaron múltiples factores, cada alternativa se evaluó en relación con estos, y las ponderaciones asignadas a cada criterio indican su importancia relativa en la toma de decisiones; las cuales se muestran en la tabla 2:

Tabla 2*Criterios de ponderación*

Ponderación de criterios	
Criterio	Ponderación
Impacto menor	1
Impacto bajo	4
Impacto medio	6
Impacto alto	8
Impacto mayor	10

La matriz de ponderaciones alternativas construida se muestra en la siguiente tabla 3:

Tabla 3*Matriz de ponderaciones alternativas*

Matriz			Alternativas					
			1		2		3	
Factores		R	Pond.	Valor	Pond.	Valor	Pond.	Valor
Aspecto	Tamaño compacto	7	6	42	8	56	4	28
	Aspecto técnico	4	1	4	8	32	8	32
	Costos	6	4	24	6	36	10	60
Eficiencia del funcionamiento	Estabilidad (fijación)	10	8	80	8	80	1	10
	Ajuste preciso del material	9	4	36	10	90	4	36
Facilidad de desmontaje	Facilidad desmontar Portaherramientas del torno	8	10	80	8	64	1	8
Operación y limpieza	Lubricación	3	6	18	6	18	6	18
Seguridad y mantenimiento	Repuestos	5	6	30	4	20	1	5
	Facilidad de limpieza	2	8	16	8	16	6	12
	Riesgos y daños	12	4	48	1	12	8	96
Vida útil	Resistencia y durabilidad	11	8	88	8	88	4	44
	Desgaste mínimo con herramienta de corte	1	1	1	1	1	1	1
Total			467		513		350	

De acuerdo con los resultados proporcionados por la ponderación que incluye todos los datos que se pueden ver en la tabla 3, la Alternativa 2 es claramente la más favorable, pues logra la mayor puntuación total, 513; y se debe a varios factores. Una de las razones es su notable estabilidad y la ventaja en el desmontaje del portaherramientas del torno, la seguridad y el mantenimiento, la disponibilidad de repuestos y la facilidad de limpieza.

Se realizó una prueba de mecanizado en el laboratorio con el fin de validar si el diseño inicial era funcional (ver Figura 7 y Anexo B), evidenciándose varias deficiencias relacionadas con variaciones geométricas de la pieza (ver Figura 8).

En particular, se identificó que la zona media de la placa contenía una balinera que debía permitir un movimiento constante y regular durante la aplicación de carga de impacto por parte del escariador o herramienta de corte. No obstante, se detectó que la velocidad de corte no estaba correctamente regulada, lo que generó interferencias en el material; esto ocasionó cortes imprecisos y una disposición incorrecta de los dientes del engranaje, afectando significativamente la calidad del mecanizado.

Figura 7

Esquema básico de portaherramientas y requerimientos diseño

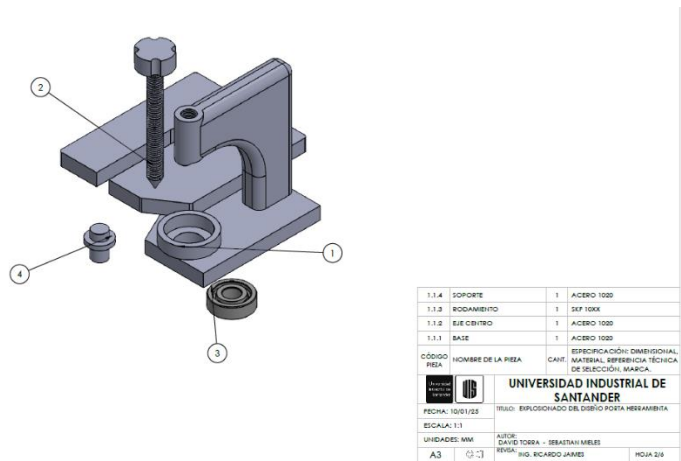
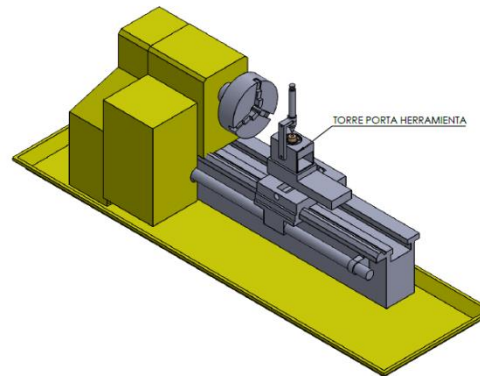


Figura 8

Diseño 1 en montaje torno



Cabe aclarar, para mayor contextualización que en la figura 7 se observa el esquema de diseño 1 del portaherramientas del torno Discovery modelo CJ0618, sobre el cual se realizaron todos los cálculos de diseño en detalle y su construcción y en la figura 8 se evidencia la posición de la torre portaherramientas montada en el torno.

4.3 Resultado del proceso de funcionamiento de la prueba de mecanizado

Este estudio técnico se presentó como resultado que el problema se hallaba en el ángulo de incidencia de la herramienta de corte, tal como ocurre con la envoltura helicoidal del arranque de viruta como se puede observar en la figura 9, y el perfilado de los dientes de los engranajes, en el que la geometría de corte no es la idónea para obtener la descripción deseada. Por tal motivo, se propuso que la velocidad de corte y la propia geometría de la herramienta deberían ser modificadas a fin de reducir interferencias y la calidad del mecanizado alcanza unas exigencias adecuadas, que permitan una disposición correcta de los dientes según el modelo y que el engranaje pueda funcionar correctamente.

Figura 9

Resultado del proceso de funcionamiento de la prueba de mecanizado



Como resultado de la prueba, se determinó que la alternativa seleccionada no era viable, debido a que el diseño preliminar presentaba un problema de interferencia causado por la elevada excentricidad del elemento de rotación, la cual no se compensaba adecuadamente con las condiciones del elemento de corte.

Esta situación provocó un mecanizado impreciso, evidenciado en la sección final del engranaje, que mostró geometrías irregulares y variaciones notorias en el perfil de los dientes (ver Figura 10). Estas irregularidades comprometen la capacidad del engranaje para transmitir correctamente la carga, afectando tanto su funcionalidad como la eficiencia del sistema.

Se evidenció, además, que una importante causa de la imperfección encontrada en el perfil del diente se debe a la falta de sincronización entre la excentricidad del elemento rotativo y las condiciones del corte, lo que redundó en la inducción de un deslizamiento en la trayectoria de la herramienta y por ende, amplifica aún más las ya existentes imperfecciones del perfil del diente; fenómeno que no sólo afectó indiscutiblemente a la calidad superficial del engranaje, sino que

también aumento notablemente el riesgo de fallas prematuros debido a las tensiones no homogéneas que inducidas en el engranaje una vez puesto en uso.

Figura 10

Resultados de la prueba de mecanizado



Por lo tanto, se concluyó que es necesario revisar y optimizar el diseño preliminar a fin de eliminar tales interferencias que existen, así como un mecanizado más preciso y homogéneo que defina la viabilidad técnica de la solución propuesta.

4.4 Evaluación del rediseño usando la Matriz Pugh

Se elaboró una matriz de evaluación tipo Pugh (ver Tabla 4) para comparar el diseño de referencia, explicado en el Anexo B, con dos nuevas propuestas de diseño. Al aplicar los criterios ponderados, se determinó que la alternativa correspondiente al Diseño 1 obtuvo el puntaje más alto, con una calificación final de 0,65, lo cual se detalla en el Anexo C.

Tabla 4

Desarrollo de Matriz Pugh

Evaluación de criterios y diseño de concepto	Alternativa de referencia	Diseño concepto 1	Diseño concepto 2	Peso criterio en fracción	Resultado calificación diseño conceptual 1	Resultado calificación diseño conceptual 2
Fijación material mecanizar		1	1	0,15	0,15	0,15
vibraciones estructurales		1	1	0,15	0,15	0,15

Método de fresado (forma directa diente a diente)	1	1	0,2	0,2	0,2
Divisor de centrado material	1	0	0,15	0,15	0
Herramienta de corte husillo 1 solo diente	1	1	0,1	0,1	0,1
Facilidad de desmontaje	0	0	0,15	0	0
Mantenimiento	-1	-1	0,1	-0,1	-0,1
Puntaje ponderado				0,65	0,5

Tabla 5

Evaluación de criterios de diseño de alternativas

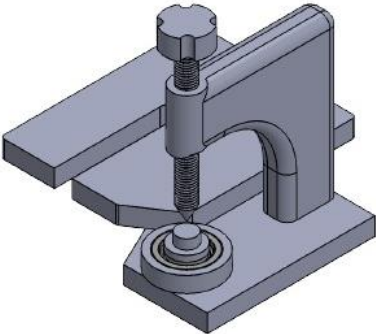
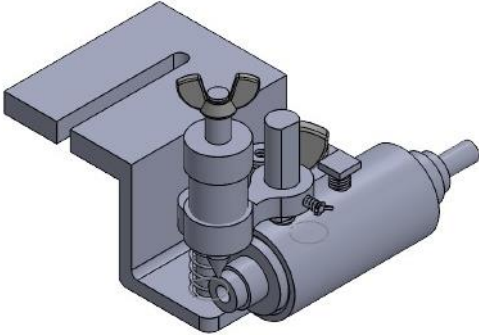
Diseño de Evaluación	
Alternativa de referencia	
Diseño del concepto 2	

Tabla 6*Modelos de diseño a evaluar*

Criterios de ponderación	
0	Igual a la alternativa de referencia
1	Mejor que la alternativa de referencia
-1	Peor que la alternativa de referencia

4.5 Resultado de evaluación de diseños

Tras el análisis de la matriz de evaluación, se identificó la necesidad de modificar el diseño inicial, especialmente en los parámetros relacionados con la fijación y el posicionamiento del engranaje. Los ajustes realizados se centraron en el número de dientes y su correcta alineación, aspectos que se detallan en los planos del Anexo D.

Como resultado, se definió una nueva configuración que resolviera los errores previamente identificados, mediante un proceso de reingeniería orientado a mejorar la precisión del mecanizado y la funcionalidad del conjunto.

Esto quiere decir, es prioritario la disposición de un mecanismo divisor que regule el centrado del número de dientes y el perfil del diente que se mecanizará. Se utilizó un eje divisor que usara engranajes copia para lograr movimientos rotativos concéntricos y un centrado apropiado para el mecanizado de la pieza. Se requirió, además, modelos de engranajes copia para la geometría que se determinaron a partir de insertos de corte que permitieron hacer uno por uno con el módulo que corresponda y así, poder asegurar una geometría de calidad y precisión en el mecanizado.

4.6 Especificaciones y subsistemas del diseño seleccionado

Se tiene definidos 4 subsistemas que conforman el conjunto de la torreportaherramienta: eje herramienta de corte, platina sujeción, punzón guía fijación, eje divisor los cuales se muestran en las figuras 11 a la figura 16 y se puede profundizar en el Anexo E.

Figura 11

Vistas isométricas Torreportaherramienta

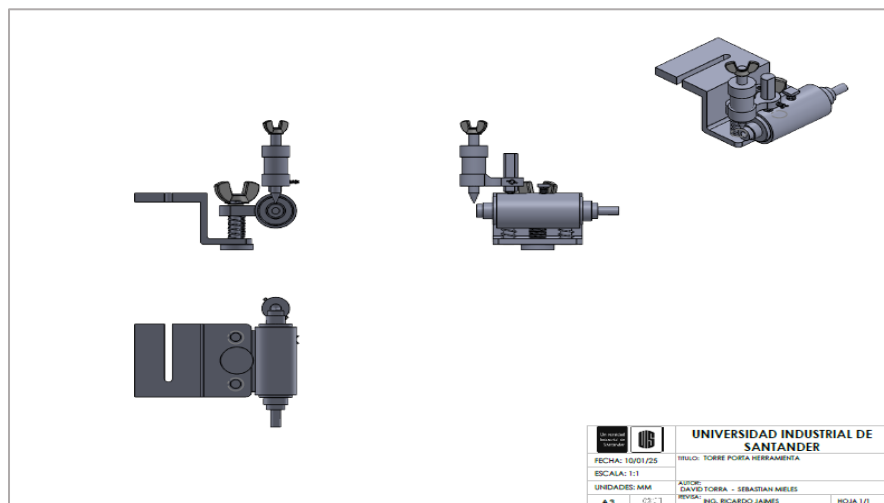


Figura 12

Engranajes

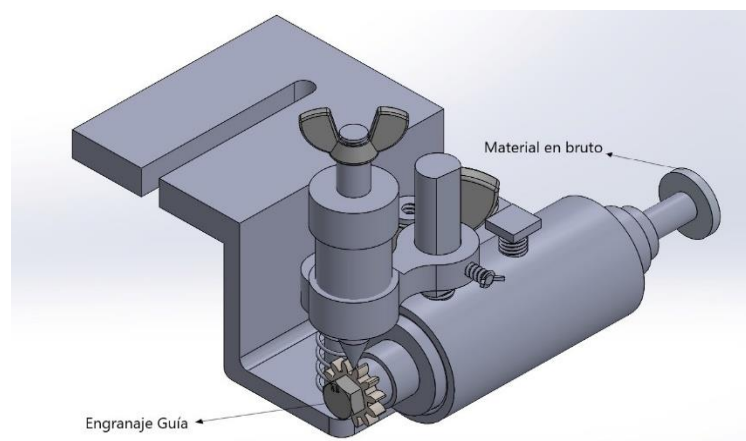


Figura 13

Esquema eje de corte y husillos de corte 0.8, 1.0, 1.25, 1.5

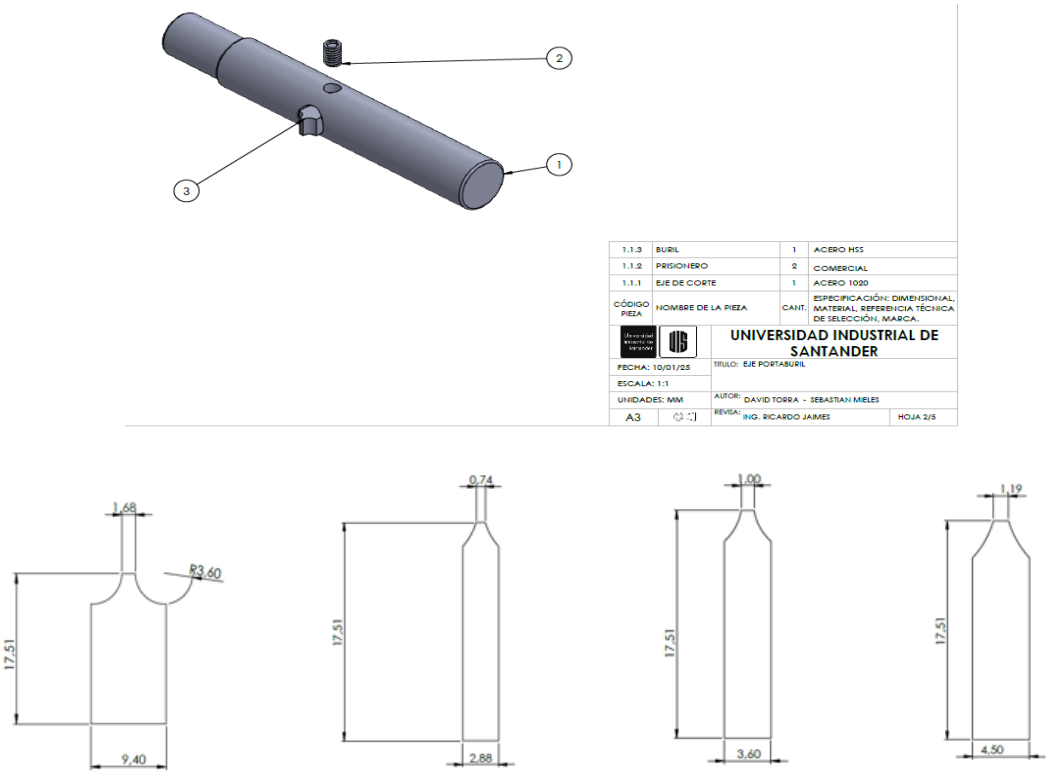


Figura 14

Esquema eje divisor

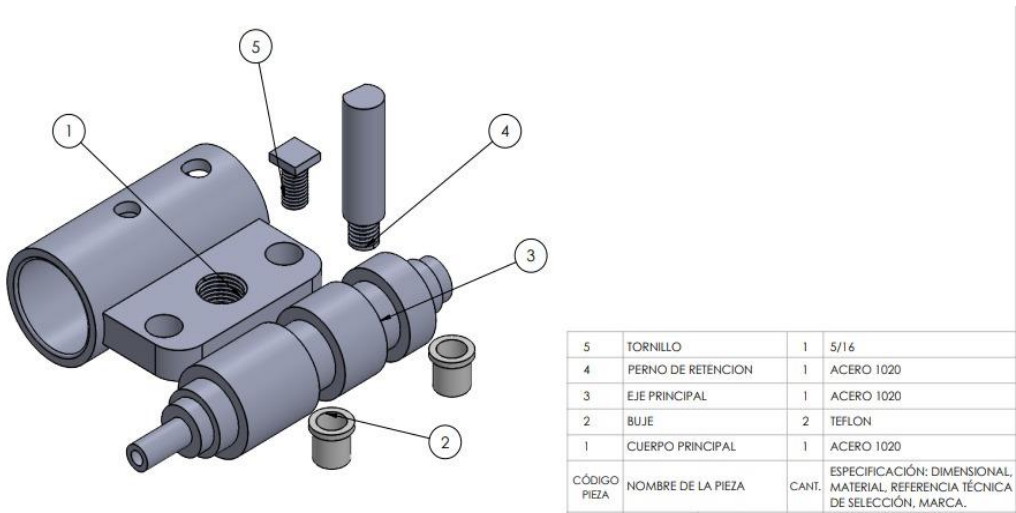


Figura 15

Punzón guía de fijación

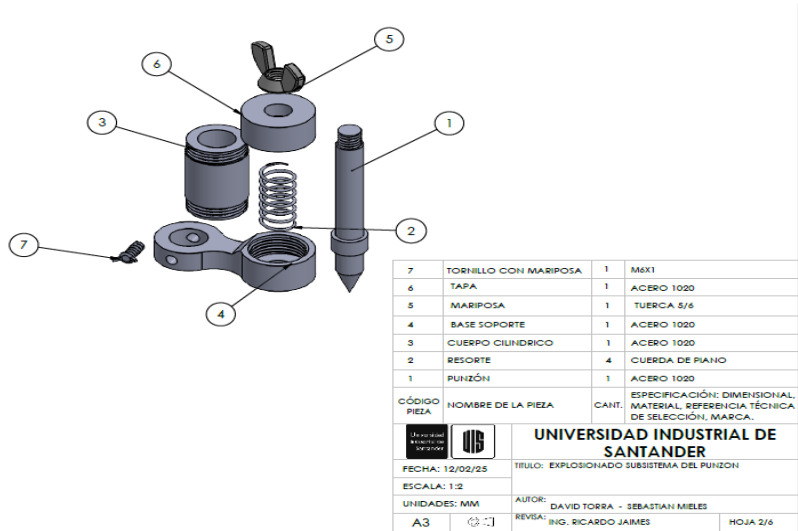
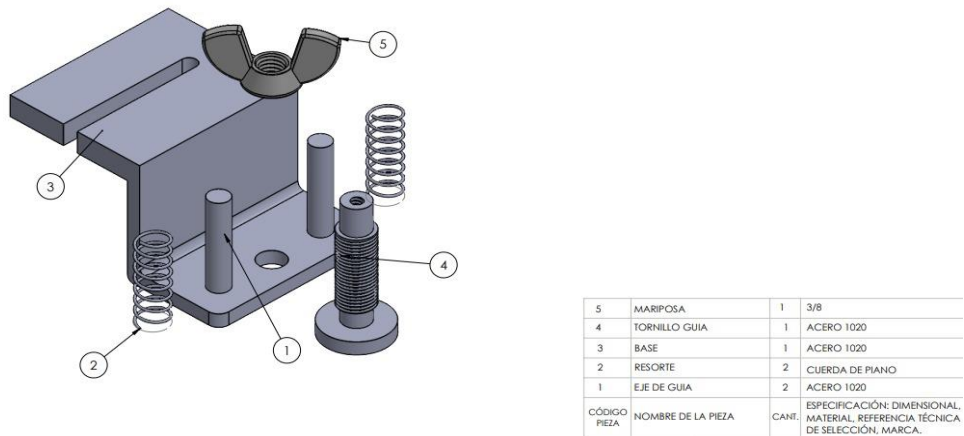


Figura 16

Platina fijación torreportaherramienta



Cada sistema secundario a su vez está constituido de distintos componentes mecánicos y sus diseños serán explicados al detalle en los siguientes capítulos.

4.7 Especificaciones en detalle del diseño seleccionado

4.7.1 Especificaciones para el mecanizado de engranajes rectos

Para el mecanizado de engranajes rectos, la selección de materiales debe considerar tanto los requisitos del proceso como las condiciones específicas de uso. En particular, se priorizan aplicaciones de transmisión de movimiento, como los sistemas de control, en los cuales los engranajes convierten señales eléctricas en desplazamientos físicos precisos.

Estos sistemas requieren materiales que resistan el desgaste sin comprometer la precisión del perfil dentado, incluso bajo condiciones de operación exigentes. Por ello, es fundamental elegir materiales que ofrezcan una buena relación entre resistencia mecánica y estabilidad dimensional, garantizando así un rendimiento óptimo del sistema de engranaje en términos de eficiencia y durabilidad.

Los procesos de tallado, fresado y taladrado de los materiales para engranajes requieren que las herramientas empleadas sean capaces de resistir condiciones de trabajo severas, tales como los impactos cíclicos, las altas temperaturas y los esfuerzos mecánicos; también, las herramientas han de estar constituidas de tal manera que tengan una alta resistencia a la abrasión, dureza superficial y estabilidad dimensional para minimizar el desgaste y prevenir fracturas en el mecanizado. Todas estas propiedades fueron necesarias para obtener buena calidad en los engranajes, así como para aumentar la vida útil, tanto de la herramienta como del engranaje; por lo tanto, la selección del material base para los engranajes tuvo una adecuada combinación de las características mecánicas y la facilidad de mecanizado.

Los materiales más comunes en la fabricación de engranajes son el teflón, el aluminio y el bronce.

- El Teflón se caracteriza por su resistencia a altas temperaturas, además de su baja fricción y su carácter antiadherente, lo que lo hace ideal para todo tipo de aplicaciones (siempre que se precise bajo rozamiento y un escaso desgaste).
- El Aluminio es un material con muy buenas propiedades mecánicas (flexión, tracción, compresión, torsión, etc.), además de ser ligero y fácil de mecanizar.
- El Bronce es un material muy utilizado en engranajes, dado que ofrece muy buenas cualidades de resistencia al desgaste, así como también soporta bien el impacto.

A continuación, se presentan las especificaciones que se tuvieron en cuenta para elegir cual es el material, sobre el cual se hicieron las pruebas, teniendo en cuenta que, si bien aunque de los tres se debían mecanizar, se dio inicio a los análisis correspondientes que contase con más alta resistencia a las tensiones a aplicar, en este caso se seleccionó el aluminio por su alta resistencia a la tracción (ver tabla 7), para empezar a hacer los respectivos análisis de esfuerzo, permitiendo que con los respectivos resultados obtenidos, sirva como soporte de la fabricación de los otros dos materiales.

Tabla 7

Propiedades de los materiales para los engranajes

Material	Bronce AISI SAE 40	Aluminio 6061	Teflón (PTFE)	Nylon
Propiedades mecánicas				
Resistencia a la tracción	37 KSI	45 KSI	3 KSI	9 KSI
Limite elástico	14.06 KSI	40 KSI	1.7 KSI	6.5 KSI
Resistencia a la fluencia	7.5 KSI	21,03 KSI	0.72 KSI	2.9 KSI
Propiedades físicas				
Punto de fusión	830-1020 °C	1,470 °C	327 °C	210 °c - 220 °C
Dureza	70-200 HB	95 HB		
Módulo de elasticidad		10,000 KSI	50 KSI – 100 KSI	

4.7.2 Especificaciones del torno

El diseño de la torre portaherramientas se basó en las especificaciones técnicas del torno convencional CJ0618, prestando especial atención a su potencia y velocidad máxima de operación. A continuación, se presentan los parámetros más relevantes que condicionaron el dimensionamiento y funcionamiento del sistema.

Tabla 8

Propiedades del torno

POT	550 W
Velocidad máxima	2500 rpm
Diámetro de giro	180 mm
Diámetro de mandril	80 mm
Distancia entre centros	350 mm
Paso de rosca contrapunto	mt2

4.8 Modelo y Diseño en detalle de la alternativa seleccionada

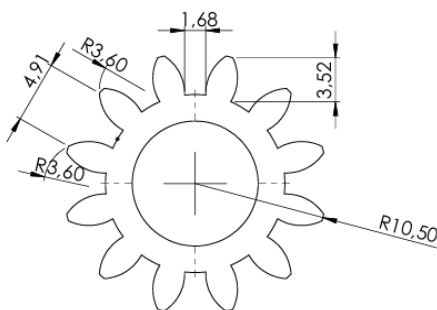
4.8.1 Parámetros diseño de herramienta de corte con eje sujeción de inserto de corte

Como punto de partida del proceso de diseño y optimización se tuvieron en cuenta tanto los parámetros físicos como todas las condiciones de operación que se buscan satisfacer; en este contexto, en la Tabla 9 se resumen los parámetros de la torre portaherramientas que se desarrolló teniendo en cuenta que en esta se incorporó un husillo de corte diseñado para módulos 1.5 con un 12 dientes, de manera que se logra garantizar que no se llega a presentar interferencias a lo largo de su funcionamiento, cumpliendo con los requisitos técnicos y operativos requeridos para su respectiva aplicación; una vez validado se diseñó bajo el mismo método los demás engranajes dada la validez prueba.

Tabla 9*Selección de dimensiones de engranajes*

Variable	Símbolo	Descripción	Valor
Número de dientes	N		12
Modulo	M		1,5
Paso circular	Pc	$Pc = \pi * M$	4,712
Diámetro externo	De	$De = M * (N + 2)$	21
Diámetro primitivo	Dp	$Dp = M * N$	18
Espesor del diente	e	$e = Pc / 2$	2,356
Altura cab diente	L	$L = Pc / \pi$	1,5
Altura total	Lt	$Lt = 2,25 * M$	3,375

Posteriormente, se elaboró el siguiente modelo SolidWorks, del engranaje recto (ver figura 17), con el propósito de estimar las condiciones geométricas del husillo de corte, las cuales se determinan en función de cada uno de los estándares definidos en la tabla 9, garantizando que el husillo de corte pudiese operar correctamente y sin interferencias; para perfeccionar el mecanizado y estandarizar las dimensiones, asegurando la compatibilidad y la repetitividad del proceso.

Figura 17*Modelo SolidWorks de una visual de un engranaje recto*

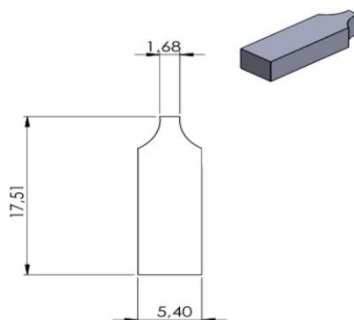
A continuación, se muestra el diseño del husillo con módulo 1,5, la geometría de los tres restantes se muestran en el Anexo F.

4.8.2 Diseño fresa tipo simple según el sistema de Modulo

Lo primero que se realizo fue determinar el ancho, para identificar el espesor (H) del husillo de corte, de manera que se aplica la formula $H \text{ ancho interno} = 3,6 \times M$, en donde M es el módulo equivalente a 1,5. Por tanto, el espesor del husillo de corte (H) equivale a 5,4 mm, de manera que se construyó el siguiente diseño para dicho husillo:

Figura 18

Medidas del husillo de corte



4.8.3 Calculo de fuerzas y velocidades herramienta de corte

Para el cálculo de fuerzas se tuvieron en cuenta los valores de caballos de fuerza unitarios y energía específica para materiales de trabajo seleccionados mencionados en el libro “Fundamentos de Manufactura Moderna” (Groover, 2007).

Tabla 10

Parámetros en corte con herramientas afiladas

Material	Dureza Brinell	Energía específica (N-m/mm ³)	Energía específica (in-lb/in ³)	Caballos de fuerza unitaria (HP/(tn ³ /min))
Acero al carbono	150-200	1.6	240 000	0.6
	201-250	2.2	320 000	0.8
	251-300	2.8	400 000	1.0

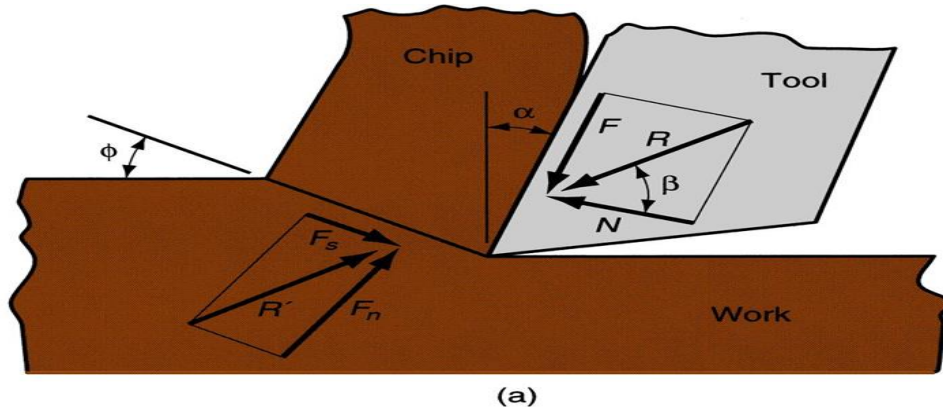
Aceros aleados	200-250	2.5	320 000	0.8
	251-300	2.8	400 000	1.0
	301-350	3.6	550 000	1.3
	351-400	4.1	640 000	1.6
Hierros fundidos	125-175	1.1	160 000	0.4
	175-250	1.6	240 000	0.6
Acero inoxidable	150-250	2.8	400 000	1.0
Aluminio	50-100	0.7	100 000	0.25
Aleaciones de aluminio	100-150	0.8	120 000	0.3
Latón	100-150	2.2	320 000	0.8
Bronce	100-150	2.2	320 000	0.8
Aleaciones de magnesio	50-100	0.4	60 000	0.15

Tomado de (Groover, 2007, pág. 513).

Posteriormente se seleccionó el material a mecanizar con la resistencia a la tracción más alta, en este caso las aleaciones de aluminio 6061, a partir del cual se realiza un cálculo utilizando, el programa EES para calcular fuerzas y velocidades corte, utilizando valores de energía específica del material y Modelo de corte ortogonal para ángulos de incidencia, de la herramienta de corte, teniendo en cuenta la teoría de máquinas y herramientas del profesor Isnardo Gonzáles, de la materia “Diseño de herramientas” la Escuela de Mecánica de la Universidad Industrial de Santander.

Figura 19

Fuerzas y ángulos de corte que interactúan, sobre el chip en el corte ortogonal



La fricción (F), la fuerza normal a la fuerza de fricción (N), la fuerza normal (F_n) y la fuerza de cizallamientos (F_s) no pueden medirse directamente dado que las únicas fuerzas que actúan sobre la herramienta que se puede medir es la fuerza de corte (F_c). A continuación, se muestra el análisis efectuado en la figura 20 y en la tabla 10.

Figura 20

Análisis fuerzas corte método ortogonal ángulo de corte

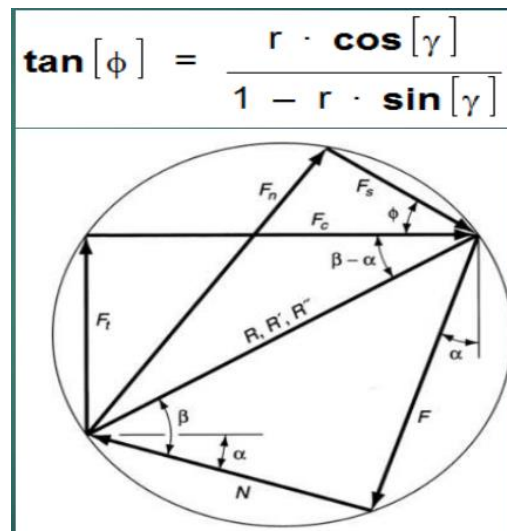


Tabla 11*Cálculos de las fuerzas corte método ortogonal ángulo de corte*

r	γ	ϕ
0,4	0	21,80
0,5	0	26,57
0,6	0	30,96
0,7	0	34,99
0,4	6	22,55
0,5	6	27,69
0,6	6	32,48
0,7	6	36,91

Por medio de este modelo se pueden definir varias fuerzas, el corte ortogonal la fuerza F está contenida en un plano normal al filo de la herramienta y se descompone en 3 sistemas de fuerzas (circulo de Merchant); se determina un promedio de relación de viruta y gama (ϕ) para un estimado de ángulo de corte.

Es importante tener en cuenta que un incremento en el ángulo ataque hace que el ángulo del plano de corte aumente y en el caso de un decremento en el ángulo de fricción ocasiona que el ángulo de plano de corte aumente.

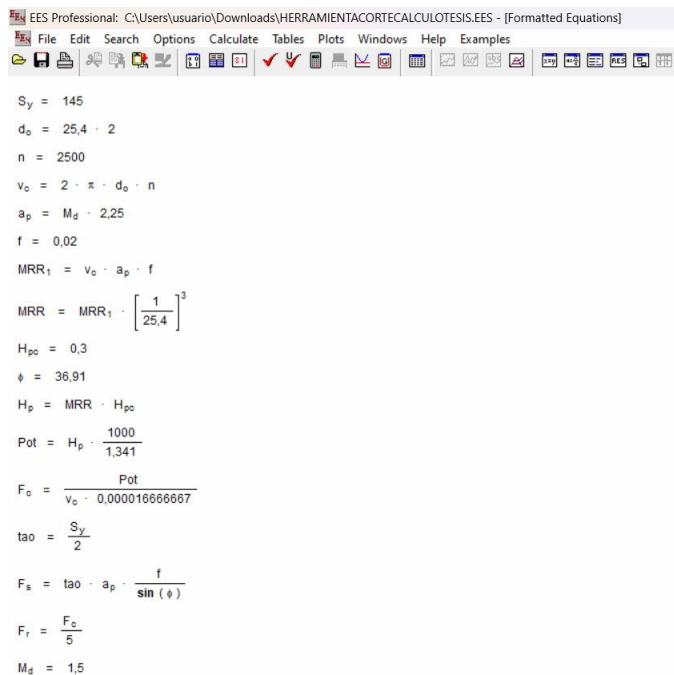
Tabla 12*Parámetros, materiales y condiciones de corte de la pieza de trabajo*

Material	Dureza hb	Sy (mpa)	Tao(mpa)	Hpu (hp*min /pulg ³)
Aluminio 6061	95 hb	145	207	0,3

Tabla 13*Condiciones de corte*

Vc[mm/min]	Fn[mm/rev]	ap[mm]	MRR [mm ³ /min]	Pot [Hp]
797965	0,02	3,375	3,287	0,9861

Figura 21*Cálculo de análisis de esfuerzos*



EES Professional: C:\Users\usuario\Downloads\HERRAMIENTACORTECALCULOTESIS.EES - [Formatted Equations]

File Edit Search Options Calculate Tables Plots Windows Help Examples

$S_y = 145$
 $d_o = 25,4 \cdot 2$
 $n = 2500$
 $v_o = 2 \cdot \pi \cdot d_o \cdot n$
 $a_p = M_d \cdot 2,25$
 $f = 0,02$
 $MRR_1 = v_o \cdot a_p \cdot f$
 $MRR = MRR_1 \cdot \left[\frac{1}{25,4} \right]^3$
 $H_{pc} = 0,3$
 $\phi = 36,91$
 $H_p = MRR \cdot H_{pc}$
 $Pot = H_p \cdot \frac{1000}{1,341}$
 $F_c = \frac{Pot}{v_o \cdot 0,0000166666667}$
 $\tau_{ao} = \frac{S_y}{2}$
 $F_s = \tau_{ao} \cdot a_p \cdot \frac{f}{\sin(\phi)}$
 $F_r = \frac{F_o}{5}$
 $M_d = 1,5$

A continuación, se presentan los resultados de los análisis aplicados de esfuerzos herramienta de corte, teniendo en cuenta que con el cálculo de estas fuerzas de la herramienta de corte se realiza diseño del eje y análisis de finitos para la placa portaherramientas.

Tabla 14*Cálculo de fuerzas de herramienta de corte*

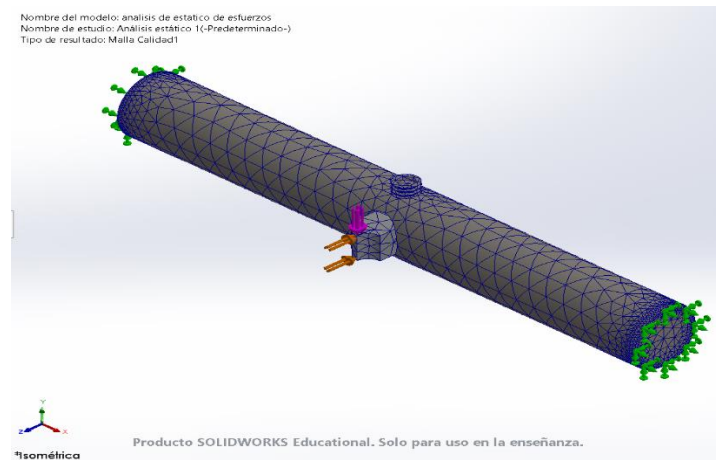
Fuerza de corte	55,29 N
Fuerza radial	11,06 N
Fuerza cizallamiento	8,15 N
Angulo de corte	36,91

Dentro de este análisis se tuvo en cuenta la posición que ocupan las fuerzas existentes en el plano de la herramienta de corte (buril), representándose la fuerza de corte, que actúa en dirección paralela al movimiento de la herramienta, y la fuerza radial (cuya dirección es

perpendicular al plano de trabajo); ambas fuerzas hacen referencia al comportamiento que debe presentar la herramienta a lo largo del mecanizado y su análisis permite optimizar los parámetros de corte y mejora el rendimiento del sistema como se muestra en la figura 22.

Figura 22

Aplicación de fuerzas existentes en plano herramienta de corte



4.8.4 Analisis de elementos finitos (sistema de corte eje y buril)

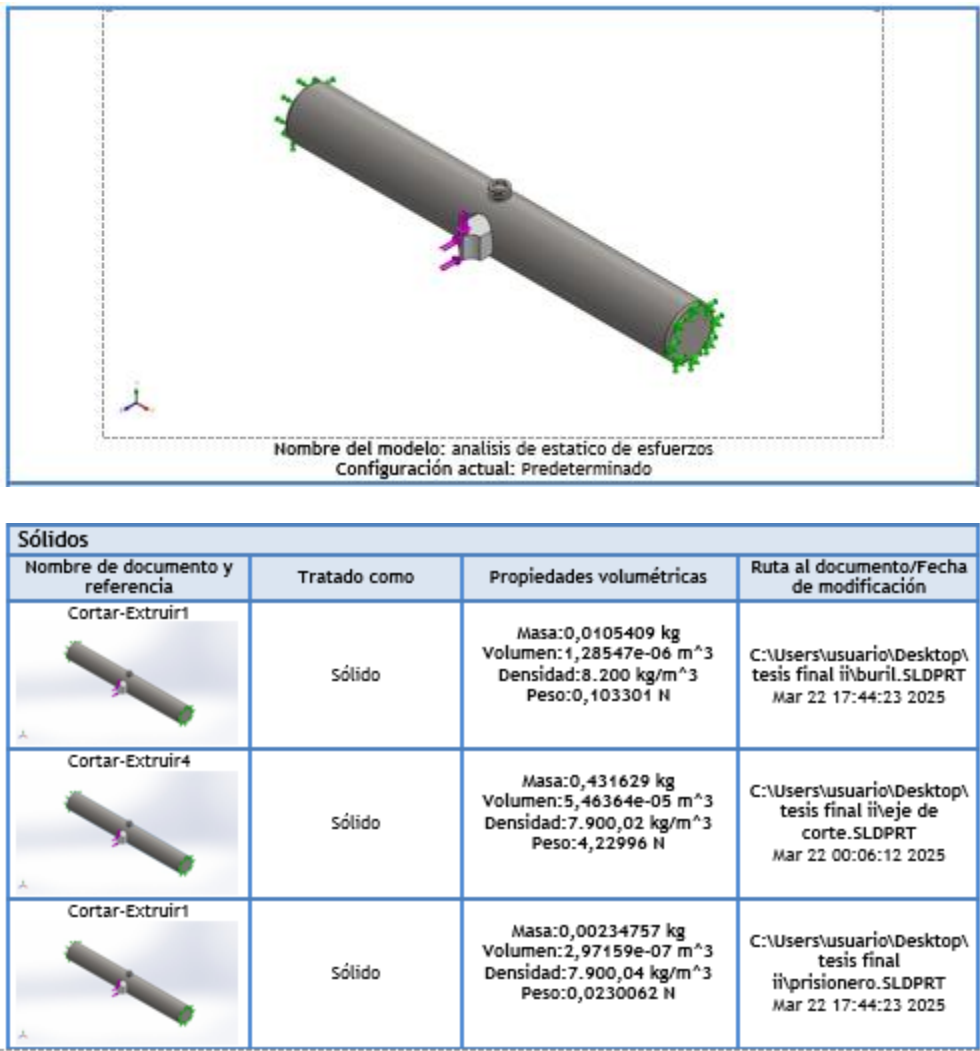
En los resultados del análisis de esfuerzos, solo se determinaron dos fuerzas interactuando: la fuerza de corte y la fuerza radial; la fuerza axial se anula debido a que la geometría proporcionada por el buril de corte, al actuar en ambas caras, es simétrica, lo que cancela su efecto. El eje se modelará como una viga con doble apoyo, fijado en sus extremos al contrapunto y al mandril. Para este estudio, se procedió a analizar el modelo CAD utilizando un mallado de medio a fino.

A continuación, se presentan las características y dimensiones del sistema de herramienta de corte, incluyendo los componentes analizados en el estudio estático de esfuerzos que para mayor profundización de estos se pueden remitir a los Anexos G y H.

El modelo consta de tres sólidos principales: un buril ("Cortar-Extrair1") con una masa de 0,0105 kg y densidad de 8.200 kg/m³, un cuerpo de corte ("Cortar-Extrair4") de 0,4316 kg con densidad 7.900 kg/m³, y un prisionero ("Cortar-Extrair1") de 0,0023 kg (ver figura 23). Estos elementos, fabricados en acero, determinan las cargas distribuidas en el sistema.

Figura 23

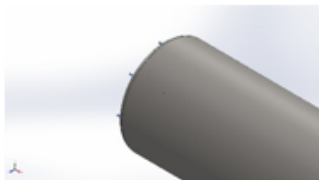
Dimensiones del sistema de sujeción y corte



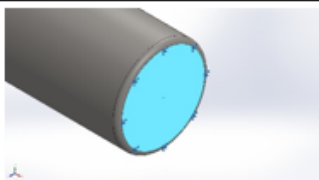
El eje se ancla al extremo mediante el apoyo fijo (contrapunto y mandril), y las fuerzas de interacción (corte y radial) actúan en punta del buril. La forma simétrica del buril anula el efecto de la fuerza axial, lo que se deduce de los resultados que entrega el análisis y se justifican las propiedades volumétricas (volumen, peso y densidad) que validan las condiciones de carga aplicadas en la simulación CAD para mallado medio-fino. Posteriormente se contextualizan las cargas del sistema tanto de sujeción como de corte.

Figura 24

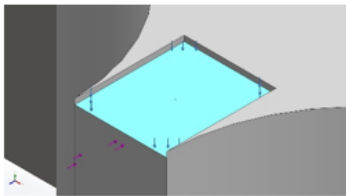
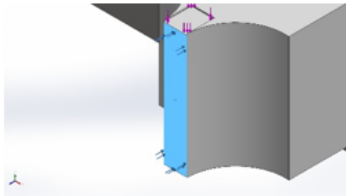
Cargas del sistema de sujeción y corte

Nombre de sujeción	Imagen de sujeción	Detalles de sujeción			
Fijo-1		Entidades: 1 cara(s)			
		Tipo: Geometría fija			

Fuerzas resultantes				
Componentes	X	Y	Z	Resultante
Fuerza de reacción(N)	7,04099	27,4223	5,57949	28,8564
Momento de reacción(N.m)	0	0	0	0

Fijo-2		Entidades: 1 cara(s)			
		Tipo: Geometría fija			

Fuerzas resultantes				
Componentes	X	Y	Z	Resultante
Fuerza de reacción(N)	-7,041	27,8677	5,4805	29,2612
Momento de reacción(N.m)	0	0	0	0

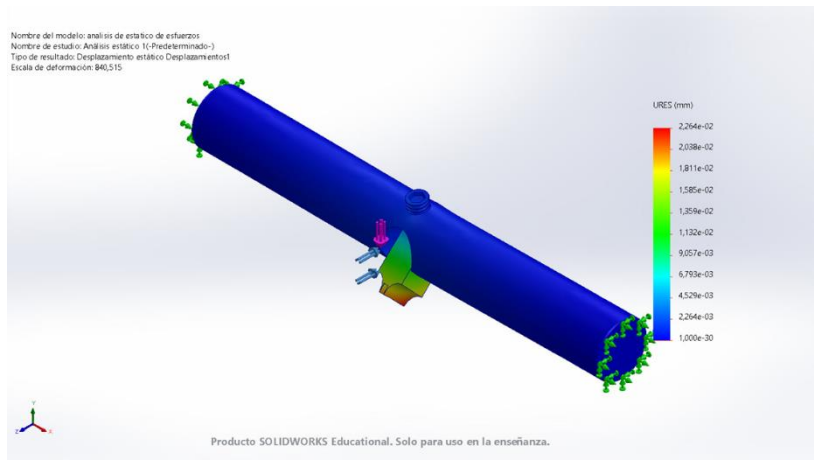
Nombre de carga	Cargar imagen	Detalles de carga						
Fuerza-1		<table><tr><td>Entidades:</td><td>1 cara(s)</td></tr><tr><td>Tipo:</td><td>Aplicar fuerza normal</td></tr><tr><td>Valor:</td><td>55,29 N</td></tr></table>	Entidades:	1 cara(s)	Tipo:	Aplicar fuerza normal	Valor:	55,29 N
Entidades:	1 cara(s)							
Tipo:	Aplicar fuerza normal							
Valor:	55,29 N							
Fuerza-2		<table><tr><td>Entidades:</td><td>1 cara(s)</td></tr><tr><td>Tipo:</td><td>Aplicar fuerza normal</td></tr><tr><td>Valor:</td><td>11,06 N</td></tr></table>	Entidades:	1 cara(s)	Tipo:	Aplicar fuerza normal	Valor:	11,06 N
Entidades:	1 cara(s)							
Tipo:	Aplicar fuerza normal							
Valor:	11,06 N							

4.8.5 Resultados de estudios

El análisis de desplazamientos en SOLIDWORKS revela el comportamiento estructural bajo carga, con un desplazamiento de 2,264e-02 mm como máximo y uno mínimo de 0 mm.

Figura 25

Analisis desplazamiento método von moisés



El análisis de desplazamientos realizado en SolidWorks permitió evaluar el comportamiento estructural del sistema bajo carga. Se registró un desplazamiento mínimo absoluto de 0,000 mm en el nodo 410, lo cual confirmó que las condiciones de contorno y las restricciones

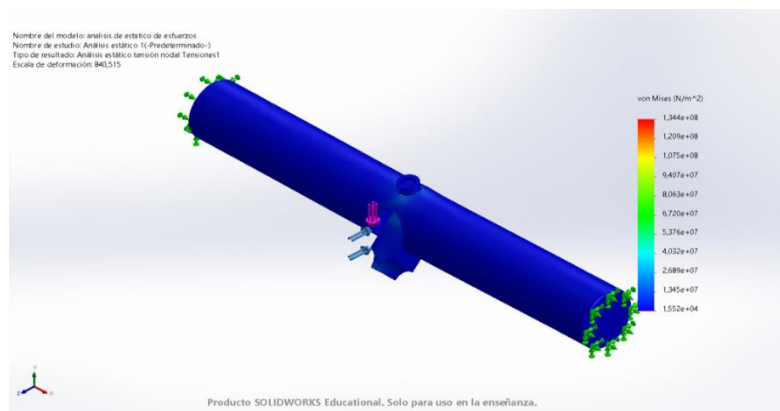
de los soportes se aplicaron correctamente. Este valor, próximo a cero, indica zonas totalmente fijas, conforme al diseño geométrico propuesto.

Por otro lado, el desplazamiento máximo fue de 0,02264 mm en el nodo 2, lo que refleja una alta rigidez estructural del conjunto. Esta baja deformación sugiere que tanto la geometría como los materiales seleccionados son apropiados para las condiciones operativas previstas. Además, la distribución uniforme de los desplazamientos en la malla valida la estabilidad mecánica del sistema frente a las cargas aplicadas.

Aunque los resultados globales sí son considerados satisfactorios, conviene contraponer el máximo desplazamiento con los criterios de diseño específicos del componente y con las tolerancias funcionales, pues la estructura presenta seguridad estructural bajo las acciones críticas, no obstante ello se recomienda un análisis adicional para comprobar si se podría modificar de forma notable alguna de las precisiones importantes, aunque su diseño es válido y aún se puntualizan posibles aspectos en los que futuro análisis podrían corroborar un comportamiento válido.

Figura 26

Análisis deformaciones unitarias equivalentes



El análisis de deformación unitaria equivalente en SolidWorks permitió observar el comportamiento del material bajo carga. Se registró una deformación mínima de $3,000\text{e-}08$ en el elemento 818, ubicado en una zona con baja sollicitación, lo cual es consistente con la presencia de restricciones bien aplicadas. Estos resultados indican que dichas regiones permanecen estables durante la prueba.

La máxima deformación fue de $3,469\text{e-}04$ y se presentó en el elemento 10766, correspondiente a una zona de alta concentración de esfuerzos. Este valor, aunque bajo, se localiza en áreas cercanas a las cargas aplicadas y a discontinuidades geométricas, tal como es esperable desde un punto de vista estructural y la distribución gradual de las deformaciones en el modelo confirma la validez del comportamiento simulado y respalda la coherencia del diseño bajo las condiciones analizadas.

Los hallazgos corroboran que la estructura no sufrirá deformaciones límite, manteniéndose dentro de los propios límites del material, por tanto, se valida el diseño actual, aunque sugiere la necesidad de verificar aspectos específicos en aplicaciones de alta precisión.

4.8.6 Característica tipo de mallado finito

Se inició el análisis con una malla sólida de calidad adecuada y la generó utilizando un mallador basado en curvatura, así como en elementos cuadráticos de orden elevado. Para la resolución se utilizó una configuración de 16 puntos jacobianos, que garantizaba un alto estándar de precisión, teniendo en cuenta que los tamaños oscilaban entre un máximo de 5,75 mm y un tamaño mínimo de 0,57 mm; y la malla no se reprocesó a partir de las mayas de piezas que fracasaron y finalmente se llegó a un total de 19.880 nodos y a 11.723 elementos, donde un 93,1% de dichos elementos presentaban un cociente de aspecto inferior a 3, indicando que se había llegado a un alto nivel de calidad.

Los resultados pusieron de manifiesto que únicamente el 1,77% de los elementos fueron capaces de superar el valor de un cociente de aspecto de 10, no mostrando elementos distorsionados; este proceso de mallado se concluyó de forma correcta en 7 segundos, lo cual no solo corroboró la precisión de la simulación, sino que también la rapidez de la misma; de una forma que todos estos parámetros mantenían el balance adecuado y deseado entre detalle computacional y rendimiento de la simulación que se había realizado del análisis estructural.

Figura 27

Información de malla

Tipo de malla	Malla sólida
Mallador utilizado:	Malla basada en curvatura de combinado
Puntos jacobianos para malla de alta calidad	16 Puntos
Tamaño máximo de elemento	5,74815 mm
Tamaño mínimo del elemento	0,574025 mm
Calidad de malla	Elementos cuadráticos de alto orden
Mallar de nuevo las piezas fallidas de forma independiente	Desactivar

Información de malla - Detalles

Número total de nodos	19880
Número total de elementos	11723
Cociente máximo de aspecto	26,084
% de elementos cuyo cociente de aspecto es < 3	93,1
El porcentaje de elementos cuyo cociente de aspecto es > 10	1,77
Porcentaje de elementos distorsionados	0
Tiempo para completar la malla (hh:mm:ss):	00:00:07
Nombre de computadora:	

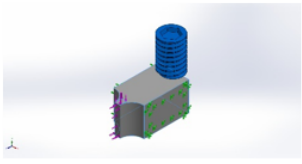
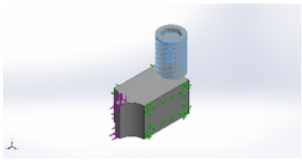
4.8.7 Elementos de corte

Antes de llevar a cabo el análisis de las características del conjunto de corte, fue clave conocer las propiedades mecánicas del buril utilizado.

En este caso, se empleó un buril de acero rápido (HSS), material ampliamente conocido en el mecanizado (por su resistencia al desgaste, tenacidad y capacidad para conservar la dureza a altas temperaturas (ver figura 28) que resultaron determinantes para plantear el resultado de este en el proceso de corte.

Figura 28

Propiedades del acero rápido (HSS)

Referencia de modelo	Propiedades	Componentes
	Nombre: HSS Tipo de modelo: Isotrópico elástico lineal Criterio de error predeterminado: Desconocido Límite elástico: $1e+09 \text{ N/m}^2$ Límite de tracción: $1,5e+09 \text{ N/m}^2$ Módulo elástico: $2,1e+11 \text{ N/m}^2$ Coefficiente de Poisson: 0,27 Densidad: 8.000 kg/m^3 Módulo cortante: $8,2677e+10 \text{ N/m}^2$	Sólido 1(Cortar-Extruir1)(buril-2)
Datos de curva:N/A		
	Nombre: AISI 1020 Tipo de modelo: Isotrópico elástico lineal Criterio de error predeterminado: Desconocido Límite elástico: $3,51571e+08 \text{ N/m}^2$ Límite de tracción: $4,20507e+08 \text{ N/m}^2$ Módulo elástico: $2e+11 \text{ N/m}^2$ Coefficiente de Poisson: 0,29 Densidad: 7.900 kg/m^3 Módulo cortante: $7,7e+10 \text{ N/m}^2$ Coefficiente de dilatación térmica: $1,5e-05 \text{ /Kelvin}$	Sólido 1(Cortar-Extruir1)(prisionero-1)
Datos de curva:N/A		

A continuación, se presentan los cuatro buriles de acero rápido (HSS) seleccionados para el análisis; cada uno de estos fue afilado con un módulo diferente: 0.8, 1.0, 1.25 y 1.5, con el fin de estudiar el comportamiento del sistema frente a distintas geometrías de corte y comparar el desempeño mecánico de cada herramienta y su influencia en la transmisión de esfuerzos durante el proceso de mecanizado.

Figura 29

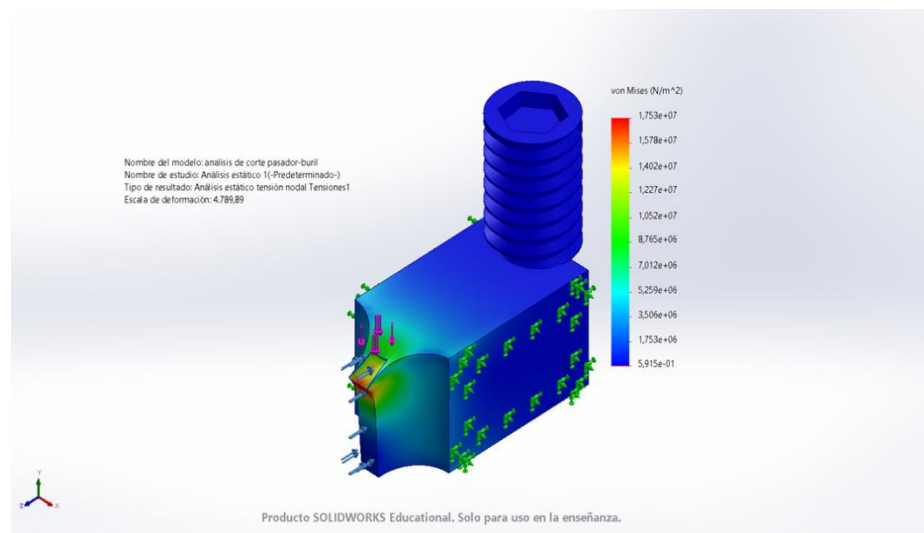
Buriles de acero rápido (HSS) de módulos 0.8, 1.0, 1.25 y 1.5



Con el propósito de analizar el comportamiento mecánico del buril a través del empleo del proceso de corte, se llevó a cabo un análisis estático mediante la utilización del software CAD SolidWorks cuyo resultado se muestra en la figura 30, el cual determino la distribución de esfuerzos y de deformaciones del sistema, para las fuerzas que había que incorporar a la herramienta. Los resultados muestran que las deformaciones y el estado de tensiones en el perfil de corte del pasado y el buril son bajas y que, por el contrario, las máximas deformaciones se localizaban en el perfil de corte de la herramienta.

Figura 30

Simulación del análisis estático de corte pasador buril



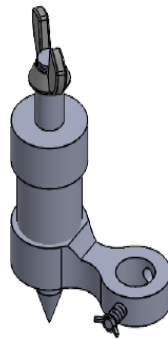
5. Construcción de la Torre Portaherramientas

5.1 Elaboración de planos en detalle finales de base del punzón

A continuación, se muestra el plano principal de la base del punzón, las especificaciones en detalle se muestran en el Anexo I:

Figura 31

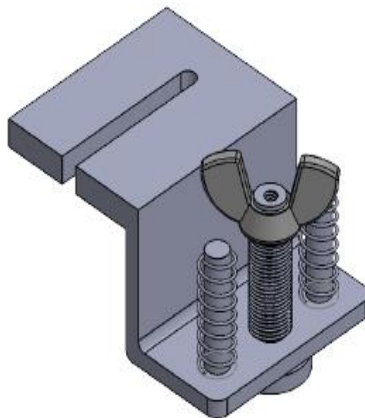
Plano de base del punzón



Posteriormente se muestra el plano principal de la base, las especificaciones se muestran en el Anexo J.

Figura 32

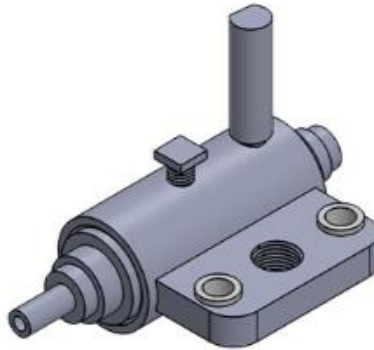
Plano de base



Finalmente se muestra el plano principal de cuerpo, las especificaciones de este se muestran en el Anexo K.

Figura 33

Plano principal Cuerpo



5.2 Selección de materiales

Para llevar a cabo la construcción de la torre portaherramientas se seleccionó el acero AISI 1020 como material utilizado en la fabricación puesto que es adecuado y competitivo ofreciendo las propiedades mecánicas requeridas; este es utilizado de manera general al ser polivalente y con la propiedad de abarcar infinitas aplicaciones industriales, además de ser un compromiso equilibrado entre rendimiento y coste, ya que desde este proyecto no solamente se persigue tener una elección no sólo es justificada por cuestiones técnicas, sino que también es necesario demostrar que se trata de un proyecto optimizador de recursos y funcional y económico.

De entre las razones que justifican esta elección, el bajo precio del acero 1020 tiene una especial relevancia; a diferencia de otras aleaciones con mayor porcentaje en carbono o elementos adicionales que la varilla este permite llegar a unos precios económicamente buenos, además de estar fácil de conseguir en el mercado, dado que cuenta con una disponibilidad que hace, además,

que la fabricación de la torre portaherramientas no pase por un proceso largo que suponga un costo adicional en la búsqueda de dicho acero.

Tiene otra ventaja importante; dispone de una buena maquinabilidad, derivada de su relativamente bajo contenido de carbono, que es de aproximadamente 0.20 %; lo que permite realizar operaciones de torneado, fresado o taladrado más fácilmente, minimizando de esta manera el desgaste de las herramientas de corte y evitando tener que recurrir a las técnicas de mecanizado más evolucionadas; del mismo modo, al no tener una dureza muy elevada facilita el conformado y fabricación, es decir, acelera el proceso de producción y no requiere la aplicación de tratamientos térmicos en las etapas iniciales.

Aunque, no es el material más resistente que se puede encontrar dentro de la gama de aceros que se caracteriza por su resistencia mecánica adecuada para este proyecto, dado que llega a soportar las cargas y esfuerzos típicos a los que estará sometido la torre portaherramientas en el momento de su uso. Si se diseña un portaherramientas que requiera de mayor durabilidad o resistencia al desgaste en áreas específicas, el material también habilita la posibilidad de aplicar tratamientos térmicos superficiales como, por ejemplo, la carburización, con lo cual también se puede aumentar su vida útil, además de una mejora en su actuación cuando se somete a situaciones críticas.

Finalmente, la soldabilidad del acero AISI 1020, es otra de las propiedades que refuerzan su elección. De este modo, se puede unir componentes intrínsecamente (esto es, sin tratamientos opcionales de soldadura) con una rapidez de fabricación y de posibles reparaciones.

A continuación, se presentan las propiedades tanto mecánicas como físicas de este acero:

Tabla 6

Propiedades mecánicas y físicas del acero AISI 1020

Propiedades mecánicas	
Resistencia a la tracción (Mpa)	394,7
Limite elástico (Mpa)	294,8
Elongación (%)	36,5
Reducción de área (%)	66
Dureza (HB)	111
Tenacidad (J)	123,4
Propiedades físicas	
Gravedad específica	7,83
Módulo de elasticidad Gpa	190-200
Coefficiente de Poisson's	0,27-0,3

5.3 Selección de dimensiones de los engranajes

La selección de dimensiones de los engranajes constituye un aspecto clave para asegurar el funcionamiento preciso del sistema; en este proyecto, se diseñó una solución basada en el principio de una fresadora con divisor, incorporando como novedad un divisor de relación 1:1.

Para su implementación, se utilizó un engranaje estándar del mercado que se acopla en un extremo, mientras que en el otro extremo se fija la pieza a mecanizar. Esta configuración permite una sincronización exacta entre el engranaje de referencia (ver Figura 34) y la pieza en proceso, lo que garantiza una mecanización constante y precisa.

Además, el uso de componentes ya elaborados reduce el tiempo y el costo de fabricación, a la vez que facilita el cumplimiento de las especificaciones técnicas establecidas para el dimensionamiento de los engranajes en este proyecto.

Figura 34*Engranajes guía*

Las características de los engranajes guía que se pueden visualizar anteriormente son las siguientes que se presentan en la tabla 14:

Tabla 15*Características de los engranajes guía*

Módulo	Numero de dientes (N)	Diámetro (D)
0,8	30	25,6 mm
1	20	22 mm
1,25	25	33,75 mm
	30	40 mm
1,5	12	21 mm
	20	22 mm

5.4 Construcción de la Torre Portaherramientas

La forma elegida para la construcción de la Torre Portaherramientas es aquella que presenta en primera instancia una camisa que en su interior da cabida a un eje que ha sido elaborado para que permanezca lubricado y en condiciones óptimas de funcionamiento, siendo fundamental para el mismo, pues representa el soporte de los accesorios fundamentales, tal como el soporte del

punzón, que viene a ser la pieza que actúa de divisor y que sirve para marcar el paso durante el mecanizado.

Adicionalmente, incluye una media luna integrada en la propia estructura, la cual presenta la posibilidad de incorporar un dispositivo que permita ajustar la altura del sistema, con la finalidad de controlar la profundidad del corte, como se muestra en el dibujo de la siguiente figura 35.

Figura 35

Cuerpo principal



Desde esta configuración, tanto la idoneidad de la fabricación de los engranajes como la durabilidad y eficiencia del montaje garantizará, como expectativas de los diferentes objetivos técnicos del proyecto.

De igual forma, se diseñó un eje que se constata como guía aprovechando los parales que existen y sus canales para colocar los accesorios necesarios: en el eje que se incorpora un soporte para el punzón que dicho soporte es a la vez divisor y que marca el paso en el mecanizado; se incorpora un tornillo para facilitar la lubricación del sistema, como se muestra en la figura 36. El

diseño realizado hace que el espacio sea óptimo, da paso a que la etapa del mecanizado sea precisa y de duración amplia.

Figura 36

Eje principal de la Torre Portaherramientas



Del mismo modo, fue desarrollado un soporte formado por dos paraleles cuya finalidad es la de guiar el movimiento vertical del sistema con una mayor precisión y estabilidad, ver figura 37. Este cuenta con un orificio central para la colocación de un tornillo en el que se ajusta el conjunto y adicionalmente, los paraleles incorporan resortes que permiten, por un lado, favorecer una estabilidad estructural adecuado del sistema y por otro, ayudar a la ejecución del movimiento de elevación de un mecanismo bastante ligado a otro sistema más grande, en pro de un movimiento más fluido y fiable.

Figura 37

Base de la Torre Portaherramientas



Asimismo, el sistema diseñado incorpora un cilindro roscado por los dos extremos, lo cual otorga la importancia en la fijación y el ajuste durante el ensamble; el cual en su interior cuenta con un punzón con resorte que garantiza su descenso progresivo y sostiene correctamente el engranaje, en el mecanizado, también en la parte en la que se ubica el mecanismo de ajuste se incorporó la cabeza de mariposa, obteniéndose así una aplicación de fuerza más eficiente y ergonómica ante la elevación (ver figura 38); con el propósito de garantizar que el montaje sea más operativo y además, también obtenga una serie de mejoras y de prácticas de uso que se ajusten a las exigencias técnicas y funcionales de la Torre Portaherramientas.

Figura 38

Subsistema soporte del punzón



Finalmente, se llevó a cabo el diseño de un eje porta-buril que se encarga de sujetar y fijar el buril por medio de un prisionero, garantizando así la estabilidad del eje porta-buril durante la operación de mecanizado (Ver figura 39 y 40). Es importante aclarar que el buril, que ya ha sido conformado con la geometría concreta del respectivo módulo a mecanizar, gira a alta velocidad, lo que permite conseguir cortes precisos y eficientes y se da garantía de que el diseño establece no

solo la obtención de la precisión necesaria para la fabricación de engranajes, sino también la durabilidad y fiabilidad del sistema puesto que cumple con los requerimientos técnicos.

Figura 39

Eje de corte de la Torre Portaherramientas

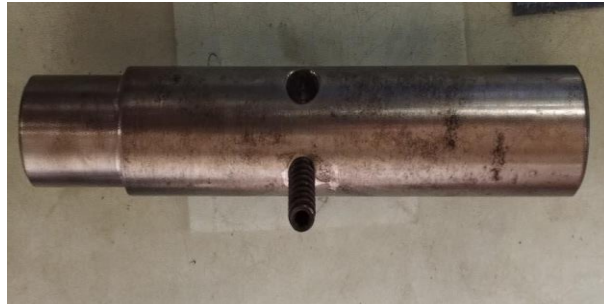


Figura 40

Eje de corte de la Torre Portaherramientas



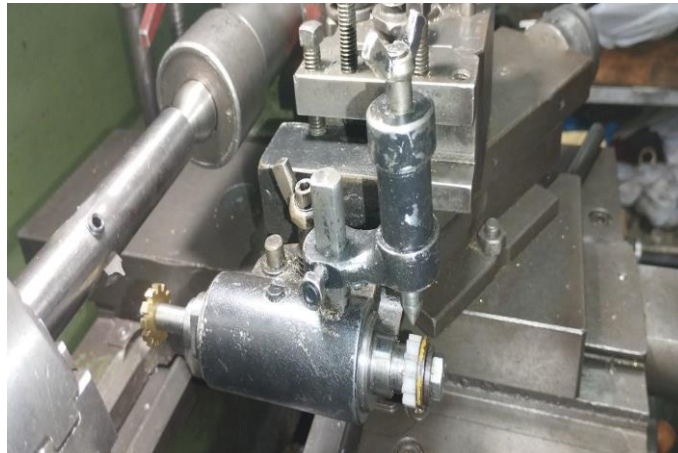
Finalmente, el ensamble completo se puede observar en la figura 41, en el cual se observa que el conjunto total del sistema incluye cada uno de los elementos diseñados que garantizan un funcionamiento exacto y eficaz, dando comienzo con la colocación del eje porta-buril que mantiene fijo al buril mediante un prisionero, garantizando de esta forma el hecho de que el buril se mantenga en posición mientras se mecaniza.

A continuación se encuentra el cuerpo cilíndrico que contiene roscas en ambos lados y que aloja al punzón con resorte que permite un descenso controlado y que a su vez se tires de la cabeza

de mariposa para propiciar su situación elevada; los paraleles que los erigen dan cabida a un desplazamiento vertical guiado por los muelles que lo sostienen y que le dan estabilidad, y que a su vez el soporte del punzón y el tornillo que ceñiría a la lubricación darían cabida a un funcionamiento suave y preciso. Este conjunto y el divisor de relación 1:1, y el engranaje que se utilizaría como referencia permitirían la fabricación de engranajes rectos con un alto componente de precisión y de repetibilidad en el torno convencional.

Figura 41

Montaje del ensamble completo al torno



6. Analisis de calidad

Con base en las condiciones de diseño anteriores para el mecanizado de engranajes rectos de módulos concretos de 0.8 a 1.5, obtenidos en el objetivo anterior, se procede a la medición de la calidad de los engranajes que proceden de la experiencia realizada. Se realiza una medición de la calidad mediante un ensayo dinámico básico, el cual consiste en superponer un engranaje de

referencia elaborado en el mercado (ACTOBOTICS PN 615198, M0.8 en aluminio), mostrado en la figura 42, sobre los engranajes obtenidos en la experiencia efectuada.

Figura 42

Engranaje del mercado marca REF



El método anterior permitió comparar y comprobar la precisión y la capacidad de funcionamiento de los engranajes mecanizados. La norma de referencia está en ANSI/AGMA 2001-D04, en el punto 8.1, el apartado que hace referencia a que son las consideraciones con respecto a los factores que son de tipo dinámico.

Como establece dicha norma se entiende como factores dinámicos la vibración de las masas de los engranajes y las fuerzas que aparecen en los dientes. Las fuerzas que aparecen en los dientes de los engranajes, a causa de unas determinadas aceleraciones relativas que son consecuencia del "error de transmisión", el cual hace referencia a todas las desviaciones que pueden encontrarse en la relación de las velocidades de entrada y salida, que en un principio deberían ser las mismas en un conjunto de engranajes perfectamente elaborado.

La finalidad fundamental del ensayo dinámico se centró en la identificación y medición de estas vibraciones y fuerzas, de modo tal que se verifique que los engranajes fabricados satisfacen

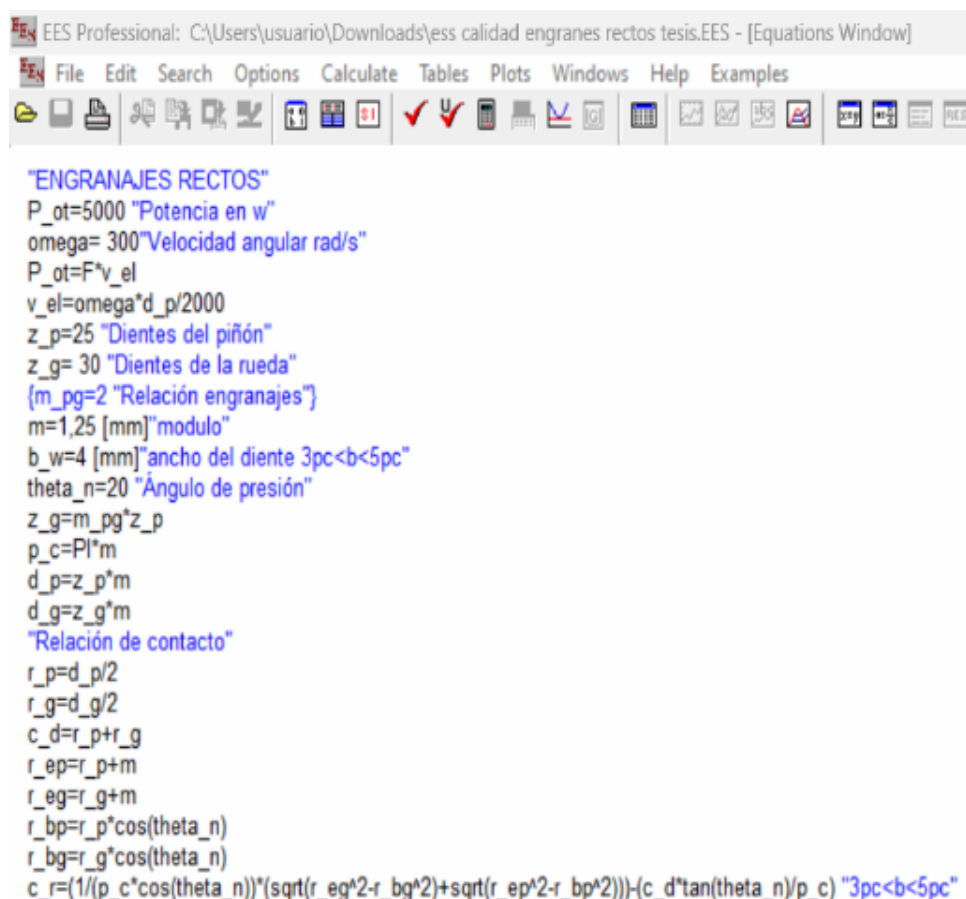
los estándares exigidos para un correcto funcionamiento, de manera que se desarrolló la comparación de los engranajes mecanizados con el engranaje de referencia, verificando que los errores en la transmisión son los permitidos, asegurando el buen funcionamiento en la práctica.

6.1 Cálculo de contacto entre dientes

A continuación, se muestran los parámetros y ecuaciones fundamentales para calcular el contacto entre dientes en un sistema de engranajes, entre los que se encuentran las variables.

Figura 43

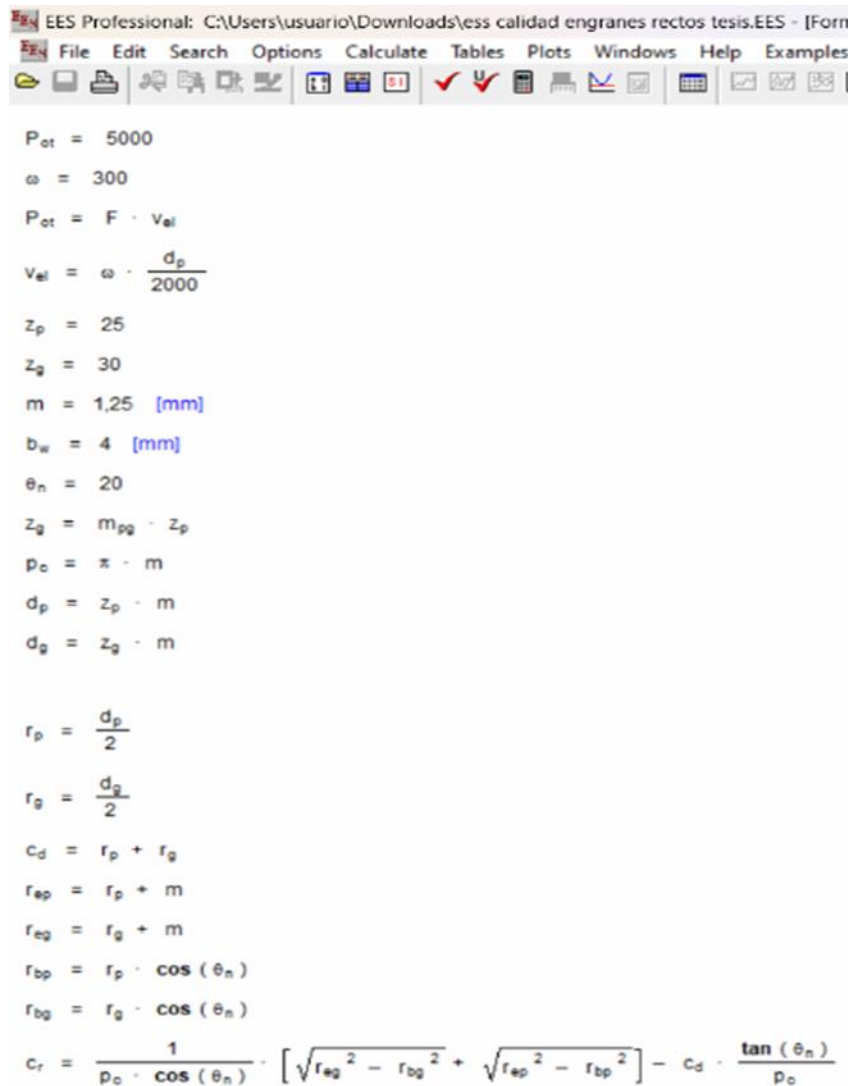
Cálculo el contacto entre dientes en un sistema de engranajes



```

EES Professional: C:\Users\usuario\Downloads\ess calidad engranes rectos tesis.EES - [Equations Window]
File Edit Search Options Calculate Tables Plots Windows Help Examples
[Icons]

"ENGRANAJES RECTOS"
P_ot=5000 "Potencia en w"
omega= 300 "Velocidad angular rad/s"
P_ot=F*v_el
v_el=omega*d_p/2000
z_p=25 "Dientes del piñón"
z_g= 30 "Dientes de la rueda"
{m_pg=2 "Relación engranajes"}
m=1,25 [mm] "modulo"
b_w=4 [mm] "ancho del diente 3pc<b<5pc"
theta_n=20 "Ángulo de presión"
z_g=m_pg*z_p
p_c=PI*m
d_p=z_p*m
d_g=z_g*m
"Relación de contacto"
r_p=d_p/2
r_g=d_g/2
c_d=r_p+r_g
r_ep=r_p+m
r_eg=r_g+m
r_bp=r_p*cos(theta_n)
r_bg=r_g*cos(theta_n)
c_r=(1/(p_c*cos(theta_n))*(sqrt(r_eg^2-r_bg^2)+sqrt(r_ep^2-r_bp^2)))-(c_d*tan(theta_n)/p_c) "3pc<b<5pc"
  
```



EES Professional: C:\Users\usuario\Downloads\ess calidad engranes rectos tesis.EES - [Form

File Edit Search Options Calculate Tables Plots Windows Help Examples

$$\begin{aligned}
 P_{et} &= 5000 \\
 \omega &= 300 \\
 P_{et} &= F \cdot v_{el} \\
 v_{el} &= \omega \cdot \frac{d_p}{2000} \\
 z_p &= 25 \\
 z_g &= 30 \\
 m &= 1,25 \text{ [mm]} \\
 b_w &= 4 \text{ [mm]} \\
 \theta_n &= 20 \\
 z_g &= m_{pg} \cdot z_p \\
 p_o &= \pi \cdot m \\
 d_p &= z_p \cdot m \\
 d_g &= z_g \cdot m \\
 r_p &= \frac{d_p}{2} \\
 r_g &= \frac{d_g}{2} \\
 c_d &= r_p + r_g \\
 r_{ep} &= r_p + m \\
 r_{eg} &= r_g + m \\
 r_{bp} &= r_p \cdot \cos(\theta_n) \\
 r_{bg} &= r_g \cdot \cos(\theta_n) \\
 c_r &= \frac{1}{p_o \cdot \cos(\theta_n)} \cdot \left[\sqrt{r_{eg}^2 - r_{bg}^2} + \sqrt{r_{ep}^2 - r_{bp}^2} \right] - c_d \cdot \frac{\tan(\theta_n)}{p_o}
 \end{aligned}$$

Estos datos son fundamentales para analizar la interacción entre los perfiles dentados, evaluar la relación de contacto y garantizar un funcionamiento eficiente y sin interferencias en el mecanismo.

El ensayo dinámico KV es un método fundamental para cuantificar la interrelación entre dientes de un engranaje con otro. En la figura 44 se muestra la interrelación existente entre un engranaje fabricado usando torre portaherramientas con uno adquirido en el mercado de manera

que se logra comparar lo teórico con lo practico demostrando la correcta interrelación cumpliendo la norma.

Figura 44

Ensayo dinámico KV



Obteniéndose como resultado la siguiente relación de contacto creada entre engranajes la cual repercute directamente en la transmisión suave de la potencia y en la durabilidad de la mecanización de los engranajes. Además, permite elegir los grupos de engranajes de acuerdo con el módulo y número de dientes y el coeficiente de contacto (Cr).

Con este prueba de ensayo dinámico, no se logra asegurar la calidad precisa en el mecanizado del engranaje recto, es necesario la adecuación de pruebas estandarizadas como lo son micrómetros, calibraciones y proyectores de perfiles de alta precisión para un análisis de verificación de alta calidad, regidos bajo norma ISO1328- 1 y ANSI/AGMA 2001 -2015 D04.

Tabla 16

Relación de contacto entre dientes

Relación de contacto entre dientes			
Zg	Zp	M	Cr
30	72	0,8	1,733
30	30	0,8	1,654
20	20	1	1,557
25	31	1,25	1,636

25	25	1,25	1,612
31	31	1,25	1,661
12	12	1,5	1,42

7. Analisis de costos

El objeto de este análisis consiste en medir la viabilidad del proyecto en términos económicos; para ello, los costos se clasifican en cuatro categorías principales: materiales, fabricación y mecanizado, mano de obra y suministros adicionales; a continuación, se detalla el desglose con los respectivos costos en los que se incurrió.

Tabla 17

Categorización de costos

Categoría	
<u>Materiales (Insumos)</u>	
Acetal Barras (todas las medidas)	\$ 78.996,96
Aluminio	\$ 45.000,00
Bronce	\$ 42.000,00
Rodamientos	\$ 8.000,00
Buril cuadrado de acero rápido	\$ 263.600,00
Total	\$ 437.596,96
<u>Fabricación y mecanizado</u>	
Fabricación de machos	\$ 300.000,00
Fabricación de insertos	\$ 320.000,00
Arreglo de pieza	\$ 80.000,00
Fabricar macho pequeño	\$ 50.000,00
Fabricación pieza según medidas	\$ 250.000,00
Fabricación pieza adicional más grande	\$ 50.000,00
Corte de arandelas de aluminio	\$ 75.000,00
Corte de arandelas en bronce	\$ 10.000,00
Total	\$ 1.135.000,00
<u>Mano de obra</u>	
Horas de trabajo Divisor de montaje	\$ 1.305.000,00

Horas de trabajo inserto de corte	\$ 90.000,00
Total	\$ 1.395.000,00
<u>Suministros adicionales</u>	
Suministro macho	\$ 45.000,00
Suministro bronce	\$ 21.000,00
Suministro #	\$ 45.000,00
SAE	\$ 20.998,74
Pago 26*9	\$ 28.000,00
Total	\$ 159.998,74

Ahora bien, con el fin de realizar una evaluación de la viabilidad, en primer lugar, se realiza una comparación entre los costos del proyecto con los precios del mercado de elementos equivalentes, como el plato divisor, para el caso del divisor de montaje y la herramienta de corte fresa madre para el inserto de corte.

Tabla 18

Comparación de costos

Elemento fabricado	Costo de fabricación	Elemento del mercado equivalente	Precio del mercado
Divisor del montaje	\$ 2.453.995,70	Plato divisor	\$ 13.997.000
Inserto de corte	\$ 168.400,00	Fresa madre Modulo 0,5-3	\$ 681.979,00
Inserto de corte	\$ 168.400,00	Fresa madre Modulo 1,5	\$ 822.658,00

De lo anterior se puede identificar:

- El divisor del montaje, fabricado expresamente para este caso, tiene un importe de \$ 2.453.995,70; este elemento es funcionalmente análogo a un plato divisor comercialmente disponible, que costaría el precio de \$13.997.000, lo que supone un ahorro del 82,5%, demostrando así una considerable ventaja económica; de un punto de vista ingenieril, este ahorro proviene de: la optimización de materiales, el ahorro en costos laborales y el hecho

de no tener márgenes comerciales; el divisor de montaje manufacturado además podría ser a medida para el torno convencional, lo que no sólo supone un ahorro sino que se incrementa la eficacia y la precisión del montaje.

- Por otro lado, los insertos de corte fabricados tienen un coste unitario de \$168.400,00. Estos insertos son los equivalentes a las fresas madre de la oferta existente en el mercado, las cuales van desde los \$681.979,00 (módulo 0,5-3) o bien los \$822.658,00 (módulo 1,5), lo que resulta en un ahorro económico del 75,3% y del 79,5% para ambos módulos, respectivamente. De esta forma, la fabricación de los insertos de corte, dando opción al modelo de ajuste específico del proyecto, también nos permite ahorrar costos de adaptación a los equipos de fabricación y aumentar la precisión de los engranajes fabricados. Desde el punto de vista de la ingeniería, este resultado no solo está justificado por la inversión realizada, sino que, además, nos garantiza un mejor desempeño operativo que el de las fresas madre comerciales.

A continuación, se profundizará un poco más a través del análisis de sensibilidad y de rentabilidad (ROI).

a) Análisis de Sensibilidad

A partir de este análisis se ve cómo las variaciones en los precios de los insumos o procesos afectan el costo total del proyecto, es decir; cómo se plantean determinadas situaciones en función de ciertas variaciones en los precios de los materiales, en la mano de obra o en otros factores que son determinantes.

Escenarios propuestos:

- **Escenario Base:** Costos actuales del proyecto.
- **Escenario 1:** Aumento del 10% en el costo de los materiales.

- **Escenario 2:** Aumento del 5% en el costo de la mano de obra.
- **Escenario 3:** Reducción del 5% en el tiempo de fabricación.

Tabla 19*Evaluación de escenarios*

Escenario	Costo del Divisor del Montaje	Costo de los Insertos de Corte	Costo Total del Proyecto
Escenario Base	\$ 2.453.995,70	\$ 168.400,00	\$ 2.622.395,70
Escenario 1 (+10% materiales)	\$ 2.471.395,40	\$ 174.990,00	\$ 2.646.385,40
Escenario 2 (+5% mano de obra)	\$ 2.519.245,70	\$ 169.525,00	\$ 2.688.770,70
Escenario 3 (-5% tiempo fabricación)	\$ 2.388.745,70	\$ 167.275,00	\$ 2.556.020,70

El análisis de sensibilidad ejecutado permite poder identificar de qué manera se desarrollan los cambios de los costos de materiales, mano de obra y tiempo de fabricación y estos cómo condicionan el costo total del divisor del montaje y de los insertos de corte. En el Escenario 1, el cual considera la variación del 10% en el costo de los materiales, el costo total del divisor del montaje pasaría a ser de \$ 2.471.395,40 y el de los insertos de corte pasaría a ser de \$ 174.990,00, es decir, un incremento del 10%. Este escenario pone de manifiesto que el impacto de los materiales en los costos es grande, y si se realiza un análisis en el capítulo de insertos de corte, la variación en costo es un 10% pero proporcionalmente mucho más alta, debido a su dependencia de insumos específicos como el acero rápido, entre otros.

En el Escenario 2, comenzó a aumentar un 5% el costo de la mano de obra para una estructura de costos del divisor del montaje con un costo total de \$ 2.519.245,70 y el de los insertos de corte de \$ 169.525,00. En el 2º Escenario se concluyó que la mano de obra es una parte muy relevante de la estructura del costo del divisor de montaje, ya que representa un porcentaje alto en el costo del divisor de montaje.

Por el contrario, el Escenario 3, el cual estudia una disminución del 5% en el tiempo de fabricación, presenta un decremento en los costos totales; el divisor del montaje desciende hasta los \$ 2.388.745,70, como así también, los insertos de corte hasta los \$ 167.275,00; el cual pone en manifiesto que optimizando el tiempo de fabricación, se podría obtener ahorros considerables, sobre todo en lo que respecta a la mano de obra, que es uno de los factores que conlleva una mayor inversión de recursos económicos. En definitiva, la evaluación de sensibilidad confirma que los costos del proyecto son muy sensibles a los incrementos de materiales y a la mano de obra, pero también que una buena gestión del tiempo de fabricación podría reducir estos impactos en el proyecto, así como también la viabilidad económica del mismo.

A partir del anterior análisis se puede recomendar:

- Realizar una adecuada negociación de los materiales, ya que esos tienen un impacto elevado sobre los costos, se aconseja plantearse la búsqueda de un proveedor que ofrezca un mejor precio o bien descuentos por un volumen de compra que alineen mejor el costo con la venta.
- Mejorar la eficiencia en la mano de obra, dado que la capacitación del personal o técnicas que pueden ser más eficientes suponen una disminución del tiempo de fabricación que puede llegar a suponer ahorros como se ve en el Escenario 3.
- Si se es necesario y oportuno realizar una reutilización de materiales, principalmente los sobrantes de otros proyectos para reducir la salida de los costos de insumos.

b) Análisis de Rentabilidad (ROI - Retorno de la Inversión)

Este análisis está proyectado hacia la realización del cálculo del tiempo tomará recuperar la inversión inicial al comparar los costos de fabricación propia con los precios de mercado. Los datos requeridos para el mismo son:

- **Costo total de fabricación:** \$2.622.395,70 (divisor del montaje + insertos de corte).
- **Precio de mercado equivalente:** \$ 13.997.000 (plato divisor) + \$681.979,00 (fresa madre módulo 0,5-3) = \$14.678.979,00.
- **Ahorro total:** $14.678.979,00 - 2.622.395,70 = \$12.056.583,30$.

Cálculo del ROI:

En este caso el ahorro se considera como un "retorno" de la inversión inicial, el ROI es inmediato, ya que el ahorro supera ampliamente el costo de fabricación. Sin embargo, para su análisis se debe considerar el uso del equipo fabricado en múltiples proyectos para que el ROI se pueda calcular en función del tiempo de uso.

Supuesto: El divisor del montaje y los insertos de corte se usarán en 5 proyectos similares al año.

Ahorro anual: $\$12.056.583,30 * 5 = \$12.056.583,30 * 5 = \$60.282.916,50$.

ROI: El costo de fabricación se recupera en el primer proyecto, y los siguientes generan ahorros netos, dado que se puede visualizar que el ahorro es mayor al costo de fabricación.

En conclusión, en este sentido la fabricación propia tiene un ROI extremadamente positivo puesto que el ahorro es superior al coste de la fabricación ya en el primer proyecto. Con lo cual se justifica tanto la viabilidad económica y además la rentabilidad de esta, convirtiéndola así en una opción de alta competitividad frente a la compra de estos elementos comercialmente.

No obstante, además de los ahorros directos, el ahorro en costos de la fabricación propia (como mostraba el Escenario 3) no solo proporciona una mejora en la viabilidad económica del proyecto sino una mejora de la competitividad frente a las soluciones comerciales. Por ejemplo, en este caso como el divisor del montaje y los insertos de corte fabricados tienen un costo evidente mucho más reducido que los equivalentes del mercado, lo cual podría implicar ofrecer a otros

laboratorios o empresas de mecanizado herramientas similares a un coste muy optimizado permitiendo comercializar diseños o replicar el proyecto en otros entornos.

8. Conclusiones

La primera conclusión indica que el rendimiento del diseño estuvo limitado por la falta de selección adecuada de parámetros y por deficiencias en componentes críticos, como la varilla roscada. Estas condiciones generaron inestabilidad estructural y baja precisión en el proceso de mecanizado, especialmente bajo cargas de impacto, donde se evidenciaron interferencias rotacionales y traslacionales que afectaron la continuidad del sistema.

Además, el análisis del perfil del diente reveló desviaciones significativas respecto a la geometría esperada, lo que comprometió directamente la calidad dimensional del engranaje fabricado.

A su vez, el modelo que se propone no logró superar en ningún caso el desempeño de las técnicas tradicionales empleadas, como el macho convencional, variando las condiciones operativas; la forma de controlar la velocidad de rotación por contacto simultáneo de cuatro dientes del machuelo resultó en una estrategia fallida, viéndose interferida con el perfil del diente y en consecuencia afectándose tanto la precisión como la consistencia del mecanizado realizado. Por ello se recomienda recurrir en su lugar a otra alternativa tal como puede ser el uso de una fresa madre que optimice la manera de abordar el rendimiento y sirva para generar resultados que vayan mejorando en función de mejores implementaciones logradas.

La segunda de las conclusiones que se concretan es que en el primer diseño analizado se evidenció la importancia del contrapunto para asegurar un centrado y una fijación exactos, lo que a su vez aumentaba la exactitud del propio proceso, adicional se realizaron mejoras en los parámetros de corte y se tuvo la elaboración de un eje divisor de dos puntos de sujeción que permitiera acoplar a la vez un engranaje-copia y la pieza de trabajo a mecanizar. A su vez, la torre

portaherramientas pasó a ser rediseñada para permitir tres grados de libertad, que desde ese momento facilitarían un control más exacto de la profundidad del diente.

La tercera conclusión a la que se llega es que se logró evaluar la calidad del mecanizado a partir de ensayos en formas dinámicos y del estudio en profundidad de su perfil de dientes, contrastando los resultados teóricos con las condiciones reales, pero el cálculo teórico de los dientes en contacto permitió determinar la eficiencia y la calidad de la construcción del engranaje, mediante la comparación obtenida del contacto físico con el real, describiendo las diferentes condiciones que podían perturbar el funcionamiento del sistema.

Las pruebas realizadas durante el análisis del diseño permitieron demostrar que aunque el diseño representó un buen comportamiento en ciertas condiciones, la variabilidad del contacto real de los dientes, junto a las variaciones de los métodos de mecanizado, evidenciaron limitaciones de uniformidad en el mecanizado; por tanto se valida la importancia de validar los diferentes modelos teóricos y las condiciones prácticas para mejorar la precisión y la fiabilidad en la optimización del procesamiento del diseño que se podrá realizar en futuras versiones del diseño.

Por último, el análisis económico del proyecto pone de manifiesto su viabilidad y rentabilidad cuando se comparan los costos de fabricación interna / propia con los precios de los productos de venta en el mercado; la fabricación del divisor de montaje permitió llegar a una reducción del 82,5% respecto a su correspondiente precio de mercado, y los insertos de corte lograron reducciones que estaban comprendidas entre el 75,3% y el 79,5% en comparación con los precios de fresas madre; estos ahorros son atribuidos a una optimización de materiales, a una disminución en su precio de venta correspondiente y a un mejoramiento anticipado.

Asimismo, el análisis de sensibilidad demuestra que, aun cuando los precios de los productos mostraron una cierta sensibilidad con incrementos en el costo de los materiales y en los

salarios por los trabajos de mecanizado, esta puede anularse cuando se controla el tiempo de fabricación, llegando a producirse incluso ahorros respecto al presupuesto elaborado inicialmente.

Desde la óptica financiera, la rentabilidad de esta alternativa ya es superior a la de la fabricación propia, dado que el volumen de ahorro que se produce es ampliamente superior al coste de fabricación (por ejemplo, si tomamos como base un único proyecto), y si lo multiplicamos por el número de aplicaciones, la rentabilidad es alta, convirtiendo la fabricación propia en una alternativa muy competitiva. Sin embargo, esto no sólo asegura el ahorro, sino que mejora la exactitud y la adaptación del equipo, permitiendo la comercialización de las soluciones personalizadas a otras empresas.

9. Recomendaciones

Para optimizar el sistema, se sugiere implementar motores paso a paso en los desplazamientos rotacionales y lineales, permitiendo una automatización precisa del posicionamiento de los dientes. Esta solución reemplazaría el mecanismo de engranaje copia, reduciendo errores acumulativos y aumentando la versatilidad del equipo para adaptarse a distintas configuraciones de tallado con mayor eficiencia y repetibilidad.

Se propone reemplazar el teflón con acetal (POM) por su mayor resistencia a la fatiga y estabilidad dimensional, mientras que para operaciones de mecanizado en aluminio se aconseja aumentar las pasadas de corte para compensar su abrasividad característica, mejorando la calidad del acabado y reduciendo el deterioro acelerado de los filos de corte.

Dado el significativo ahorro económico (75-82%) y las ventajas técnicas demostradas, se recomienda implementar la fabricación propia del divisor de montaje y los insertos de corte, optimizando los costos mediante negociaciones estratégicas con proveedores, capacitación del personal para mejorar la eficiencia productiva, y evaluación de oportunidades de comercialización para capitalizar la inversión; esta aproximación no solo garantiza la viabilidad del proyecto actual sino que establece bases para futuros desarrollos con igual enfoque de optimización costo-beneficio.

Referencias Bibliográficas

- American Gear Manufacturers Association . (2001). *ANSI/AGMA 2001-D04*. Obtenido de
Fundamental Rating Factors and Calculation Methods for Involute Spur and Helical Gear
Teeth:
https://members.agma.org/MyAGMA/MyAGMA/Store/Item_Detail.aspx?iProductCode=2001_D04&Category=STANDARDS
- ANGIS. (2023). *Engranajes de dientes rectos: Tipos, ventajas y aplicaciones* . Obtenido de
<https://angis.es/engranajes-de-dientes-rectos-tipos-ventajas-y-aplicaciones/>
- Carreras, D. (2012). *Mecanismo para Dentar por generación en una fresadora universal* .
Obtenido de <https://www.eae-publishing.com/catalog/details/store/gb/book/978-3-8484-7065-5/mecanismo-para-dentar-por-generaci%C3%B3n-en-una-fresadora-universal>
- Carro, J., Flores, F., & Flores, I. (2012). *Análisis de esfuerzo de contacto en engranes rectos aplicando el criterio de Hertz con ingeniería asistida por computadora*. Obtenido de
<https://www.redalyc.org/pdf/614/61424633003.pdf>
- Direct Industry . (2022). *Engranaje hipode*. Obtenido de
<https://www.directindustry.es/prod/arrow-gear-company/product-56967-724493.html>
- Direct Industry. (2024). *Engranaje Cónico*. Obtenido de <https://www.directindustry.es/prod/wmh-srl/product-99689-924495.html>
- Franco, J. (2015). *Diseño y construcción de un banco experimental para la medición de la desviación radial compuesta total de engranajes rectos*.
- Groover, M. (2007). *Fundamentos de Manufactura Moderna Materiales, procesos y Sistemas* .
Obtenido de

<https://books.google.com.co/books?id=tcV0l37tUr0C&printsec=frontcover#v=onepage&q&f=false>

Grupo GAES Sistemas Mecánicos. (2022). *Engranajes cilíndricos y cónicos*. Obtenido de <https://grupogaes.com/tienda/transmision/transmision-mecanica/engranajes-cilindricos-y-conicos/>

Gutiérrez López, R. (2019). *Mecánica Técnica*. Obtenido de Elementos de Máquina: https://www.ecured.cu/Tornillo_sin_fin

Horsburgh & Scott. (2025). *Terminología de engranajes*. Obtenido de <https://horsburgh-scott.com/es/gear-terminology/>

ICONTEC. (1976). *Engranajes rectos y helicoidales. Características*. Obtenido de <https://tienda.icontec.org/gp-engranajes-rectos-y-helicoidales-caracteristicas-ntc1140-1976.html>

Inafuku Yoshida, L. H. (2018). *Automatización del modelamiento geométrico y de la generación de planos de fabricación de engranajes cilíndricos*. Obtenido de <https://tesis.pucp.edu.pe/items/d91fc693-55d7-48ab-ae2a-4e2d3f4b6f05>

Jiménez, b., & Silva, B. (2020). *Desarrollo de material didáctico virtual para facilitar la enseñanza del fresado de engranajes de dientes*. Obtenido de <https://repository.udistrital.edu.co/handle/11349/29959>

Mat Web. (2025). *Aluminio 6061-O*. Obtenido de <https://www.matweb.com/search/DataSheet.aspx?MatGUID=626ec8cdca604f1994be4fc2bc6f7f63&ckck=1>

Mesa, J., & Estupiñan, N. (2019). *Diseño y construcción de un montaje para realizar engranajes plásticos mediante el fresado por generación para el laboratorio de la materia diseño de*

- máquinas ii*. Obtenido de <https://noesis.uis.edu.co/items/b851f82a-be93-47aa-a6d8-34bb8e5e7a4f/request-a-copy?bitstream=b12bd550-9f18-4ad2-ad87-82c57c2b7b40>
- Pernía, A., Blanco, J., Sierra, J., Azofra, J., & Martínez, J. (2018). *Prácticas de Mecanizado en Torno y Fresadora*. Obtenido de <https://dialnet.unirioja.es/descarga/libro/708694.pdf>
- Rueda, E., & Vilorio, R. (2020). *Diseño y simulación de automatización de un torno convencional a CNC en la Universidad Antonio Nariño Sede Puerto Colombia*. Obtenido de <http://repositorio.uan.edu.co/bitstream/123456789/3142/2/2020ElmerDavidRuedaRamirez.pdf>
- Sanchez, P. (2013). *Estudio del comportamiento mecánico de transmisiones de engranajes helicoidales con anchos de caras desiguales*. Obtenido de <https://core.ac.uk/download/pdf/60426085.pdf>
- Universidad de Sevilla. (2019). *Engranajes*. Obtenido de <https://biblus.us.es/bibing/proyectos/abreproy/4483/fichero/6.+Engranajes.pdf>
- Vásquez, X. (2022). *Diseño y Fabricación de Portaherramientas Especial*. Obtenido de Proyecto Fin de Grado : <https://repositorio2.unican.es/xmlui/handle/10902/25342?show=full>
- Viteri, H., Quevedo, V., & Tirado, E. (2016). *Diseño y construcción del elementos de transmisión con dientes rectos para una caja de cambios*. Obtenido de <https://dspace.uazuay.edu.ec/handle/datos/6223>
- Z, M., & Gonzalez, G. (2022). *Diseño de un prototipo para la fabricación automática de engranajes cilíndricos rectos y helicoidales en materiales blandos*. Obtenido de <https://es.scribd.com/document/583920225/DISENO-DE-UN-PROTOTIPO-PARA-LA-FABRICACION-AUTOMATICA-DE-ENGRANAJES-CILINDRICOS-RECTOS-Y-HELICOIDALES-EN-MATERIALES-BLANDOS>

Zaroual El Miri, M. (2017). *Diseño y fabricación de una herramienta de torno asistida por vibración*. Obtenido de <https://upcommons.upc.edu/bitstream/handle/2117/111350/Memoria.pdf>