



UNIVERSIDAD DE CONCEPCIÓN
FACULTAD DE INGENIERÍA
DEPARTAMENTO INGENIERÍA MECÁNICA



**Diseño de un banco de ensayos para el análisis de las emisiones acústicas
generadas por el contacto de perfiles evolventes de engranajes**

POR

Felipe Andrés Segura Da Fonseca

Memoria de Título presentada a la Facultad de Ingeniería de la Universidad de Concepción para
optar al título profesional de Ingeniero Civil Mecánico

Profesor Guía:

Dr. Ing. Félix Leaman Weiffenbach

Julio 2023
Concepción (Chile)

© 2023 Felipe Andrés Segura Da Fonseca

© 2023 Felipe Andrés Segura Da Fonseca

Se autoriza la reproducción total o parcial, con fines académicos, por cualquier medio o
procedimiento, incluyendo la cita bibliográfica del documento

Agradecimientos

En primer lugar, me gustaría agradecer a mi familia, especialmente a mi madre Marcela y mi padre Renato, por su constante apoyo y consejos a lo largo de mi paso por la universidad, por inculcarme mis valores y la cultura de jamás rendirme a pesar de las adversidades.

También quiero agradecer a mis hermanos Renato y Consuelo, por siempre estar ahí para sacarme una sonrisa y permitirme ser más feliz.

Quiero agradecer al profesor Félix Leaman, por introducirme al tema de las emisiones acústicas, además por darme la oportunidad de formar parte de su equipo de trabajo para el presente proyecto, y ser un constante apoyo y fortalecimiento de mis conocimientos.

Agradecer a mis compañeros Nicolás Anabalón y Natalia Quinteros, que fueron un gran apoyo en los procesos de fabricación y configuración de los prototipos en impresión 3D.

Agradecer además a don Rodrigo Moreno y al profesor Eduardo Núñez, por la orientación entregada respecto a los métodos de fabricación óptimos para la fabricación del banco de ensayos en acero.

Por último, quiero agradecer a los profesores de la facultad de ingeniería mecánica, por entregarme sus conocimientos y tiempo para mi fortalecimiento como persona y profesional durante estos seis años de estudios.

Resumen

En la presente memoria de título, se desarrolla el diseño de un banco de ensayos que simula el contacto de dientes de engranajes, con el fin de estudiar las emisiones acústicas generadas durante el funcionamiento. Este trabajo se encuentra en el marco del proyecto Fondecyt titulado “*Modelling and Experimental Validation of the Acoustic Emissions Generated by Sliding-rolling contacts in Gear Transmissions Including Faults*”, que busca desarrollar un marco teórico que permita predecir las emisiones acústicas generadas por engranajes, y de este modo utilizar el análisis de las emisiones acústicas como una herramienta confiable de detección de fallas tempranas en engranajes. Este banco de ensayos es necesario dado que para lograr el objetivo planteado en el proyecto se requiere un diseño simple que permita obtener mediciones precisas y confiables aisladas de ruido, y de este modo validar experimentalmente a las emisiones acústicas generadas durante el contacto de los dientes de engranajes.

El proceso de diseño ha seguido una metodología que ha implicado la identificación y análisis del problema, estableciendo requisitos clave para el diseño del banco de ensayos. A través de la división del problema en distintas variables de solución, se conceptualizaron y evaluaron diferentes alternativas de diseño, para posteriormente seleccionar la solución más prometedora que cumpliera con los criterios establecidos.

La etapa de materialización del banco de ensayos se llevó a cabo utilizando conocimientos de cinemática, con el apoyo de programas de diseño, asegurando la precisión necesaria para simular condiciones de operación impuestas. De este modo se le da dimensiones geométricas al diseño y se asegura la presencia de un punto de paso de deslizamiento a rodadura pura. Además, se contempla la fabricación de un prototipo por medio de impresión 3D para comprobar el correcto funcionamiento del mecanismo y proponer cambios necesarios y posibles mejoras para la optimización del diseño.

A través de la aplicación de esta metodología de diseño, se logró obtener un prototipo de un banco de ensayos funcional que satisface con la condición de paso de deslizamiento a rodadura, y a través de mediciones preliminares se logra determinar dificultades y problemas que pueden surgir en el proceso de adquisición de los datos con el fin de obtener mediciones precisas y confiables en el banco de ensayos final fabricado en acero. Con el presente trabajo se espera contribuir al avance del proyecto, permitiendo obtener un modelo que permita la detección de fallas en los engranajes utilizando las emisiones acústicas como una herramienta de diagnóstico confiable y precisa. Además, se espera que los resultados obtenidos proporcionen una base sólida para futuras investigaciones y mejoras en el campo del mantenimiento predictivo de sistemas de engranajes.

Abstract

In this thesis, the design of a test bench that simulates the contact of gear teeth is presented to study the acoustic emissions generated during operation. This work is within the framework of the Fondecyt project entitled "*modelling and experimental validation of the acoustic emissions generated by sliding-rolling contacts in gear transmissions including faults*", which seeks to develop a theoretical model to predict the acoustic emissions generated by gears and thus use the analysis of acoustic emissions as a reliable tool for detecting early faults in gears. This test bench is necessary because to achieve the objective of the project, a simple design is required to obtain accurate and reliable noise isolated measurements and thus experimentally validate the acoustic emissions generated during the contact of gear teeth.

The design process has followed a methodology that has involved the identification and analysis of the problem, establishing key requirements for the design of the test bench. By dividing the problem into solution variables, different design alternatives were conceptualized and evaluated to select the most promising solution that met the established criteria.

The materialization stage of the test bench was carried out using knowledge of kinematics with the support of design programs, ensuring the necessary accuracy to simulate imposed operating conditions. In this way, geometrical dimensions are given to the design and the presence of a pure sliding to rolling step is ensured. In addition, the fabrication of a prototype using 3D printing is contemplated to check the correct operation of the mechanism and to propose necessary changes and possible improvements for the optimization of the design.

Through the application of this design methodology, it was possible to obtain a prototype of a functional test bench that satisfies the condition of sliding to rolling step, and through preliminary measurements it was possible to determine difficulties and problems that may arise in the data acquisition process, with the purpose of obtaining accurate and reliable measurements in the final test bench made of steel. With the present work it is expected to contribute to the progress of the project, to obtain a model that allows the detection of gear failures using acoustic emissions as a reliable and accurate diagnostic tool. In addition, it is expected that the results obtained will provide a solid basis for future research and improvements in the field of predictive maintenance of gear systems.

Tabla de Contenidos

Tabla de Contenidos	iii
Lista de Tablas	v
Lista de Figuras	vi
Glosario	viii
CAPÍTULO 1: Introducción.....	1
1.1 Contexto y definición del problema	1
1.2 Estado del arte	2
1.3 Hipótesis	4
1.4 Objetivos generales y específicos	4
1.5 Metodología.....	5
CAPÍTULO 2: Marco teórico	7
2.1 Emisiones acústicas: una visión general.....	7
2.2 Fuentes emisoras de emisiones acústicas	10
2.3 Propagación de las emisiones acústicas.....	11
2.4 Medición de las emisiones acústicas	13
2.5 Análisis e interpretación de señales.....	15
CAPÍTULO 3: Diseño de conceptualización	16
3.1 Funciones y requisitos	16
3.2 Variables de solución.....	17
3.3 Soluciones propuestas.....	17
3.4 Criterios de selección.....	19
CAPÍTULO 4: Diseño de materialización	22
4.1 Perfiles conjugados y ley de engrane para distintos perfiles	22
4.2 Geometría del banco de ensayos	24
4.3 Cinemática del diseño.....	28
4.4 Relación deslizamiento/rodadura	33
4.5 Dimensionamiento inicial.....	34
4.6 Diseño del diente	38
4.7 Diseño de la mesa para montaje	39
4.8 Selección de los rodamientos	40
4.9 Selección de pernos	43
4.10 Ensamblaje de las piezas	43

CAPÍTULO 5: Fabricación de un prototipo.....	45
5.1 Fabricación de las piezas	45
5.2 Montaje del prototipo	46
5.3 Pruebas del funcionamiento del prototipo	47
5.4 Pruebas preliminares.....	48
5.5 Posibles mejoras del prototipo.....	53
5.6 Consideraciones para la fabricación en acero.....	55
CAPÍTULO 6: Conclusiones y trabajo futuro.....	59
6.1 Conclusiones.....	59
6.2 Trabajo futuro	59
Referencias	61
Anexo A: Especificaciones de los rodamientos	64
Anexo B: Mediciones de las EA	67

Lista de Tablas

Tabla 3.1: División del problema en variables de solución	17
Tabla 3.2: Criterios de selección	20
Tabla 3.3: Sistema de puntajes para la ponderación de los bocetos.....	21
Tabla 3.4: Ponderación de los bocetos	21
Tabla 4.1: Parámetros de diseño para una primera aproximación	35
Tabla 4.2: Variables geométricas	35
Tabla 4.3: Longitudes relevantes.	35
Tabla 4.4: Velocidades de los dientes según los ángulos de apertura.....	36
Tabla 5.1: Propiedades generales del diente de acero AISI 1045	56
Tabla 5.2: Selección de ajustes para el asiento y el alojamiento del rodamiento	58

Lista de Figuras

Figura 1.1: Forma típica de las emisiones acústicas	1
Figura 1.2 Diagrama del proyecto basado en la metodología Pahl y Beitz	5
Figura 2.1: Esquema de la generación y propagación de las EA	8
Figura 2.2: a) Material sin perturbar y b) Dilatación y compresión producto de la propagación de una onda tipo P (Fuente: [5])	8
Figura 2.3:a) Material sin perturbar y b) movimiento transversal del material producto de esfuerzos de corte generados por la propagación de una onda tipo S (Fuente: [5]).....	9
Figura 2.4: Movimiento característico de una partícula debido a ondas superficiales (Fuente: [6]) .	10
Figura 2.5: EA emitidas por la fricción entre las superficies de grieta (Fuente: [7]).....	11
Figura 2.6: Conversión de modo de una onda P reflectada. (Fuente: [5])	12
Figura 2.7: Forma típica de una EA detectada (Fuente: [7]).....	13
Figura 2.8: Instrumentación utilizada para la obtención de datos.....	14
Figura 3.1: Boceto de rodillos con diente helicoidal.....	18
Figura 3.2: Diseño de boceto de ruedas con medio diente de perfil evolvente.....	18
Figura 3.3: Diseño de boceto de perfiles lobulares	19
Figura 3.4: Diseño de boceto de rodillos con dientes evolventes.	19
Figura 4.1: Condición cinemática del contacto entre superficies de dientes de engranajes.....	22
Figura 4.2: Dibujo de una curva evolvente (Fuente: [19]).....	24
Figura 4.3: Vista superior del prototipo de perfiles evolventes	25
Figura 4.4: Esquema de los ángulos y línea de contacto.....	27
Figura 4.5: Sistema equivalente cinemático.....	30
Figura 4.6: Cambio de los vectores de velocidad y fuerza de roce a lo largo del contacto	32
Figura 4.7: Comparación de velocidades tangenciales	36
Figura 4.8:Velocidad de deslizamiento vs ángulo de apertura.....	37
Figura 4.9: Comparación entre la velocidad de deslizamiento y la razón deslizamiento/rodadura ...	37
Figura 4.10: Boceto de la curva evolvente en Inventor.....	38
Figura 4.11: Boceto del diente	39
Figura 4.12: Extrusión del diente	39
Figura 4.13: Diseño de la mesa	40
Figura 4.14: Guía para la designación de rodamientos según norma ISO (Fuente: [20]).....	41
Figura 4.15: Especificaciones de rodamientos de 40 [mm] (Fuente: [20]).....	42
Figura 4.16: Rodamientos 6308/2z	42
Figura 4.17: Proceso de ensamblado en Inventor	43
Figura 4.18: Comparación de la velocidad del punto de inicio de la evolvente de ambos dientes	44
Figura 4.19: Condición de giro donde los dientes tienen distintas velocidades angulares	44
Figura 5.1: Impresión de dientes para el prototipo.....	45
Figura 5.2: Mitades de la mesa impresas	46
Figura 5.3: Unión de las mitades de la mesa.....	46
Figura 5.4: Montaje del prototipo	47

Figura 5.5: Prueba del prototipo.....	47
Figura 5.6: Montaje del sistema de monitoreo	49
Figura 5.7: Preamplificador.....	49
Figura 5.8: Caja de desacople	50
Figura 5.9: Fijación del sensor por medio de una prensa tipo c.....	51
Figura 5.10: Realización del ensayo Hsu-Nielsen	52
Figura 5.11: Esquema del cambio en la posición de la manilla	54
Figura 5.12: Precio por unidad de las barras de acero SAE 1045 con las dimensiones requeridas (Fuente: [22]).....	57
Figura 5.13: Tabla con propiedades aislantes de distintas coberturas para el acero (Fuente: [23])...	58

Glosario

EA	:	Emisiones acústicas
CAD	:	Diseño asistido por computador
ISO	:	Organización internacional de normalización
END	:	Ensayos no destructivos
ASTM	:	Sociedad Estadounidense para pruebas y materiales
AISI-SAE	:	Instituto Americano del Hierro y el Acero-Sociedad de ingenieros automotrices

Símbolos

rb	:	Radio base
rp	:	Radio primitivo
ra	:	Radio de cabeza
Lac	:	Línea de acercamiento
Lal	:	Línea de alejamiento
LC	:	Línea de contacto
Inv	:	Función evolvente
\hat{e}_l	:	Vector unitario normal al punto de contacto
\hat{e}_p	:	Vector unitario tangencial al punto de contacto
A_0	:	Distancia entre centros
P	:	Punto primitivo
C	:	Punto de contacto
T_2	:	Punto de tangencia entre línea de acción y el diente conductor
T_3	:	Punto de tangencia entre línea de acción y el diente conducido
V_{r2}	:	Velocidad de rodadura del diente conductor
V_{r3}	:	Velocidad de rodadura del diente conducido
V_d	:	Velocidad de deslizamiento

Letras griegas

\emptyset	:	Ángulo de presión
φ	:	Ángulo de apertura
β	:	Ángulo formado por las rectas entre el centro de circunferencia, el punto de origen de la evolvente y el punto de contacto
γ_{n1}	:	Ángulo de acercamiento
γ_{n2}	:	Ángulo de alejamiento
ω_2	:	Velocidad angular del diente conductor
ω_3	:	Velocidad angular del diente conducido

CAPÍTULO 1: Introducción

1.1 Contexto y definición del problema

Los sistemas de transmisión por engranajes son unos de los más comunes en la industria para transmitir movimiento y potencia, usados en las industria automovilística, aeronáutica, energética, alimentaria, etc. A la vez, conforman un elemento crítico en los procesos fundamentales de los distintos rubros, por lo que la presencia de una falla puede significar el detenimiento de las unidades principales de generación, producción, distribución, transporte, etc. y con ello pérdidas económicas muy grandes [1].

Con el fin de desarrollar nuevas herramientas que sirvan para poder predecir lo antes posible la condición de falla, ha surgido el análisis por emisiones acústicas (EA) para el monitoreo de condición de equipos, dado que han demostrado varias ventajas y un gran potencial como herramienta de mantenimiento predictivo gracias a sus particulares características, tales como su alta sensibilidad y su origen microscópico, pudiendo detectar fallas potenciales en el momento de inicio de éstas. Sin embargo, actualmente existen formulaciones mayoritariamente empíricas, los estudios realizados para desarrollar modelos teóricos son muy escasos [2]. Al respecto, existen hipótesis que surgen para explicar el origen de las emisiones acústicas, basadas la mayoría principalmente en la observación y experimentos realizados que muestran una clara relación entre la forma de las emisiones acústicas con cambios en las condiciones de operación, regímenes de lubricación, y atributos de la señal [3]. El fenómeno en particular que se busca explicar es el que se observa en la Figura 1.1, donde se puede apreciar una señal continua que posee repentinas ráfagas de alta amplitud y corta duración a lo largo de su dominio, las cuales aún no se tiene tan claro porque se producen estas transientes en la señal.

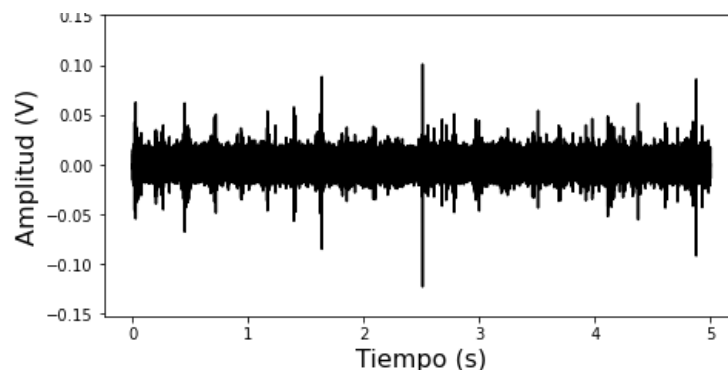


Figura 1.1: Forma típica de las emisiones acústicas

En el marco del proyecto Fondecyt “*modelling and experimental validation of the acoustic emissions generated by sliding-rolling contacts in gear transmissions including faults*” se busca validar la hipótesis de que las ráfagas de EA generadas durante el contacto entre dientes de engranajes son producidas por el paso de deslizamiento a rodadura que ocurre durante el contacto, y desarrollar un marco teórico que permita predecir de manera general las EA generadas por los sistemas de

engranajes, considerando su condición mecánica. Siendo parte de una primera etapa del proyecto, en el presente trabajo se busca desarrollar un banco de ensayos que permita replicar las EA generadas durante el contacto de los dientes de engranajes, pero que además permita aislar o minimizar lo máximo posible el efecto de ruido y superposición de EA que se presenta normalmente en este tipo de mecanismo, entre ellos la superposición de señales producto de los múltiples contactos que ocurren entre los engranajes, de manera de asegurar de que la señal obtenida representa el fenómeno que se quiere estudiar y no esté influenciada por las otras fuentes, que puede llevar a obtener conclusiones erróneas. Por otra parte, dado que en los sistemas de engranajes los dientes suelen ser pequeños y la duración del contacto corta, el banco de ensayos busca aumentar la duración del contacto para separar lo más posible el efecto de deslizamiento y el de rodadura, para poder comparar las EA generadas por ambos efectos y poder visualizar en qué momento del contacto aparecen las ráfagas.

1.2 Estado del arte

Varios autores han investigado y realizado ensayos experimentales respecto de las emisiones acústicas generadas en sistemas de engranajes y cajas reductoras, para validar su uso como técnica para el monitoreo de condiciones en distintas áreas de aplicación. En el presente capítulo se realiza una recopilación de estudios experimentales y teóricos, señalando puntos de mejora e investigaciones necesarias para complementar dichos estudios.

Leaman [4] realiza una recopilación de varios estudios al respecto, los cuales concuerdan que el contacto entre asperezas es una potencial causa de la forma característica de las AE y posiblemente la más aceptada, descartando fenómenos tales como resonancia en el contacto entre dientes y puntos de presión elevados en el lubricante, pero concuerda que falta indagar más en el tema. De este modo, varios autores [5], [6] afirman que para entender el fenómeno de contacto de asperezas es necesario realizar estudios sobre los tipos de fricción que existen en estos mecanismos, dado que investigaciones anteriores se han enfocado en condiciones de contacto muy específicas, pero no realizan mayor ahínco en observar el fenómeno que ocurre al pasar de fricción rodante a deslizante y viceversa [6]. Para ello, establecen las bases para correlacionar el efecto de fricción y las EA, pero desde un punto de vista principalmente empírico. Además, concuerdan de que el estudio se complejiza al considerar más condiciones, como por ejemplo al tomar en cuenta el uso de lubricación.

Una de estas hipótesis es que el origen de las ráfagas de la señal son originadas por el cambio de tipo de contacto que existe en los perfiles evolventes de los engranajes, específicamente se cree que el cambio de deslizamiento a rodadura pura que ocurre en el punto de paso de un par de engranajes es el fenómeno responsable de la particular forma que tienen las emisiones acústicas, lo que es explicado por la modificación de la manera en que interactúan las asperezas de las superficies en contacto. En concreto, Tan y Mba [7] establecen que el deslizamiento entre las superficies genera señales en forma continua, mientras que la rodadura pura es la responsable de generar ráfagas de corta duración, pero alta amplitud. Para esta afirmación se basaron principalmente en la observación de que las ráfagas aparecen aproximadamente en el periodo de contacto entre dientes, además que observaron que al inducir una falla que afecte al perfil evolvente las ráfagas eran menos visibles que en el caso del diente sano, lo que refuerza su hipótesis. Un punto importante que recalcan es que al aumentar la velocidad de giro del piñón aumentan las EA en el deslizamiento producto del aumento de la tasa de deformación

de las asperezas, lo que se relaciona con un aumento en la velocidad de deslizamiento de las superficies. Contrariamente, este aumento de velocidad causa una mayor película de lubricante en el punto primitivo que es donde ocurre la rodadura pura, lo cual produce una disminución de las EA.

Se han realizado más investigaciones para entender mejor el fenómeno de las EA, ensayos realizados por Dowson et al. [8] respaldan el hecho de que en rodadura pura el efecto de la carga no tiene influencia mientras que, si lo hace en la condición de deslizamiento, además relaciona el incremento de la velocidad de rodamiento que produce una disminución de la fuerza de roce, con lo que se ve reflejado en sus resultados: aparecen secciones con el valor rms de las EA relativamente constante. Otro estudio en contraste con [7], es el realizado por Novoa y Vicuña [9] donde afirman que hay factores que afectan las EA que no han sido abordadas en investigaciones. Por ello, proponen nuevas hipótesis para explicar el origen de las ráfagas de las emisiones acústicas, tales como el efecto de deflexión en los dientes que es responsable de las vibraciones, otra hipótesis es la de puntos de presión altos en la película de lubricante en el punto primitivo, la cual a diferencia de Tan y Mba [7] no la descartan por completo. Plantean, además hipótesis relacionada al régimen mixto de lubricación, que afirman que, si la altura de las asperezas supera cierto umbral en relación con el espesor de la película de lubricante, se producen las ráfagas. A pesar de ello, una de las hipótesis que también plantean, y que se busca desarrollar utilizando el banco de ensayos del presente trabajo, es que en el contacto de engranajes ocurre un paso de deslizamiento a rodadura pura y luego deslizamiento en dirección contraria, lo cual también se traduce en un cambio repentino del coeficiente de la fuerza de roce, lo que puede ser la causa que genera las transientes de EA.

Respecto a bancos de ensayos diseñados previamente, Taura y Nakayama [10] diseñan el banco de ensayos mostrado en la Figura 1.2, con el fin de observar el efecto del deslizamiento de una esfera de latón sobre una superficie plana en las EA, inducido al aplicar una fuerza tangencial por medio de un cilindro neumático unido a un resorte. Una vez que dicha fuerza supera a la fuerza de roce estática máxima, causa el deslizamiento. Se registró la fuerza con Strain gauges y se midieron las emisiones acústicas con sensores piezoeléctricos. Se logró observar que al alcanzar la condición de deslizamiento ocurre un incremento en las EA, fenómeno que relacionaron con un cambio de roce estático a cinético. Además, atribuyen cierta influencia en las EA al fenómeno que llaman “micro-deslizamiento”, que corresponde a pequeñas transiciones entre deslizamiento y reposo (roce estático a cinético) que se observa al inicio del deslizamiento, previo a que éste se desarrolle por completo. A pesar de los resultados mostrados, en su experimento no consideran condición de rodadura, si no que pasan del reposo al deslizamiento, por lo que es distinto que para el caso de engranajes en contacto.

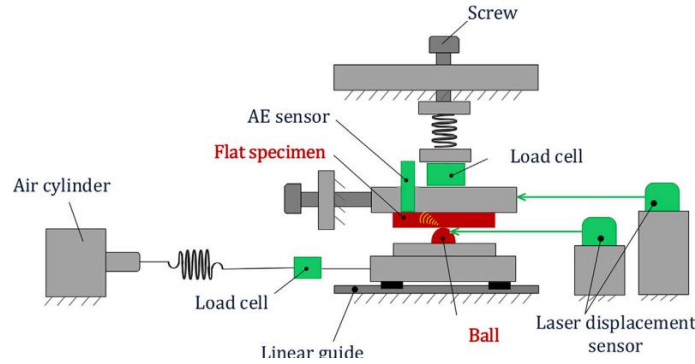


Figura 1.2: Banco de ensayos diseñado por Taura y Nakayama. Fuente: [10]

Con respecto a marcos teóricos, se han desarrollado modelos matemáticos que relacionan los fenómenos de fricción y desgaste [11], lo que es sumamente relevante dado que nos muestran la manera que la fricción funciona, de manera que dos contactos que posean el mismo coeficiente de fricción no necesariamente van a ser iguales, debido a efectos de cambios de aspereza distintos y generación de partículas de desgaste, es decir, que los mecanismos de generación de desgaste influyen en la fricción, con lo que se intuye que las EA también van a ser distintas. A pesar de ello, en este estudio no se incluyen modelos que relacionen dichos cambios con la generación de EA, lo mismo ocurre con otros estudios recopilados por Lontin [5], donde se estudian estos los fenómenos de fricción, desgaste y emisiones acústicas de manera separada.

En resumen, varias investigaciones se han realizado, generando varios modelos y experiencias que intentan explicar el origen de las ráfagas de EA en los sistemas de engranaje, pero falta una mayor profundización y estudio de condiciones más específicas, como analizar el efecto del cambio de las condiciones de deslizamiento en el contacto de los dientes de engranajes.

1.3 Hipótesis

En un banco de ensayos se puede replicar el contacto rodante-deslizante que existe entre un par de dientes de engranajes, lo que permite recopilar de manera fiel las emisiones acústicas generadas, y que éstas estén aisladas de efectos de influencias externas.

1.4 Objetivos generales y específicos

Objetivo general:

Diseñar un banco de ensayos que permita replicar el contacto deslizante-rodante característico de la interacción entre dientes de engranajes, para el posterior análisis de las emisiones acústicas generadas.

Objetivos específicos:

- Definir las características y funciones fundamentales que debe cumplir el mecanismo a diseñar
- Conceptualizar y seleccionar ideas de soluciones de mecanismos de contacto entre perfiles evolventes.
- Dimensionar y calcular las especificaciones técnicas del diseño
- Seleccionar y agregar componentes auxiliares al diseño

- Fabricar un prototipo en impresión 3D para detectar posibles mejoras a implementar a futuro
- Comprobar que efectivamente está ocurriendo el fenómeno deslizamiento-rodadura en el prototipo, según lo determinado en el diseño.

1.5 Metodología

Para la concepción del diseño que permita replicar la condición de contacto de engranajes, se aportará con ideas de diseño que permitan obtener emisiones acústicas limpias de ruido, para de este modo comprender de mejor manera el origen de éstas en sistemas de engranajes.

Para lograr este objetivo el presente trabajo se basa en el modelo de diseño desarrollado por Pahl y Beitz [12], que utiliza una metodología sistemática para concebir la mejor solución a un problema de ingeniería. Siguiendo dicha estructura, se desarrolla el diagrama de flujo del proyecto, que se muestra en la Figura 1.3, donde se destaca que, dada la naturaleza del proceso de diseño, es importante estar constantemente iterando y volviendo a los pasos anteriores, ya sea para buscar posibles mejoras, o incluso para proponer nuevas posibles ideas superiores a las consideradas inicialmente.

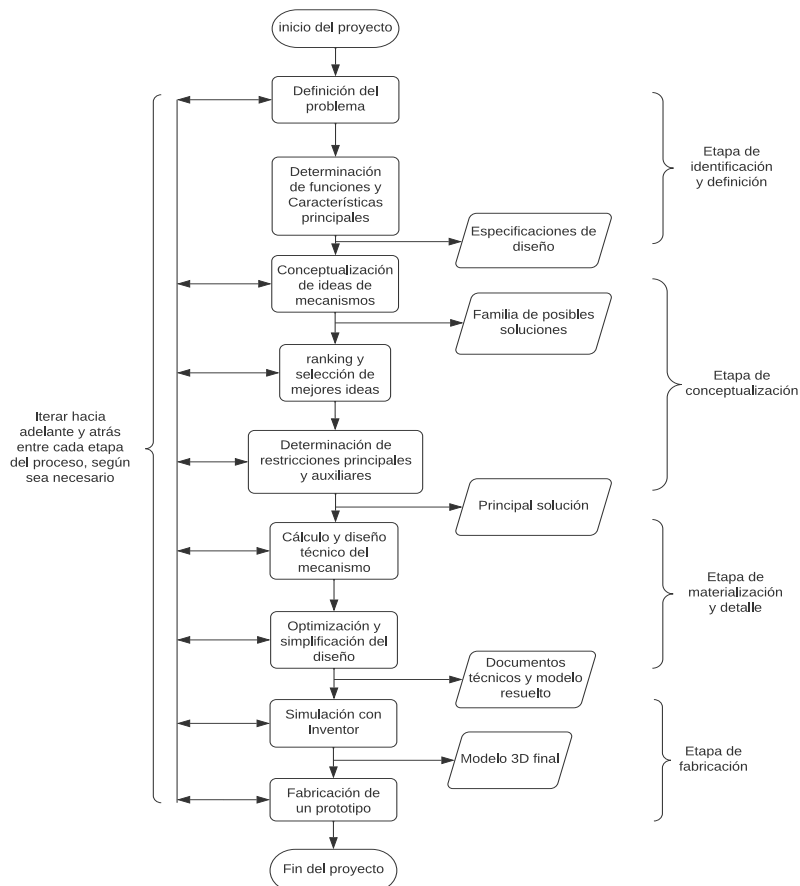


Figura 1.3 Diagrama del proyecto basado en la metodología Pahl y Beitz

Al respecto, se realizará un análisis y definición del problema, donde se determinará la función principal que debe realizar el diseño, además de definir las características principales que se desea que tenga el modelo. Es relevante además definir y entender el problema que se busca solucionar, y con

ello, las restricciones necesarias y criterios que se deben cumplir, las cuales serán cruciales en etapas posteriores del proceso de diseño.

Se realizará un diseño conceptual, donde a partir de lo anteriormente definido se conciben ideas de posibles sistemas que cumplan con las funciones establecidas, para posteriormente realizar una clasificación y selección de soluciones, utilizando ponderaciones de criterios. Es relevante en esta etapa considerar las soluciones para el problema fundamental, y no considerar ideas preconcebidas que puedan reducir ampliamente la familia de soluciones, en lo que se llama restricciones falsas¹.

Realizado lo anterior, se complementará la solución elegida con las restricciones y requerimientos principales y auxiliares, que definirán las condiciones necesarias para poder realizar el proceso de cálculo y dimensionamiento posterior.

Una vez bien definidas las restricciones, se realiza el diseño de materialización, donde al diseño anteriormente seleccionado se le dan dimensiones y especificaciones técnicas y se desarrolla la memoria de cálculo de manera que se asegure la presencia de un punto de paso de deslizamiento a rodadura. Complementando lo anterior, se hace uso del software de diseño Autodesk Inventor para realizar el diseño, y con ello detectar modificaciones y posibilidades de mejora para lograr el objetivo de obtener un correcto contacto entre las superficies.

Se procederá a fabricar un primer prototipo en impresión 3D que permita comprobar que el diseño funciona, y poder solventar tempranamente cualquier problema de fabricación que pudiera surgir. Además, se van a proponer mejoras al diseño según lo que se observe, las limitaciones que éste posee, y las consideraciones que se deben tener al fabricar el banco de ensayos final en acero.

Finalmente, se realizarán mediciones preliminares en el prototipo, las cuales servirán para detectar y dar sugerencias para solventar posibles problemas que puedan surgir al momento de realizar las mediciones en el banco de ensayos final.

¹ Hace referencia a establecer restricciones del problema que convenientemente se ajusten a un tipo de solución.

CAPÍTULO 2: Marco teórico

En el presente capítulo se definen los conceptos claves necesarios para comprender el fenómeno de las emisiones acústicas en el contexto de la interacción de dos superficies evolventes que poseen los dientes de los engranajes, de manera de poder encontrar la mejor solución para el diseño de un banco de ensayos que permita simular dicho fenómeno.

2.1 Emisiones acústicas: una visión general

Las emisiones acústicas, observadas a menudo en medios sólidos, corresponden a un método de ensayo no destructivo usada para la detección y localización de fallas, en sistemas sometidos a cargas. Son consideradas una ciencia en sí mismas, y ampliamente investigadas y aplicadas en distintas áreas, como la ingeniería estructural, la geofísica y la ciencia de los materiales, entre otros. Comprender su naturaleza y comportamiento proporciona información fundamental sobre la salud de un material, su comportamiento bajo cargas y otras propiedades físicas.

Las emisiones acústicas son ondas de esfuerzo de alta frecuencia (en torno a los 100 y 500 kHz) inherentemente elásticas. La diferencia crucial radica en su origen: mientras que las ondas de esfuerzo elásticas pueden ser inducidas por factores externos (por ejemplo, el golpe de un martillo), las emisiones acústicas son generadas internamente por el material en respuesta a un estado de tensión. Las ondas producidas viajan a través del material y pueden detectarse y analizarse, proporcionando información valiosa sobre el evento de origen.

Tanto las EA como el análisis de ondas de esfuerzo elásticas comparten principios y metodologías comunes. Desempeñan un papel crucial en campos como los ensayos no destructivos (END) y en el monitoreo de condiciones de los sistemas, donde ayudan a identificar defectos o cambios en la integridad estructural de un material. Por tanto, comprender la naturaleza y propagación de las ondas de esfuerzo elásticas es fundamental para sacar el máximo partido de la tecnología de emisión acústica.

2.1.1 Física de las emisiones acústicas

En el corazón de las emisiones acústicas se encuentra el principio fundamental de la elasticidad. La elasticidad es una propiedad de los materiales que permite a una sustancia resistir la deformación y volver a su estado original tras la eliminación de una fuerza aplicada. Cuando se aplica una carga que genera esfuerzos, ya sea mecánica, térmica o de cualquier otra forma, a un material elástico, se produce una deformación, es decir, un cambio en la forma o el tamaño del material. Este esfuerzo provoca una perturbación que se propaga a través del material en forma de onda, como se esquematiza en la Figura 2.1. Estas perturbaciones son lo que denominamos ondas elásticas.

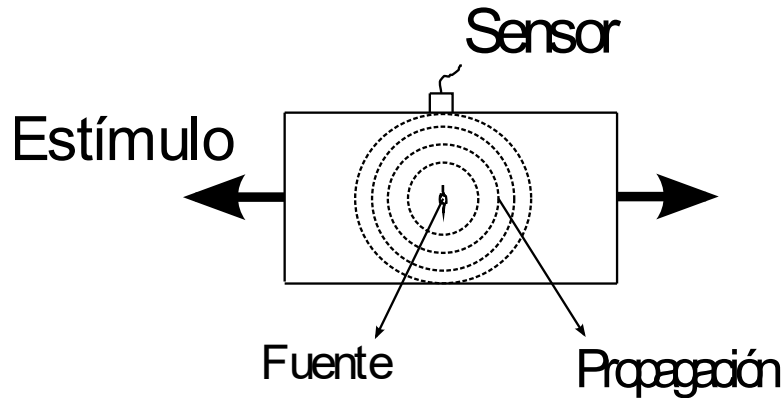


Figura 2.1: Esquema de la generación y propagación de las EA

Las ondas elásticas pueden propagarse a través de diferentes medios (sólidos, líquidos o gases), pero su comportamiento más complejo se da en los sólidos debido a sus propiedades anisótropas (dependientes de la dirección), lo que incluye velocidades bastante más rápidas de propagación, y distintos modos de propagación.

La propagación de ondas en sólidos elásticos se rige por tres tipos fundamentales de ondas: ondas longitudinales, ondas de cizalladura o de corte y ondas superficiales. La velocidad y la forma de propagación de estas ondas dependen de varios factores, como el tipo de material, sus propiedades elásticas y el estado de esfuerzos del material.

2.1.2 Tipos de ondas de esfuerzo elásticos

- a) **Ondas P (ondas primarias o longitudinales):** Las ondas P son el tipo más rápido de ondas elásticas y, por lo tanto, las primeras en alcanzar al sensor. Poseen un comportamiento similar al de las ondas sonoras en el aire, dado que el movimiento de las partículas de las ondas P es paralelo a la dirección de propagación de las ondas, lo que da lugar a una compresión y dilatación alternas del material, como se aprecia en la Figura 2.2.

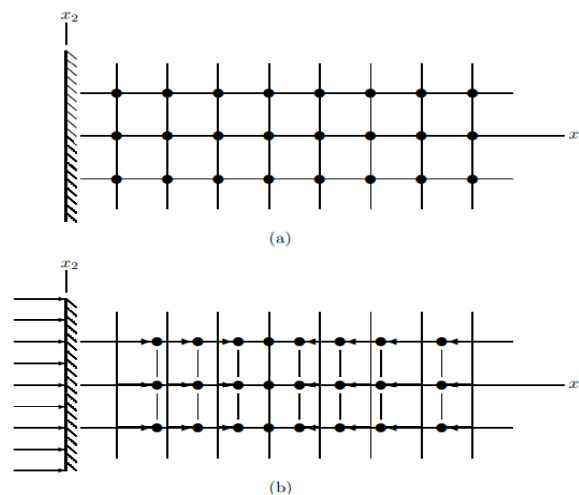


Figura 2.2: a) Material sin perturbar y b) Dilatación y compresión producto de la propagación de una onda tipo P (Fuente: [13])

- b) Ondas S (ondas secundarias o de corte):** Las ondas S, también conocidas como ondas transversales, siguen a las ondas P y son más lentas. Mueven al sólido de arriba abajo o de lado a lado. En estas ondas, el movimiento de las partículas es perpendicular a la dirección de propagación de la onda, lo que induce un esfuerzo de cizalladura o corte en el material. Estas ondas no pueden viajar a través de fluidos debido a la ausencia de resistencia al cizallamiento, por lo que son propias de medios sólidos. La Figura 2.3 esquematiza este tipo de ondas, donde se puede apreciar el desplazamiento del material en la dirección perpendicular al desplazamiento de la onda, parecido a la forma de una onda sinusoidal.

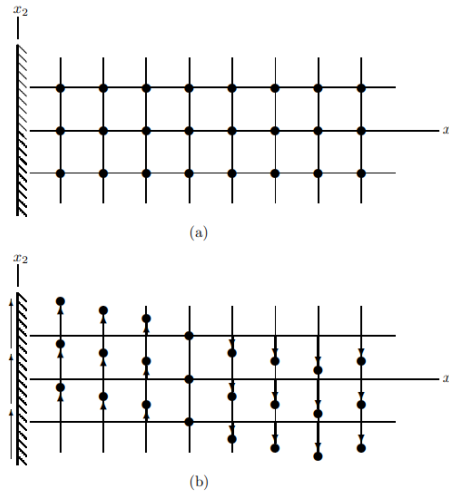


Figura 2.3:a) Material sin perturbar y b) movimiento transversal del material producto de esfuerzos de corte generados por la propagación de una onda tipo S (Fuente: [13])

- c) Ondas superficiales o de Rayleigh:** Tal como su nombre indica, estas ondas viajan a lo largo de la superficie del material, de forma similar a las ondas que se generan en el agua. La Figura 2.4 ilustra el típico movimiento que generan este tipo de ondas, donde se puede observar que la perturbación va disminuyendo considerablemente hasta disiparse a medida que se aleja de la superficie. Además, al dibujar la trayectoria de una partícula en la superficie, se ve que va generando un trayecto elíptico, lo que demuestra que este tipo de ondas produce una combinación de movimientos transversales y longitudinales.

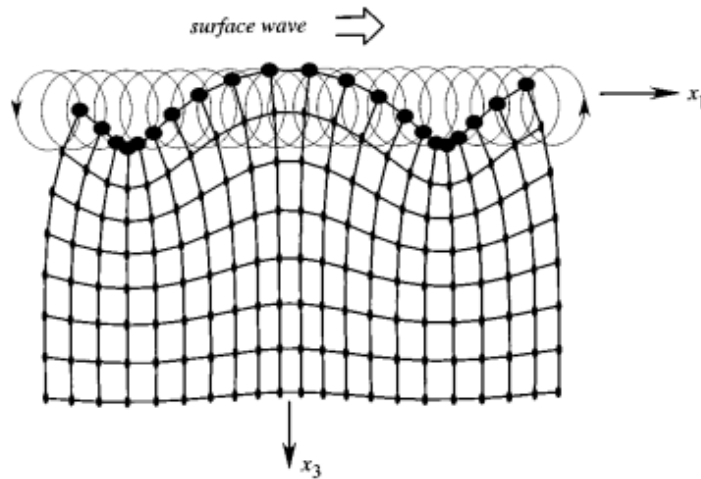


Figura 2.4: Movimiento característico de una partícula debido a ondas superficiales (Fuente: [14])

2.2 Fuentes emisoras de emisiones acústicas

Las emisiones acústicas (EA) se refieren a las ondas elásticas transitorias generadas por la rápida liberación de energía de fuentes localizadas dentro de un material. Estas emisiones pueden deberse a diversos fenómenos, como la formación y el crecimiento de grietas, los movimientos de dislocación o las transformaciones de fase. De este modo, según las características de la señal, se pueden relacionar con distintas fuentes emisoras, por lo que se pueden detectar distintos tipos de fallas con este método: fatiga, fragilización por absorción de hidrógeno, corrosión bajo tensión, creep, entre otros. Los fenómenos de fragilización son de los que mayores emisiones acústicas producen, dado la alta velocidad de propagación de grieta, lo que genera señales características de alta amplitud.

Las fuentes emisoras típicas se dividen en tres grupos:

- a) **Fuentes primarias:** Fuentes originadas por cambios permanentes en el material de origen, producto de la generación de esfuerzos localizados altos. Estos incluyen la formación y crecimiento de grietas producto de cargas aplicadas, fallas frágiles y dúctiles, deformaciones y abolladuras, picaduras y desprendimientos superficiales, entre otros.
- b) **Fuentes secundarias permanentes:** Tienen que ver con las fuentes emisoras que se generan producto de elementos que no pertenecen al material original. Dentro de estas se encapsulan las fracturas y formación de grietas producto de inclusiones no metálicas y productos de corrosión, fragilización por ataque de hidrógeno y embotellamiento de hidrógeno, entre otras.
- c) **Fuentes secundarias no permanentes:** hace referencia al tipo de fuentes que provienen de fenómenos externos al material, pero no producen cambios permanentes en éste. Dentro de esta categoría entra principalmente la fricción entre superficies, y el fenómeno de fricción entre las nuevas superficies generadas por la generación y propagación de grietas, fenómeno mostrado en la Figura 2.5. Este es el tipo de fuente emisora más relevante para el caso del presente trabajo, dado que el contacto entre las asperezas de las superficies de los dientes de engranaje es la principal hipótesis para explicar la particular forma de las EA que se obtienen en el contacto de engranajes.

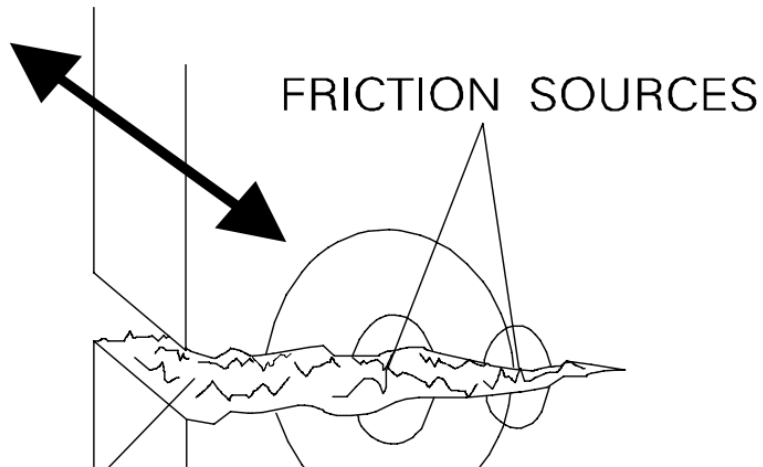


Figura 2.5: EA emitidas por la fricción entre las superficies de grieta (Fuente: [15])

2.3 Propagación de las emisiones acústicas

La propagación de EA es un proceso complejo en el que influyen diversos factores y propiedades inherentes al medio por el que viaja la onda. Comprender esta propagación y los factores que la afectan es crucial para varias aplicaciones, como la supervisión de la salud estructural y los ensayos no destructivos.

2.3.1 Mecanismo de propagación

El mecanismo de propagación de las EA en los sólidos se rige principalmente por la ley de Hooke y la segunda ley de Newton. Cuando se aplica una fuerza a un cuerpo elástico, la deformación que sufre es proporcional al esfuerzo, según la ley de Hooke. Al eliminar la fuerza, el cuerpo intentará volver a su forma original, “aliviando” la energía de deformación elástica y liberándola, lo que crea una onda que se propaga a través del material.

En un sólido isótropo, una perturbación en cualquier punto desencadena un frente de onda esférico que se propaga hacia el exterior desde el punto de excitación, transportando energía consigo. Estos frentes de onda se componen de ondas longitudinales (P) y transversales (S), que se propagan a velocidades diferentes en función de las propiedades elásticas del material.

La velocidad de propagación de las ondas, también conocida como velocidad de onda, se rige por el módulo elástico del material (que caracteriza la resistencia del material a la deformación) y su densidad. Las ondas P, que son ondas de compresión, viajan a una velocidad determinada por el módulo de compresibilidad del material (una medida de su resistencia a la compresión) y su densidad. En cambio, las ondas S, que son ondas de cizalladura o corte, viajan a una velocidad que depende del módulo de corte del material (una medida de su resistencia a la deformación por corte) y de su densidad.

2.3.2 Atenuación de la señal

A medida que las EA se propagan a través de un medio sólido, pueden perder parte de su energía, fenómeno conocido como atenuación de la señal. Cuanto mayor es la distancia que recorre una onda, más energía pierde, lo que se traduce en una señal más débil al llegar a un sensor o estación receptora.

La atenuación de la señal se debe a tres causas principales: la dispersión geométrica, la absorción y la reflexión. La dispersión geométrica se refiere a la dispersión de la energía de las ondas a medida que se propagan desde la fuente, a través del volumen del sólido. Cuanto más lejos viajan las ondas, más se dispersan, lo que provoca una reducción de su amplitud. De este modo, mientras mayor sea el volumen disponible del sólido para la propagación, mayor va a ser la atenuación. Esto se evidencia en el hecho de que las EA que se propagan en elementos delgados como barras o alambres, logran viajar bastante más lejos, con una atenuación por dispersión mínima.

La absorción es la conversión de la energía elástica y cinética de las ondas en calor, a medida que se propagan por el material. La cantidad de energía absorbida depende del coeficiente de absorción del material, en el que influyen varios factores, como la composición del material, la temperatura y la frecuencia de la onda incidente. La absorción es un fenómeno que incrementa a mayores frecuencias de la perturbación, debido a que dichas ondas son más cortas. De este modo, distintos materiales absorberán distintas cantidades de la energía. Por ejemplo, el acero absorbe bastante poco por lo que permite transmitir mejor las EA. Por su parte, los polímeros y pinturas absorben en mayor proporción las EA, por lo que pueden ser utilizados como aislantes, como se verá más adelante.

La reflexión, el tercer tipo de atenuación, se produce cuando el frente de onda encuentra una heterogeneidad en el medio, como un límite entre materiales diferentes, un cambio de dirección en el medio, como, por ejemplo, una esquina o un borde, o un defecto dentro del material. La onda se desvía en varias direcciones, produciendo incluso una conversión en los modos de propagación, como se esquematiza en la Figura 2.6, haciendo que su energía se disperse y disminuya en la dirección de la onda original.

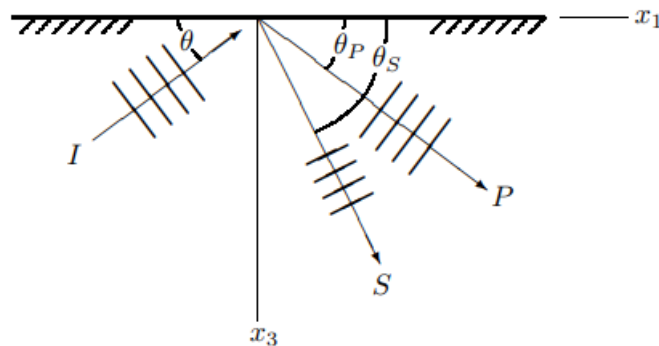


Figura 2.6: Conversión de modo de una onda P reflectada. (Fuente: [13])

2.3.3 Factores que influyen en la propagación y la atenuación de la señal

Varios factores influyen en la propagación de las EA y en la atenuación de su señal. En primer lugar, las propiedades del material desempeñan un papel importante. La velocidad de las ondas y las características de atenuación pueden variar significativamente entre distintos materiales. Los materiales duros y densos, como el acero o el hormigón, pueden transmitir las ondas elásticas con mayor eficacia que los materiales más blandos, como la madera o el caucho.

También entran en juego factores estructurales y geométricos. En un material anisótropo, la propagación de las ondas elásticas puede variar con la dirección de propagación. Del mismo modo, la forma y el tamaño del material, así como las imperfecciones o defectos existentes, pueden afectar a la propagación y provocar la dispersión, reflexión y refracción de las ondas.

Por último, las condiciones ambientales también pueden influir. Las variaciones de temperatura pueden modificar las propiedades físicas de un material, influyendo así en la velocidad de propagación de las ondas y en el nivel de atenuación de la señal. En algunos materiales, el contenido de humedad también puede afectar significativamente a las características de propagación.

En general, la comprensión de estos diversos factores es crucial para interpretar con precisión los datos del análisis de las EA y extraer conclusiones significativas sobre el material o la estructura que se está estudiando.

2.4 Medición de las emisiones acústicas

Existen diversas maneras de obtener mediciones de emisiones acústicas en un mecanismo o equipo, a través de la captación y procesamiento de señales que permite visualizar las señales en una interfaz, tal como se puede apreciar en la Figura 2.7, que muestra una forma típica de una transiente de una EA registrada en una interfaz.

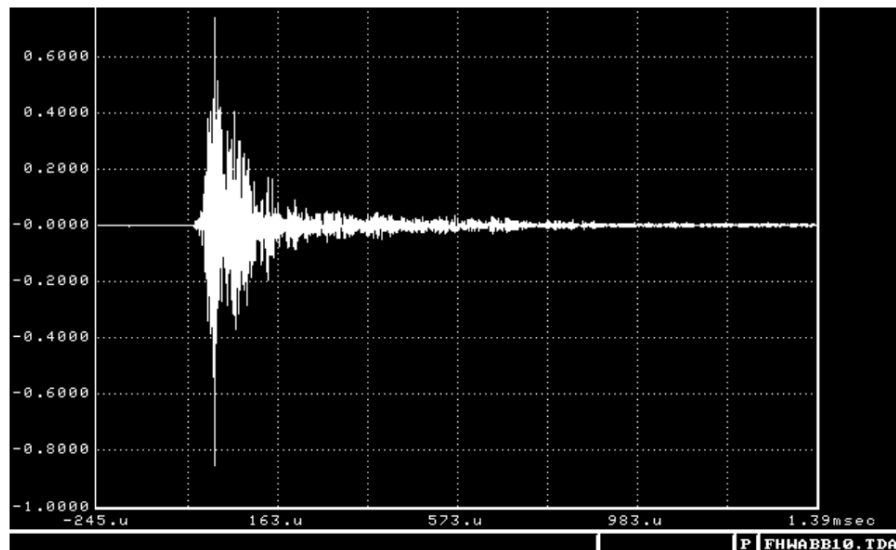


Figura 2.7: Forma típica de una EA detectada (Fuente: [15])

La medición de las emisiones acústicas se basa en transductores, que convierten la energía mecánica de las ondas de esfuerzo en una señal eléctrica que puede registrarse y analizarse. Los instrumentos utilizados para la obtención de las señales se esquematizan en la Figura 2.8. A continuación, se procede a explicar cada uno de ellos.

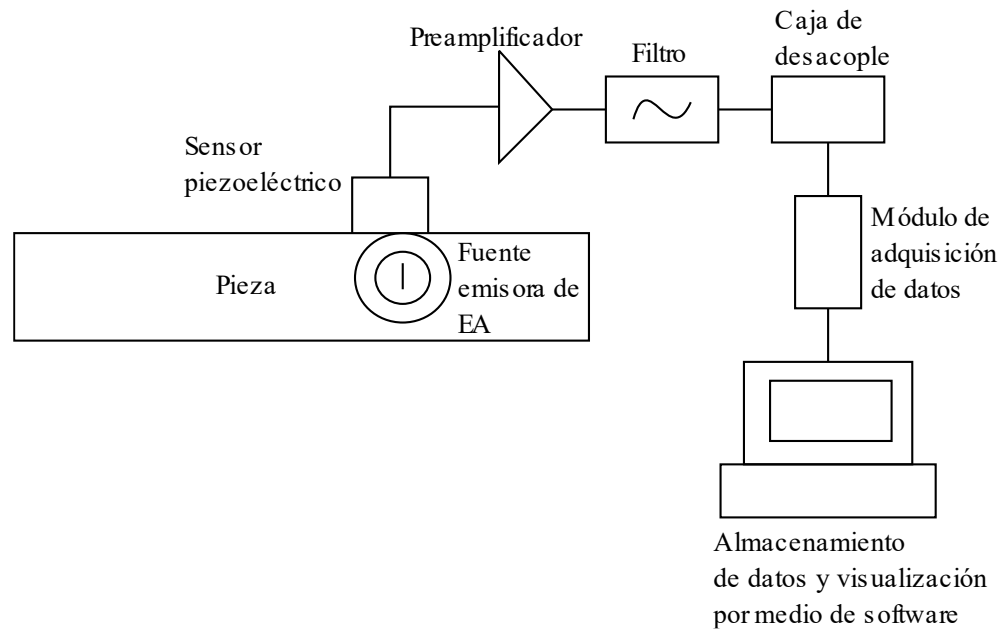


Figura 2.8: Instrumentación utilizada para la obtención de datos

- a) **Sensores piezoeléctricos:** Uno de los sensores más utilizados para medir las EA son los sensores piezoeléctricos. Los materiales piezoeléctricos generan una carga eléctrica cuando se someten a un esfuerzo, dado que se deforman y vibran a determinadas frecuencias. Esta propiedad les permite detectar la perturbación provocada por el paso de la onda y convertirla en una señal eléctrica. Los sensores piezoeléctricos pueden fabricarse para ser sensibles a modos de onda específicos, lo que permite la medición selectiva de ondas P u ondas S.
- b) **Preamplificador:** Se utiliza para amplificar la señal eléctrica débil generada por el sensor piezoeléctrico. El preamplificador aumenta la amplitud de la señal para mejorar la relación señal-ruido y facilitar su procesamiento posterior.
- c) **Filtros:** Los filtros se utilizan para eliminar o atenuar frecuencias no deseadas en la señal capturada. Los filtros pueden ser de diferentes tipos, como filtros paso bajo (que dejan pasar las frecuencias bajas y atenúan las altas), filtros paso alto (que dejan pasar las frecuencias altas y atenúan las bajas) y filtros paso banda (que solo dejan pasar un rango específico de frecuencias).
- d) **Amplificador:** Después de la etapa de filtrado, se puede utilizar un amplificador para aumentar aún más la amplitud de la señal. Esto es útil si la señal es muy débil y se necesita amplificar para un análisis más preciso.
- e) **Convertidor analógico-digital (ADC, por sus siglas en inglés):** Es un componente esencial en el proceso de adquisición de datos. Convierte la señal analógica amplificada en una forma digital que puede ser procesada por un ordenador.
- f) **Interfaz o módulo de adquisición de datos:** Es el dispositivo que conecta el sistema de adquisición de datos al ordenador. Puede ser una tarjeta de adquisición de datos o una interfaz USB. Proporciona la conexión física y las funcionalidades necesarias para la transferencia de datos entre el sistema de adquisición y el ordenador.
- g) **Software de visualización y análisis de señales:** Una vez que la señal se ha convertido en digital y se ha transferido al ordenador, se puede utilizar software especializado para visualizar

y analizar la señal. Este software puede proporcionar herramientas para realizar mediciones, análisis espectral, representaciones gráficas y otras técnicas de procesamiento de señales.

2.5 Análisis e interpretación de señales

Una vez que las EA han sido medidas y convertidas en señales eléctricas, pueden ser analizadas e interpretadas para comprender las propiedades y comportamientos del material o estructura estudiada.

Análisis de frecuencias: El contenido de frecuencia de una EA puede proporcionar información valiosa sobre la fuente de la onda y el medio a través del cual se ha propagado. El análisis de frecuencia se realiza a menudo utilizando técnicas de transformada de Fourier, que pueden descomponer la señal en sus frecuencias constituyentes. Los componentes de alta frecuencia pueden indicar una fuente cercana o un evento de grieta, mientras que los componentes de baja frecuencia podrían sugerir una fuente lejana o eventos de menor energía.

Análisis de la forma de onda: La forma de onda de la señal recibida también puede proporcionar información valiosa. Las características específicas de la forma de onda, como su amplitud, duración y forma, pueden relacionarse con las propiedades de la fuente y el medio. Por ejemplo, una amplitud elevada podría sugerir un evento de fuente de alta energía, mientras que una señal prolongada podría indicar múltiples vías de dispersión o reflexión dentro del material.

Tiempo de detección: El tiempo de detección de la onda desde la fuente hasta el sensor puede utilizarse para determinar la distancia a la fuente, siempre que se conozca la velocidad de la onda en el material. Esta técnica se utiliza habitualmente en aplicaciones como las pruebas ultrasónicas y la localización de eventos sísmicos.

A pesar de estos avances, la medición y el análisis de las EA siguen siendo una tarea difícil. La complejidad de los mecanismos de propagación de las ondas, la influencia de diversos factores en las características de las ondas y las limitaciones de las técnicas de medición disponibles pueden complicar el análisis. Sin embargo, con la investigación y el desarrollo que se llevarán a cabo en el marco del proyecto del que es parte el presente trabajo, se esperan nuevas mejoras y perfeccionamientos en este campo.

CAPÍTULO 3: Diseño de conceptualización

En el diseño de conceptualización se busca proponer posibles soluciones según los requisitos que deben tener las soluciones propuestas y que serán planteados en el presente capítulo, permitiendo establecer criterios claros que reduzcan en gran medida la familia de soluciones posibles a considerar.

3.1 Funciones y requisitos

El banco de ensayos diseñado debe ser capaz de detectar el cambio en las emisiones acústicas que ocurre producto del fenómeno que ocurre en el punto de paso en el contacto de perfiles evolventes usados en sistemas de transmisión por engranajes. Las superficies en contacto deben ser curvas de evolventes de un círculo o poseer secciones de evolventes, dado que es el perfil de dientes de engranajes más común hoy en día, de esta manera se puede generalizar mejor la réplica el contacto de engranajes.

- A lo largo del contacto, se debe presentar un punto de transición de deslizamiento a rodadura pura. Además, dicha transición debe presentar un cambio de dirección de los vectores de velocidad y fricción.
- Debe poseer espacio suficiente para poder instalar un sensor de emisiones acústicas lo más cercano a la fuente emisora posible, evitando atenuaciones producto de una mala posición del sensor.
- Debe permitir aislar en la mayor medida posible las fuentes de ruido externas y de mecanismos y elementos de máquinas auxiliares. De ser necesario, puede incluir sistemas de aislamiento de ruido.
- Su diseño debe ser rígido, de manera de evitar deflexiones, vibraciones y movimientos no deseados, que pueden alterar las EA captadas por el sensor.

Por otra parte, es ideal que el prototipo posea las siguientes características:

- Que sea lo más simple posible
- Que posea la menor cantidad de elementos o sistemas auxiliares.
- Que tenga un buen rango de contacto, en duración y distancia.
- Que se pueda fabricar al corto plazo.

3.2 Variables de solución

Con el fin de facilitar el proceso de lluvia de ideas para la generación de posibles soluciones, se procede a dividir el problema general en distintas variables necesarias para el funcionamiento del mecanismo. La Tabla 3.1 muestra las variables de solución, donde se obtiene un total de 10.368 soluciones posibles.

Tabla 3.1: División del problema en variables de solución

Características del contacto	<ul style="list-style-type: none"> → Continuo → Oscilatorio → Interrumpido
Sistema Motriz	<ul style="list-style-type: none"> → Motor → Manilla → Correas o poleas → Resorte de torsión → Cilindro neumático → Sistema hidráulico
Soporte	<ul style="list-style-type: none"> → Alojamientos → Chumaceras → Vigas de soporte → Soporte de brida
Fijación de rodamiento	<ul style="list-style-type: none"> → Interferencia → Adhesivo → pernos
Geometría del perfil	<ul style="list-style-type: none"> → diente simple → Múltiples dientes → lobular → trocoidal → helicoidal
Tipo de movimiento	<ul style="list-style-type: none"> → angular → lineal → mixto
Fijación del sensor	<ul style="list-style-type: none"> → base magnética → adhesivo → compartimiento especial → presión

Cabe destacar que para una primera aproximación no es necesario incluir todas las variables, si no que se consideran principalmente aquellas variables relacionadas con la función principal, como se verá en la siguiente sección.

3.3 Soluciones propuestas

A continuación, a partir de las variables de solución presentadas, se realiza una lluvia de ideas donde se proponen distintos bocetos de prototipos de posibles soluciones para el banco de ensayos, enfocando en un principio los bocetos en el tipo de movimiento, la geometría del perfil y las características del contacto, dado que estas son las variables más importantes dado que nos definen las características del contacto de las superficies, y son las que permitirán que se cumpla la condición de paso de rodadura a deslizamiento. De este modo surgen las siguientes ideas:

- **Boceto 1:** tal como se muestra en la Figura 3.1, el primer boceto corresponde a una pareja de rodillos que se les talla un diente helicoidal con perfil evolvente, permitiendo un contacto de manera continua y más suave gracias a su forma helicoidal. Gracias a su forma, el punto de contacto va avanzando a lo largo de la espiral, sin embargo, su análisis se vuelve un poco más complejo dada su geometría.

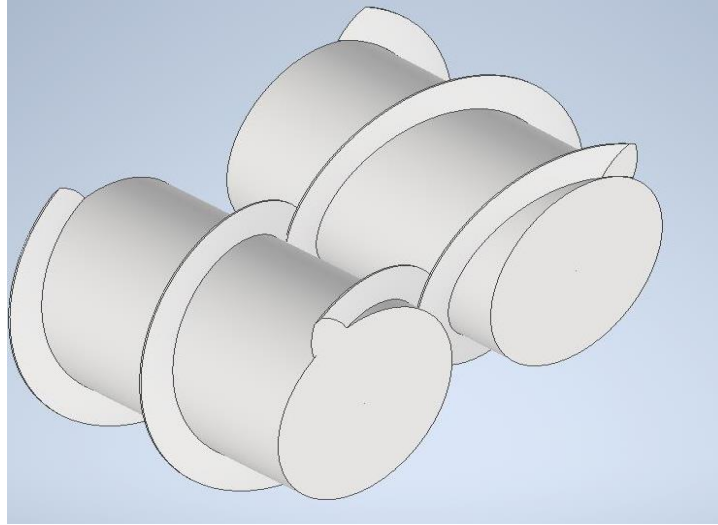


Figura 3.1: Boceto de rodillos con diente helicoidal.

- **Boceto 2:** corresponde a un par de ruedas con la mitad de un diente de perfil evolvente simulando un par de dientes de engranajes rectos en contacto, de mucho mayor tamaño. Dado su geometría no permite un contacto continuo, pero destaca por su sencilla geometría, lo que se traduce en que es de simple y rápida fabricación. Sumado a lo anterior, permite una gran libertad en la ubicación del sensor, gracias a su disposición vertical que deja libre la superficie superior de los dientes. Este boceto se muestra en la Figura 3.2.

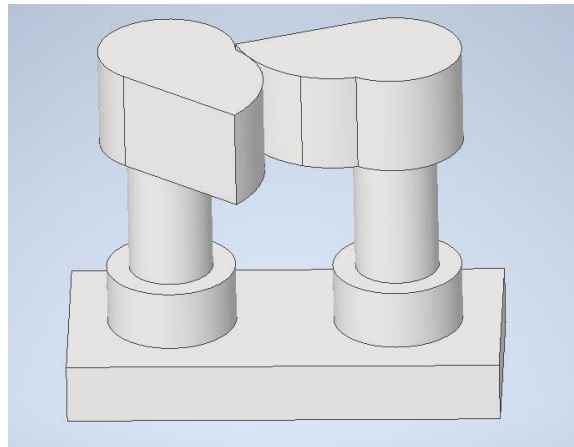


Figura 3.2: Diseño de boceto de ruedas con medio diente de perfil evolvente

- **Boceto 3:** Sigue el mismo principio de las bombas lobulares como se muestra en la Figura 3.3, utiliza perfiles evolventes en dientes tipo lóbulo, que aprovecha su geometría para obtener contacto continuo sin necesidad de tener varios dientes.

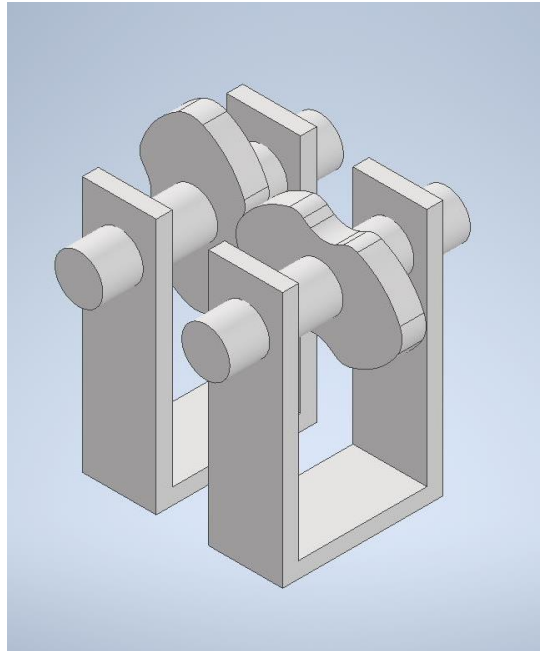


Figura 3.3: Diseño de boceto de perfiles lobulares

- **Boceto 4:** Rodillos con dientes evolventes seccionados, como se puede apreciar en la Figura 3.4. Es una combinación de las ideas de los bocetos 1 y 2, aprovechando las ventajas de cada uno. De este modo, se tienen contactos entre perfiles evolventes de manera seccionada, permitiendo un contacto continuo y distintos puntos de paso de rodadura pura a deslizamiento.

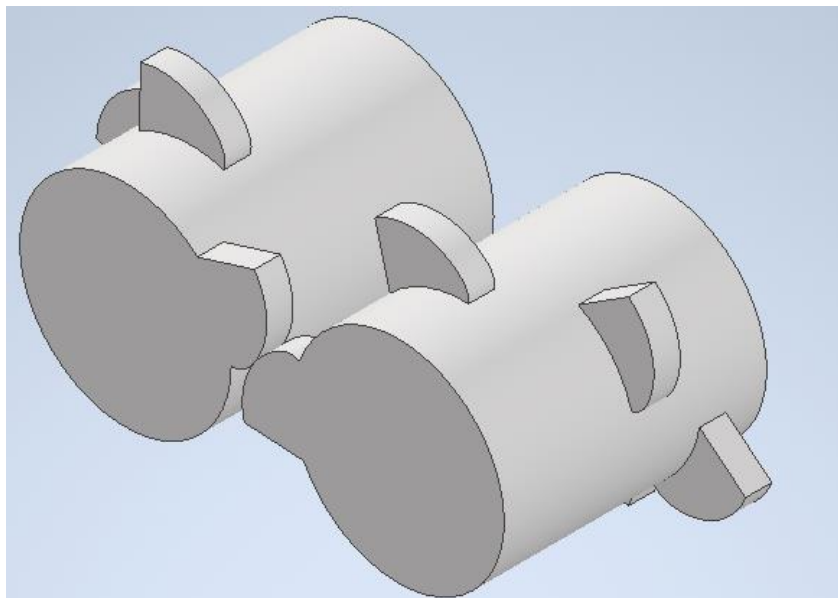


Figura 3.4: Diseño de boceto de rodillos con dientes evolventes.

3.4 Criterios de selección

Los primeros criterios que se deben tomar en cuenta al momento de seleccionar una solución para un problema de ingeniería, es que deben cumplir en su totalidad la lista de requisitos. Si uno de los

bocetos no cumple esto, queda descartado inmediatamente. Luego se procede a definir criterios basados en las características deseadas establecidas en la sección 3.1.

Dentro de los criterios elegidos para la selección del diseño óptimo están los mostrados en la Tabla 3.2, donde uno de los más relevantes corresponde a los bajos niveles de ruido, que entre otros depende de la ubicación del sensor, dado que, para el caso de los bocetos con contacto continuo, la carcasa es el sector más cercano que se puede colocar el sensor. Esto supone un problema producto a la naturaleza de onda elástica de las AE, debido a que la forma de la señal captada por el sensor es influida, en gran medida, por la distancia que la onda debe recorrer para excitar al sensor. Es por ello por lo que mientras más lejos se ubica el sensor de la fuente es más susceptible a detectar ruidos no deseados y sufrir problemas de pérdida de intensidad, atenuación, difusión geométrica y otros asociados a la propagación de las ondas, lo que va a causar que la señal detectada va a diferir significativamente de la representación real del fenómeno [16]. Por lo anterior, se decide priorizar una ubicación del sensor más cercana a la fuente que un contacto continuo.

Tabla 3.2: Criterios de selección.

Criterios de evaluación de posibles soluciones	
A	Simplicidad de diseño
B	Bajos niveles de ruido
C	Ser realizable a corto plazo
D	Alta duración del contacto
E	Posición del sensor cerca del punto de paso

Otro criterio importante corresponde a la simplicidad del diseño, está relacionado de igual manera con evitar a medida de lo posible alterar las EA, y una manera de lograrlo es eliminar lo que más se pueda elementos auxiliares tales como resortes, rodamientos, motores, descansos, etc. Esto es debido a que las emisiones acústicas pueden poseer varias fuentes que las generan, tales como impactos, fricción, formación y crecimiento de grietas, fractura de inclusiones de productos de corrosión, entre otros [17], y a pesar de que autores han desarrollado metodologías para discriminar y localizar las distintas fuentes, no siempre es tan sencillo realizar este proceso, además de que es un trabajo que se puede reducir o evitar con un mejor diseño.

Por último, ser realizable en el corto plazo destaca debido a que previo a la fabricación final del banco de ensayos es necesario crear un prototipo para corregir cualquier defecto de fabricación que se pueda presentar, además de asegurar la condición de contacto previo a la toma de datos, para asegurar que las EA que se van a obtener son similares a las que se obtendrían en el caso del contacto entre los dientes de los engranajes.

Considerando los criterios anteriores, se procede a evaluar los cuatro bocetos, utilizando para la ponderación la asignación de puntajes mostrados en la Tabla 3.3.

Tabla 3.3: Sistema de puntajes para la ponderación de los bocetos

Puntaje	Significado
0	Insatisfactorio
1	Aceptable
2	Adecuado
3	Bueno
4	Muy bueno

Se decide que el diseño más adecuado en este caso es el Boceto 2 correspondiente a las ruedas con medio diente, siendo el boceto que consiguió un mayor puntaje, tal como se muestra en la Tabla 3.4. Esto es debido a que, a pesar de que su principal defecto es que su geometría impide un contacto continuo, se puede solventar realizando movimientos oscilatorios en vez de giros completos. Además, este boceto permite poder ubicar el sensor encima de los dientes, quedando muy cerca de la fuente de EA, además de que su simplicidad permite evitar ruido de fuentes externas.

Tabla 3.4: Ponderación de los bocetos

Boceto	Puntaje asignado a los criterios					Total
	A	B	C	D	E	
1	3	4	4	4	1	16
2	4	4	4	2	4	18
3	4	3	4	4	2	17
4	2	2	4	3	1	12

CAPÍTULO 4: Diseño de materialización

En el capítulo anterior se definió el prototipo más conveniente para el banco de ensayos, representado por un boceto preliminar mostrado en la Figura 3.2. En el presente capítulo se procede a realizar la memoria de cálculo general que permita transformar el concepto del diseño en una implementación tangible. Para este prototipo es de principal importancia determinar las condiciones de rodadura y deslizamiento, y su relación con la fricción y la velocidad relativa en el punto de contacto del par de dientes. Ello se traduce en que se necesita realizar un análisis cinemático que permita correlacionar los parámetros de diseño con las velocidades presentes en los puntos de contacto y la fricción entre ambas superficies.

4.1 Perfiles conjugados y ley de engrane para distintos perfiles

Las curvas o perfiles conjugados son aquellos que, al entrar en contacto, y transmitir movimiento, lo hacen en una relación de transmisión constante. Estos perfiles cumplen con las características descritas por la ley de engrane, la que establece que cuando dos curvas o perfiles conjugados entran en contacto, la normal común en el punto de contacto interseca la línea de centros en un punto fijo. Dicho punto es único y debe ser el mismo para cualquier punto de contacto durante la transmisión, y se ubica en la línea que une los centros de ambos engranajes. Dicho punto corresponde al punto primitivo, tal como se observa en la figura, el cual divide la línea de centros en una relación constante.

La Figura 4.1 muestra la condición de contacto en un par de dientes de engranajes, donde O_2 y O_3 corresponde a los centros del engranaje conductor (piñón) y el engranaje conducido (rueda o corona), respectivamente. C es el punto de contacto entre ambos dientes, por lo tanto, es un punto que pertenece a ambos engranajes, por lo que para identificarlos se usan los subíndices 2 y 3 para diferenciar el punto C_2 perteneciente al piñón del punto C_3 perteneciente a la rueda.

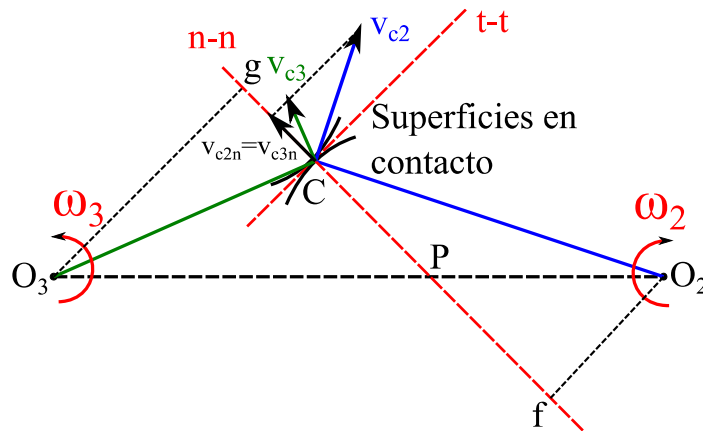


Figura 4.1: Condición cinemática del contacto entre superficies de dientes de engranajes

La ley de engrane puede ser demostrada utilizando los principios de la cinemática y la semejanza de triángulos:

Sean las expresiones de las velocidades del punto de contacto en la dirección tangencial como siguen:

$$v_{c2}(\hat{n}) = \omega_2 O_2 f \quad (1)$$

$$v_{c3}(\hat{n}) = \omega_3 O_3 f \quad (2)$$

La condición de contacto continuo impone que las velocidades de ambos engranajes en la dirección normal deben ser iguales, dado que de lo contrario se podría producir uno de dos efectos: si la velocidad de la corona fuera mayor los dientes se separarían, y por otro lado si la velocidad del piñón fuera mayor el diente estaría penetrando al diente de la corona. De este modo se tiene la siguiente condición:

$$\frac{\omega_3}{\omega_2} = \frac{O_2 f}{O_3 g} \quad (3)$$

De la Figura 4.1 se puede apreciar la formación de dos triángulos semejantes O_2Pf y O_3Pg , por lo que se puede reescribir la ecuación como sigue:

$$\frac{\omega_3}{\omega_2} = \frac{O_2 P}{O_3 P} \quad (4)$$

La relación obtenida en la ecuación (4) nos muestra que existe una relación inversa entre las velocidades angulares y las distancias hasta el punto P, lo que indica que, para obtener una relación de transmisión constante, la recta normal al punto de contacto entre ambos dientes debe dividir a la recta de la distancia entre centros en una relación constante, por lo que el punto de intersección de ambas rectas en cualquier momento es único y se mantiene fijo. De este modo, se queda demostrada la ley del engrane.

$$x_n = r b_n (\cos(\varphi_n) + \varphi_n \text{sen}(\varphi_n)) \quad (5)$$

$$y_n = r b_n (\text{sen}(\varphi_n) - \varphi_n \cos(\varphi_n)) \quad (6)$$

4.1.1 Perfil evolvente

En el presente trabajo, se considera el perfil evolvente para diseñar las curvas que van a estar en contacto, debido a que es el perfil más utilizado, y presenta varias ventajas respecto a otros perfiles, tales como que permiten un contacto continuo más suave y aseguran la presencia de un punto primitivo, actuando como perfiles conjugados, además de que son de más fácil construcción y permiten mayores tolerancias respecto a los errores de fabricación y montaje [18].

El perfil evolvente se construye con la curva evolvente o involuta del círculo, la cual es una curva formada por la trayectoria que recorre el extremo de una cuerda inextensible enrollada en una rueda, a medida que ésta se va desenrollando. La Figura 4.2 esquematiza lo anterior, donde se puede observar la circunferencia base o evoluta, la línea de generación o de referencia, y la construcción de la curva evolvente o involuta de la circunferencia. Tal como se puede apreciar, la cuerda a medida que se va desenrollando va aumentando su longitud, además de siempre mantenerse tangente al círculo base.

Esto es lo que les permite a dos dientes de engranaje de perfil evolvente mantener el punto de contacto sobre una misma línea recta a lo largo de toda la acción, y dicha línea es siempre normal a las superficies en contacto.

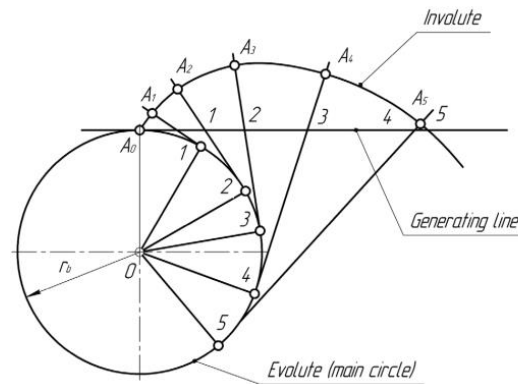


Figura 4.2: Dibujo de una curva evolvente (Fuente: [19])

4.2 Geometría del banco de ensayos

Sea la Figura 4.3, donde dado las limitaciones del diseño escogido el contacto no es continuo, se busca obtener un prototipo que tenga determinados largos de la línea de contacto y ángulo de giro de la circunferencia base o ángulo de apertura, dado que si son muy pequeños las mediciones de EA van a durar muy poco, y es más complicado controlar la velocidad angular a ángulos pequeños. Para ello se determinan relaciones entre las características geométricas de los perfiles, siendo R_b y \emptyset las variables de entrada o elegidas por el diseñador, y se elige por conveniencia el sistema de referencia las direcciones normal y tangencial al punto de contacto, valiéndose de la propiedad de los engranajes de que la línea de acción no varía su ángulo durante todo el contacto, y siempre se mantiene normal a las superficies en el punto interacción de ambos dientes.

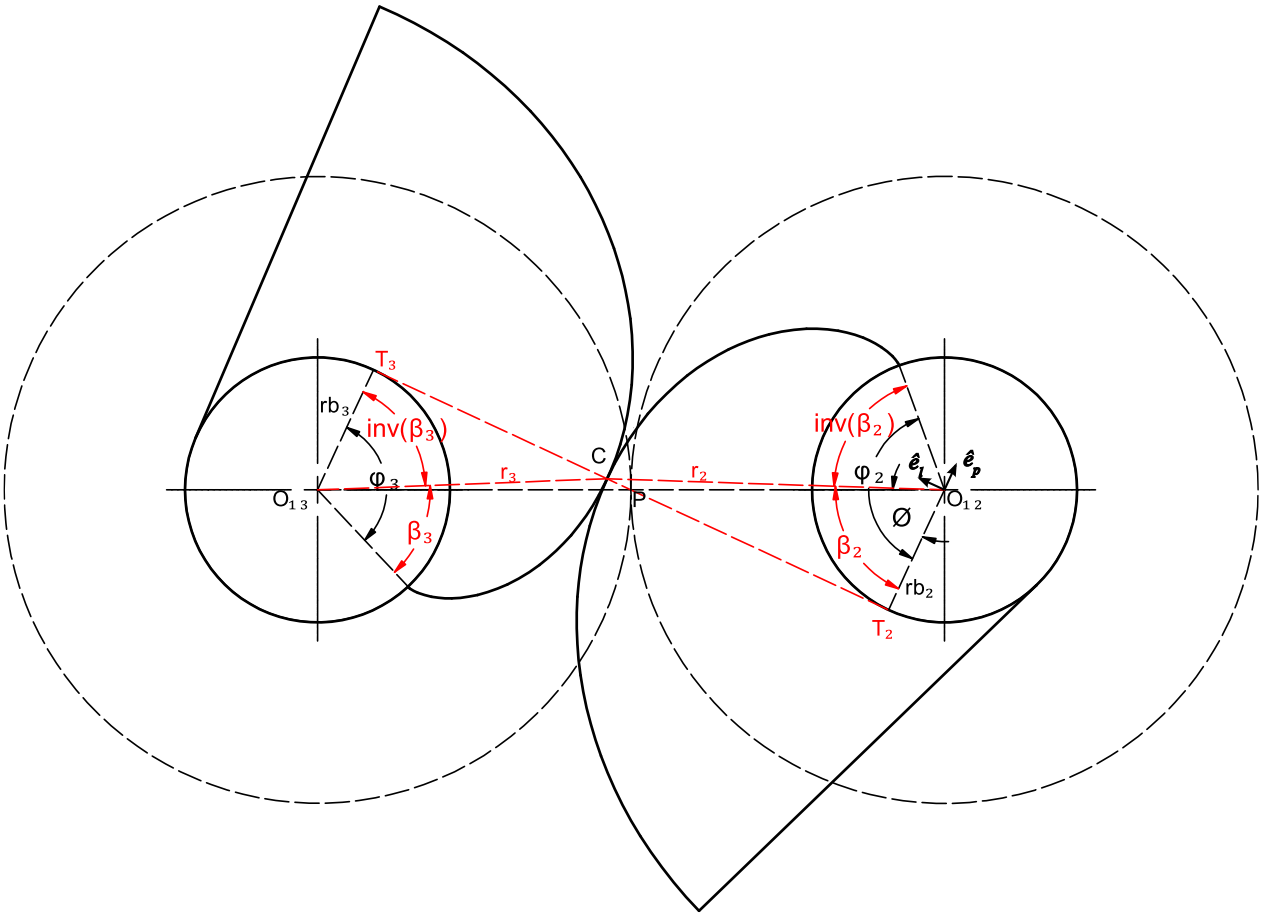


Figura 4.3: Vista superior del prototipo de perfiles evolventes

Dado que el perfil corresponde a la involuta de un círculo, posee las siguientes ecuaciones paramétricas:

$$x_n = rb_n(\cos(\varphi_n) + \varphi_n \text{sen}(\varphi_n)) \quad (7)$$

$$y_n = rb_n(\text{sen}(\varphi_n) - \varphi_n \cos(\varphi_n)) \quad (8)$$

Siendo $n=2$ referenciado al piñón o rueda conductora y $n=3$ a la corona o rueda conducida.

φ es el llamado ángulo de apertura, el cual marca la posición angular presente entre la línea de acción y el punto de inicio de la curva evolvente, ubicado en el radio base. Este ángulo es sumamente relevante, dado que nos define la posición angular que se encuentra actualmente el punto de contacto.

β es el ángulo que se encuentra entre la línea de acción y el vector posición del punto de contacto, y se relaciona con φ mediante la siguiente ecuación:

$$\varphi_n = \beta_n + \text{inv}(\beta_n) \quad (9)$$

Donde $inv(\alpha)$ es llamada función evolvente de β , la cual detenta la siguiente expresión:

$$inv(\beta_n) = \tan(\beta_n) - (\beta_n) \quad (10)$$

Otro parámetro de diseño relevante para el prototipo elegido es la longitud de la línea de contacto, como se observa en la Figura 4.4. La línea de contacto, representada como la distancia AB, queda definida por la intersección entre las circunferencias de cabeza de ambas ruedas con la línea de acción, denominadas como r_{a2} y r_{a3} . Por lo tanto, esta longitud queda “contenida” en la línea de acción. Las posiciones inicial y final del contacto quedan representadas en la Figura 4.4 por las evolventes 1 y 2, respectivamente. La línea de contacto queda definida por:

$$LC = Lac + Lal \quad (11)$$

Donde Lac y Lal corresponden a las líneas de acercamiento y alejamiento, respectivamente. Estas pueden ser expresadas en función del ángulo de presión y los radios primitivos y de cabeza, según:

$$Lac = \sqrt{r_{a3}^2 - r_{p3}^2 \cos^2(\phi)} - r_{p3} \sin(\phi) \quad (12)$$

$$Lal = \sqrt{r_{a2}^2 - r_{p2}^2 \cos^2(\phi)} - r_{p2} \sin(\phi) \quad (13)$$

En consecuencia, la línea de contacto queda definida por:

$$LC = \sqrt{r_{a2}^2 - r_{p2}^2 \cos^2(\phi)} + \sqrt{r_{a3}^2 - r_{p3}^2 \cos^2(\phi)} - A_0 \sin(\phi) \quad (14)$$

Siendo A_0 la distancia entre centros de ambas ruedas. Se puede relacionar las ecuaciones (12) y (13) con los ángulos de acercamiento y alejamiento del piñón como sigue:

$$\gamma_{12} = \frac{Lac}{r_{p2} \cos(\phi)} \quad (15)$$

$$\gamma_{22} = \frac{Lal}{r_{p2} \cos(\phi)} \quad (16)$$

De este modo se define el ángulo de contacto como:

$$\gamma_{12} + \gamma_{22} = \sqrt{\left(\frac{r_{a3}}{r_{p2}}\right)^2 \sec^2(\phi) - \left(\frac{r_{p3}}{r_{p2}}\right)^2} + \sqrt{\left(\frac{r_{a2}}{r_{p2}}\right)^2 \sec^2(\phi) - 1} - \left(\frac{r_{p3}}{r_{p2}} + 1\right) \tan(\phi) \quad (17)$$

Análogamente, se obtiene la expresión para γ_3 :

$$\gamma_3 = \sqrt{\left(\frac{r_{a3}}{r_{p3}}\right)^2 \sec^2(\varnothing) - 1} + \sqrt{\left(\frac{r_{a2}}{r_{p3}}\right)^2 \sec^2(\varnothing) - \left(\frac{r_{p2}}{r_{p3}}\right)^2} - \left(\frac{r_{p2}}{r_{p3}} + 1\right) \tan(\varnothing) \quad (18)$$

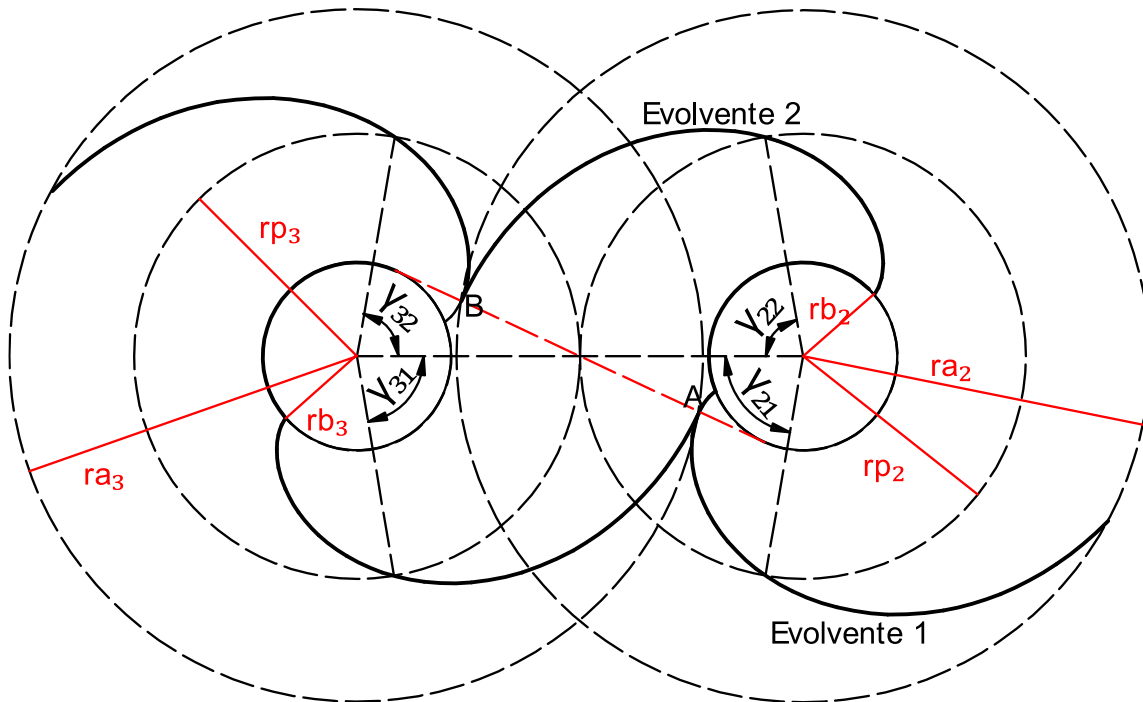


Figura 4.4: Esquema de los ángulos y línea de contacto

Es evidente observar que estos parámetros no dependen de la posición en la que se encuentre el punto de contacto, por lo que son constantes para variables de entrada fijas.

El punto de inicio y fin del contacto definen un ángulo de apertura mínimo y máximo, definidos por las ecuaciones:

$$\varphi_{min} = \frac{A_0}{r_{b2}} \text{sen}(\varnothing) - \sqrt{\left(\frac{r_{a3}}{r_{b2}}\right)^2 - \frac{r_{p3}}{r_{b2}^2} \cos^2(\varnothing)} \quad (19)$$

$$\varphi_{max} = \frac{r_{p2}}{r_{b2}} \text{sen}(\varnothing) - \sqrt{\left(\frac{r_{a2}}{r_{b2}}\right)^2 - \frac{r_{p2}^2}{r_{b2}^2} \cos^2(\varnothing)} \quad (20)$$

Es conveniente expresarlos en función de γ_{12} y γ_{22} como sigue:

$$\varphi_{min} = \frac{r_{p2}}{r_{b2}} (\text{sen}(\varnothing) - \gamma_{12} \text{cos}(\varnothing)) \quad (21)$$

$$\varphi_{max} = \frac{r_{p2}}{r_{b2}} (\text{sen}(\varnothing) + \gamma_{22} \text{cos}(\varnothing)) \quad (22)$$

De este modo se define el ángulo de apertura como el recorrido angular que se debe girar el prototipo para completar un contacto, parámetro tomado en cuenta debido a que se busca un ángulo de apertura que sea lo suficientemente grande para poder separar claramente los efectos de la fricción rodante y deslizante,

Se procede a determinar el vector posición del punto en contacto dado que es relevante para los análisis cinemáticos y dinámicos realizados posteriormente, de la figura se deduce la expresión

$$\vec{r}_2 = -r_{b2}(\widehat{ep}) + r_{b2}\varphi_2(\widehat{el}) \quad (23)$$

Del mismo modo, se define el vector posición del punto de contacto con respecto a la rueda conducida:

$$\vec{r}_3 = r_{b3}(\widehat{ep}) - r_{b3}\varphi_3(\widehat{el}) \quad (24)$$

Se puede inmediatamente observar la ventaja de establecer como sistema de coordenadas \widehat{ep} , \widehat{el} dado que, producto de que el punto de contacto está en todo momento sobre la línea de acción, y que ésta se mantiene invariante, la componente en la dirección \widehat{ep} siempre es la misma e igual al radio base independiente del ángulo en el que se encuentre el contacto en ese instante. Este sistema de coordenadas se muestra en la Figura 4.3, y corresponde a la dirección normal y tangencial al punto de contacto.

4.3 Cinemática del diseño

Una vez definida la geometría, se realiza el análisis cinemático del prototipo, para determinar el punto de paso y determinar las condiciones que se deben cumplir para asegurar el paso de deslizamiento a rodadura y replicar de este modo el fenómeno que ocurre en el contacto de las transmisiones de engranajes. Sea C el punto de contacto para un ángulo de apertura φ , si se consideran las velocidades angulares constantes, la velocidad del punto de contacto se puede determinar cómo:

$$\vec{v}_C = \omega_2 \times \vec{r}_2 \quad (25)$$

Reemplazando queda la expresión de la siguiente manera:

$$\vec{v}_{C2} = \omega_2 r_{b2}(\widehat{el}) + \omega_2 r_{b2}\varphi_2(\widehat{ep}) \quad (26)$$

Por otra parte, se puede expresar \vec{v}_C respecto a la rueda 3, se obtiene:

$$\vec{v}_{C3} = \omega_3 r_{b3}(\widehat{el}) + \omega_3 r_{b3} \varphi_3(\widehat{ep}) \quad (27)$$

De aquí se observa que la velocidad en la dirección normal al punto de contacto permanece invariante para una velocidad angular constante. Tal como se especificó en la sección 4.1, la condición de contacto implica que las velocidades en la dirección normal al contacto deben ser iguales, por ende, se obtiene la siguiente expresión:

$$\frac{\omega_3}{\omega_2} = \frac{r_{b2}}{r_{b3}} \quad (28)$$

Que corresponde a la relación de transmisión descrita por la ley de engrane, por lo tanto, se puede concluir que el hecho de utilizar perfiles evolventes nos asegura que se cumple una relación de transmisión entre ambos dientes del banco de ensayos. Dado que para este caso se consideraron los radios bases iguales, se obtiene:

$$\omega_2 = \omega_3 \quad (29)$$

Por su parte, la velocidad en la dirección tangencial depende únicamente del ángulo de apertura. De la Figura 4.3 se puede deducir que:

$$r_{b2} \varphi_2 + r_{b3} \varphi_3 = \overline{T_2 C} + \overline{T_3 C} \quad (30)$$

Desarrollando se obtiene:

$$r_{b2} \varphi_2 + r_{b3} \varphi_3 = A_0 \text{sen}(\emptyset) \quad (31)$$

La ecuación (31) permite obtener una relación entre φ_2 y φ_3 . $A_0 \text{sen}(\emptyset)$ corresponde a la distancia total de la línea de acción $\overline{T_2 T_3}$. A partir de ésta se puede concluir que las longitudes de arco de apertura poseen una relación inversamente proporcional, esto tiene sentido, debido a que a medida que φ_2 va aumentando y por lo tanto se va moviendo el punto de contacto a lo largo de la línea de acción, φ_3 va disminuyendo en la misma proporción. De este modo, se cumple que la suma de ambos ángulos de apertura da siempre un valor constante.

Se define la velocidad de deslizamiento como la velocidad relativa que existe en el punto de contacto entre la velocidad medida desde la rueda 2 con respecto a la velocidad medida desde la rueda 3, en la dirección tangente al punto de contacto, por lo que se tiene la siguiente expresión:

$$\overrightarrow{v_{c2/c3}} = \overrightarrow{v_{C2}} - \overrightarrow{v_{C3}} \quad (32)$$

En su componente tangencial se puede escribir como:

$$\frac{v_{C2}}{C3}(\widehat{ep}) = \omega_2 r_{b2} \varphi_2 - \omega_3 r_{b3} \varphi_3 \quad (33)$$

$r_{b2}\varphi_2$ y $r_{b3}\varphi_3$ corresponden a la distancia medida desde los puntos tangentes T2 y T3 de los respectivos dientes hasta el punto de contacto. De este modo, considerando que la componente normal de la velocidad no cambia, y el contacto siempre ocurre a lo largo de la línea de contacto y perpendicular a esta, se puede establecer un sistema equivalente trazando dos circunferencias con centro en T2 y T3 hasta el punto de contacto C, como se muestra en la Figura 4.5, donde se observa el punto de contacto durante el alejamiento.

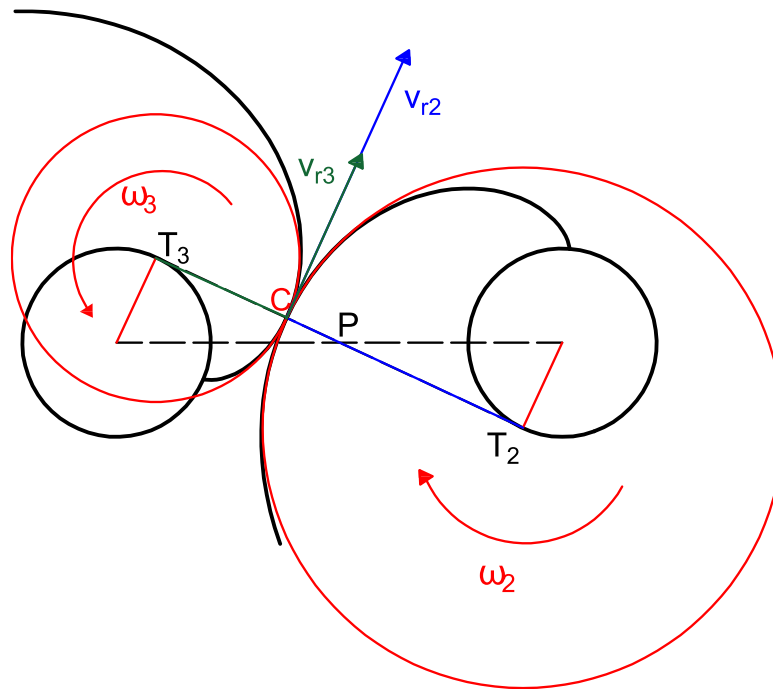


Figura 4.5: Sistema equivalente cinemático.

Si se gira el diente a velocidad angular constante, se cumple la relación de transmisión invariable, por lo tanto, la ecuación (33) puede ser escrita como:

$$\frac{v_{C2}}{C3} = \omega_2 r_{p2} \cos(\varnothing) [\varphi_2 - \varphi_3] \quad (34)$$

Esta expresión nos entrega la magnitud de la velocidad de deslizamiento dado los ángulos de apertura del diente 2 y el diente 3. De (31) y (34) se puede dejar expresada la velocidad de deslizamiento respecto a una única variable, quedando como sigue:

$$v_{\frac{C2}{C3}} = \omega_2 r_{b2} \left[\varphi_2 \left(1 + \frac{r_{b2}}{r_{b3}} \right) - \frac{A_0 \text{sen}(\varnothing)}{r_{b3}} \right] \quad (35)$$

volviendo a la ecuación (31) y (33), tomando en cuenta el punto C de la figura, que representa un punto de contacto cualquiera en la línea de alejamiento, se puede deducir otra manera de expresar la velocidad de deslizamiento:

$$v_{\frac{C2}{C3}} = r_{b2} \varphi_2 (\omega_2 + \omega_3) - \omega_3 A_0 \text{sen}(\varnothing) \quad (36)$$

De la Figura 4.3 es claro que la ecuación (36) puede ser reescrita como:

$$v_{\frac{C2}{C3}} = \overline{T_2 C} (\omega_2 + \omega_3) - \omega_3 \overline{T_2 T_3} \quad (37)$$

La distancia $\overline{T_2 T_3}$ puede ser escrita como:

$$\overline{T_2 T_3} = \overline{T_2 C} + \overline{T_3 C} \quad (38)$$

Considerando que las distancias pueden ser descompuestas como sigue:

$$\overline{T_2 C} = \overline{T_2 P} + \overline{PC} \quad (39)$$

$$\overline{T_3 C} = \overline{T_3 P} - \overline{PC} \quad (40)$$

A partir de las ecuaciones se puede obtener una expresión más sencilla:

$$\overline{v_d} = (\omega_2 + \omega_3) \overline{PC} \quad (41)$$

Para el caso en el que el punto de contacto se encuentra en la línea de acercamiento, se observa un cambio de dirección con respecto a la ecuación mostrada anteriormente, quedando

$$\vec{v}_d = -(\omega_2 + \omega_3)\overline{PC} \quad (42)$$

De este modo, se puede observar que la velocidad de deslizamiento depende de la distancia que hay entre el punto primitivo y el punto de contacto, que hace más evidente el hecho de que a medida que se acercan ambos puntos, la velocidad de deslizamiento empieza a tender a cero. Esto es claro al observar los diámetros de las circunferencias equivalentes, tal como se muestra en la Figura 4.5, a medida que más lejos se encuentre el contacto del punto primitivo, mayor va a ser la diferencia entre los diámetros de ambas circunferencias, por lo tanto, la velocidad tangencial respecto a la circunferencia de mayor radio va a ser mayor. A medida que se acerca el punto de contacto a P, el mayor radio va disminuyendo y el menor va aumentando, igualándose ambos radios en el punto primitivo.

Tomando en cuenta el análisis anterior, en la Figura 4.6 se muestra gráficamente el cambio de dirección que ocurre en el contacto, tomando como referencia el diente 2. Además, considerando que por definición la fuerza de roce se opone a la velocidad de deslizamiento, también se produce un cambio de dirección, además del efecto de paso de roce cinético a estático.

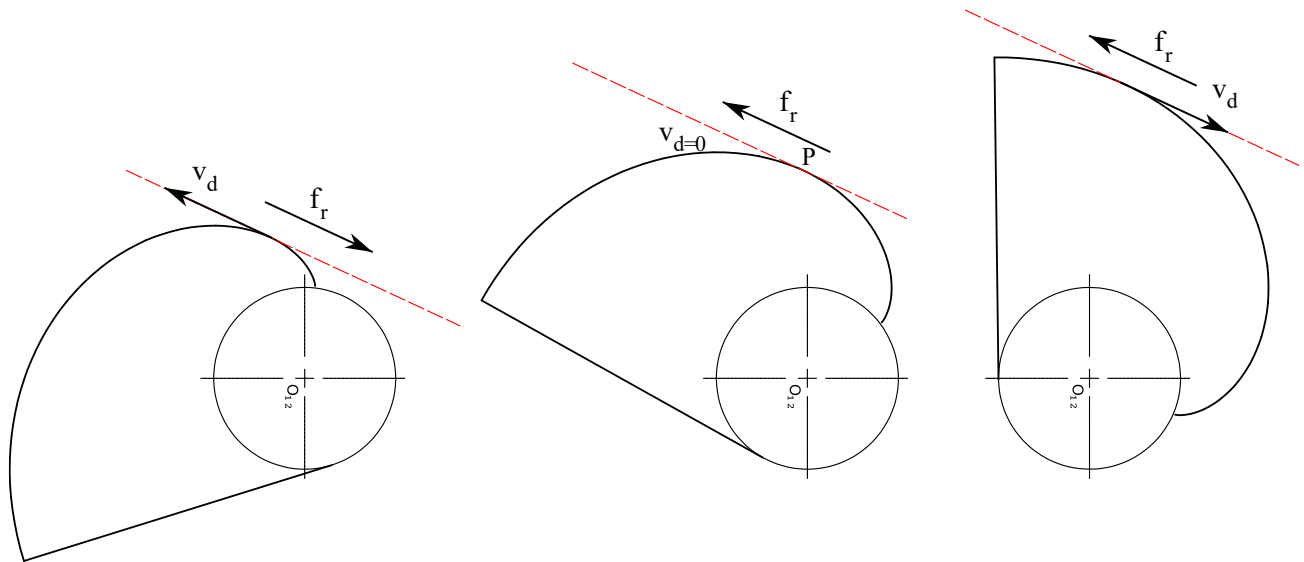


Figura 4.6: Cambio de los vectores de velocidad y fuerza de roce a lo largo del contacto

La condición de rodadura pura, del punto de vista cinemático, exige que se cumplan dos criterios:

- El criterio de contacto establece que la velocidad en la dirección normal al contacto debe ser igual tanto para C medido desde 2 como medido desde 3, debido a que si no se cumple esta condición las ruedas se estarían separando, rompiéndose la condición de contacto.
- Por otro lado, a la condición de rodadura se le agrega que en la dirección tangencial al contacto las velocidades también deben ser iguales, debido a que de ser distintas se empezaría a presentar un grado de deslizamiento cada vez mayor a medida que aumenta la diferencia entre ambas velocidades. Esta condición aplicada a la ecuación (31) nos establece que:

$$\varphi_2 = \frac{A_0 \text{sen}(\emptyset)}{r_{b2} + r_{b3}} \quad (43)$$

Puede ser convenientemente reescrito como:

$$\varphi_2 = \frac{A_0 \text{sen}(\emptyset)}{A_0 \text{cos}(\emptyset)} = \tan(\emptyset) \quad (44)$$

Relacionando la ecuación (44) con las ecuaciones (9) y (10) se puede deducir que para que se cumpla la condición de rodadura pura, el punto de contacto se debe encontrar justo en el punto primitivo o de intersección de diámetros primitivos, tal como ocurre con los engranajes, y este punto de paso entre rodadura pura y deslizamiento es único en un contacto de las ruedas, por lo tanto el prototipo cumple con la condición de presentar un paso de deslizamiento a rodadura pura.

4.4 Relación deslizamiento/rodadura

Durante el transcurso del contacto entre los dientes, se ha demostrado que ocurren cambios de deslizamiento a rodadura pura, a medida que el contacto se acerca a los extremos, el nivel de deslizamiento aumenta, pero hay que destacar que en los distintos periodos hay una combinación de ambos efectos. Si bien es bastante complejo cuantificar la proporción deslizamiento/rodadura que existe, el método presentado en el punto nos permite obtener una aproximación de la tasa o relación entre el deslizamiento y la rodadura que existen en un punto. Esto nos permite comparar la velocidad de deslizamiento que existe en el punto de contacto con la velocidad que tiene el punto de contacto cuando este se encuentra sobre el punto de paso, es decir, cuando se presenta la rodadura pura.

Se define la razón deslizamiento/rodadura como el coeficiente entre la velocidad de deslizamiento presente en un punto de contacto cualquiera y la velocidad de rodadura del diente 1 o 2, dependiendo de cuál se esté analizando. Considerando el diente conductor, lo anterior se expresa como:

$$r = \frac{v_d}{v_{r2}} \quad (45)$$

Reemplazando las expresiones de las ecuaciones se obtiene:

$$r = \left(1 + \frac{\omega_3}{\omega_2}\right) \frac{\overline{PC}}{\overline{T_2C}} \quad (46)$$

Tomando en consideración la ecuación, la razón se simplifica a

$$r = 2 \frac{\overline{PC}}{\overline{T_2C}} = 2 \frac{\overline{PC}}{\overline{T_2P} + \overline{PC}} \quad (47)$$

De forma visible, la razón rodadura deslizamiento, también llamado deslizamiento específico, depende de la distancia entre el punto de contacto y el punto primitivo, siendo la razón cero para el

caso de rodadura pura, es decir, cuando el punto de contacto coincide con el punto primitivo. Este es un valor utilizado ampliamente para el análisis del desgaste de los dientes.

Ya se demostró que independiente del grado de deslizamiento que presente el banco de ensayos, si se mantiene la velocidad angular constante, ambos dientes van a girar a la misma velocidad angular. A pesar de ello, en los engranajes se busca disminuir lo máximo el deslizamiento presente en el contacto debido a que aumentar el grado de deslizamiento para equipos que se encuentran en funcionamiento constante aumentan en gran medida el desgaste de los dientes, lo que puede llevar a la pérdida de la curva evolvente y disminución de la vida útil del engranaje. Este caso no se aplica para el banco de ensayos, debido a que para las condiciones que será utilizado no se alcanzan a desgastar las superficies.

El punto que si es relevante para el banco de ensayos es el hecho que un aumento de deslizamiento produce pérdida de potencia en la transmisión. Dado que la ecuación de potencia se define como:

$$P = T * \omega \quad (48)$$

Esto implica que, para mantener la condición de velocidad angular constante, el torque aplicado varía a lo largo del contacto, debido a que el deslizamiento tiende a frenar el mecanismo, requiriéndose un mayor torque en los extremos producto del aumento del efecto del deslizamiento para contrarrestar dicho efecto.

4.5 Dimensionamiento inicial

Para una primera aproximación de parámetros de diseño, se escogen radios bases y ángulos de presión teniendo en cuenta las siguientes consideraciones:

- En primera instancia, por simplicidad se considera una relación 1:1, es decir, ambas ruedas del mismo tamaño.
- El incremento del ángulo de presión va a causar un incremento en la distancia entre centros, y por ello va a haber una mayor distancia de la línea de contacto, sin embargo, no produce cambios en el ángulo de apertura dado que al aumentar estos valores mencionados también aumenta la magnitud de la velocidad de deslizamiento, es decir, se produce mucho más deslizamiento en los extremos del contacto, contrarrestando el efecto de aumento de la línea de contacto.
- Por su parte, un ángulo de presión muy pequeño va a causar dientes pequeños también, lo que tampoco es ideal para la obtención de emisiones acústicas. Por otro lado, dientes muy grandes causan un desplazamiento del centro de masa cada vez más lejos del eje de giro, que puede traer problemas para mantener la posición perpendicular del diente.
- Se consideran dimensiones de escritorio, de manera que permita el contacto deseado.

Tomando en consideración las condiciones anteriormente expuestas, se escogen los parámetros mostrados en la Tabla 4.1, suponiendo una velocidad angular de 25 [rpm], dado que, si bien al considerar otras velocidades las magnitudes de las velocidades cambian, el comportamiento observado es el mismo.

Tabla 4.1: Parámetros de diseño para una primera aproximación

Piñón		Rueda	
rp2 [mm]	118,31	rp3 [mm]	118,31
\emptyset [°]	65	\emptyset [°]	65
W2 [rpm]	25	W3 [rpm]	25
ra2 [mm]	182,89	ra3 [mm]	182,89
rb2 [mm]	50	rb3 [mm]	50

De este modo, para la primera aproximación se obtienen las variables geométricas mostradas en la Tabla 4.2:

Tabla 4.2: Variables geométricas

Grados	Ángulos	radianes
78,72	γ_{12}	1,37
78,72	γ_{22}	1,37
157,44	γ_2	2,75
44,15	$\varphi_{2 \min}$	0,77
201,59	$\varphi_{2 \max}$	3,52
157,44	Apertura de contacto [°]	

Además, se obtiene que a los 122,9° de apertura, el punto de contacto coincide con el punto primitivo. Se puede apreciar un ángulo de apertura de 157°, que de momento se considera aceptable. Por otro lado, se tienen las longitudes en [mm] registradas en la Tabla 4.3:

Tabla 4.3: Longitudes relevantes.

A0 [mm]	236,62
Lac [mm]	68,69
Lal [mm]	68,69
Lc [mm]	137,39

De este modo, se obtienen los valores de las velocidades para distintas posiciones del ángulo de apertura, que son tabulados para su análisis en la Tabla 4.4, donde $V_2 \hat{e}_p$ y $V_3 \hat{e}_p$ corresponden a las velocidades tangenciales o de rodadura de cada uno de los dientes, y s/r hace referencia a la razón deslizamiento/rodadura para dicho punto, de sus respectivos dientes. Todas las velocidades están expresadas en [m/s]

Tabla 4.4: Velocidades de los dientes según los ángulos de apertura

φ_2 [rad]	φ_3 [rad]	$V_2\widehat{ep}$	$V_2\widehat{el}$	$V_3\widehat{ep}$	$V_3\widehat{el}$	V_d	$s/r V_2$	$s/r V_3$
0,770609	3,518405	0,1008725	0,1309	0,460558	0,1309	-0,35969	-3,56575	-0,78098
1,045389	3,243625	0,136841	0,1309	0,42459	0,1309	-0,28775	-2,10279	-0,67771
1,320168	2,968846	0,1728096	0,1309	0,388621	0,1309	-0,21581	-1,24884	-0,55533
1,594948	2,694066	0,2087782	0,1309	0,352652	0,1309	-0,14387	-0,68912	-0,40798
1,869727	2,419286	0,2447467	0,1309	0,316684	0,1309	-0,07194	-0,29392	-0,22716
2,144507	2,144507	0,2807153	0,1309	0,280715	0,1309	0	0	0
2,419286	1,869727	0,3166839	0,1309	0,244747	0,1309	0,071937	0,227158	0,293925
2,694066	1,594948	0,3526524	0,1309	0,208778	0,1309	0,143874	0,407977	0,689125
2,968846	1,320168	0,388621	0,1309	0,17281	0,1309	0,215811	0,555326	1,248839
3,243625	1,045389	0,4245895	0,1309	0,136841	0,1309	0,287749	0,67771	2,102794
3,518405	0,770609	0,4605581	0,1309	0,100872	0,1309	0,359686	0,780978	3,565746

Los ángulos subrayados representan la posición del punto de paso, lo que se demuestra observando que ambos ángulos tienen el mismo valor, además de que la magnitud de la velocidad de deslizamiento para ese punto es cero. Dicho fenómeno se observa mejor al graficar las velocidades de rodadura de ambos dientes, como se muestra en la Figura 4.7:

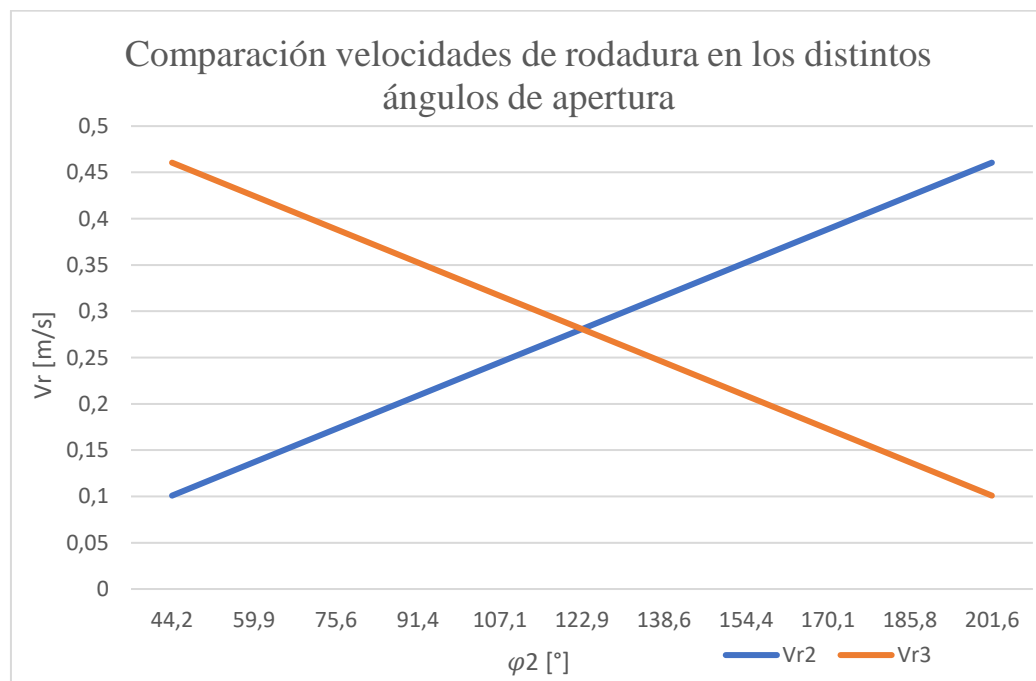


Figura 4.7: Comparación de velocidades tangenciales

Donde se observa la relación inversa entre ambas velocidades, que se igualan en un único punto correspondiente al punto primitivo. Graficando la velocidad de deslizamiento respecto al ángulo de apertura se obtiene:

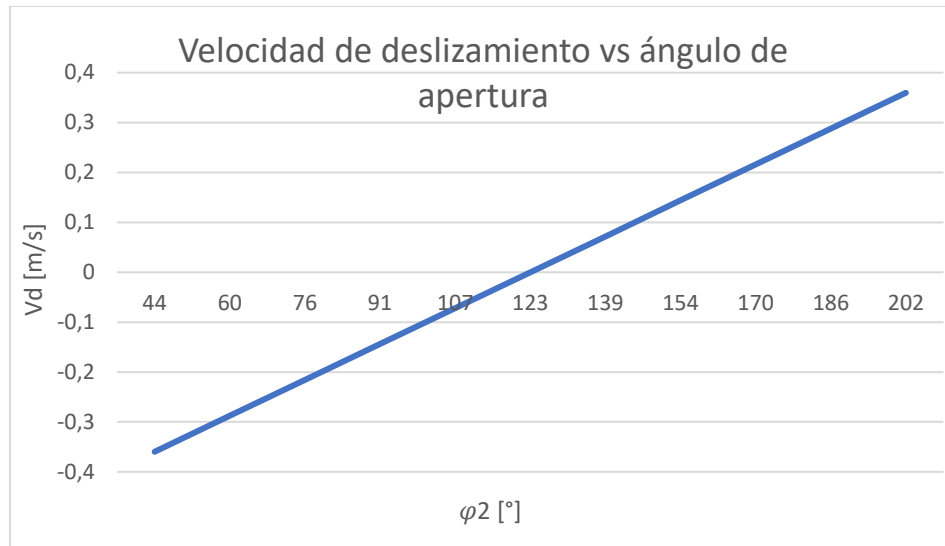


Figura 4.8: Velocidad de deslizamiento vs ángulo de apertura

Del gráfico se destaca el cambio de dirección que tiene la velocidad de deslizamiento después del punto primitivo, donde ese repentino paso deslizamiento-rodadura-deslizamiento puede ser la causante de las ráfagas observadas en las emisiones acústicas, luego el diseño cumple con las condiciones buscadas del punto de vista cinemático.

Del punto de vista de las magnitudes de las velocidades no hay un criterio que limite los parámetros de diseño, solamente se tiene en cuenta que una mayor velocidad de deslizamiento va a producir mayores EA producto del aumento de la tasa de contacto de asperezas por unidad de tiempo. Sumado a lo anterior, se busca obtener magnitudes de velocidad relativamente altas para exagerar el efecto de deslizamiento, de manera de separarlo lo más posible de la condición de rodadura pura, para su clara identificación en las señales obtenidas y su posterior estudio.

La Figura 4.9 nos muestra la comparación entre la velocidad de deslizamiento con la razón deslizamiento/rodadura, donde se puede ver que en los extremos del contacto el efecto del deslizamiento aumenta drásticamente, mientras que en las zonas cercanas al punto de paso el efecto del deslizamiento es muy bajo y aumenta en mucho menor proporción.

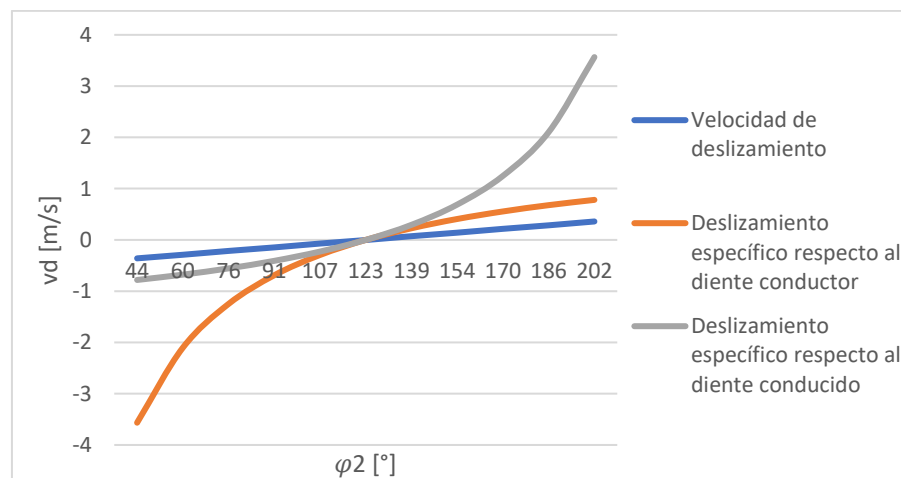


Figura 4.9: Comparación entre la velocidad de deslizamiento y la razón deslizamiento/rodadura

4.6 Diseño del diente

Una vez obtenido los parámetros iniciales para un prototipo, se procede a diseñar el banco de ensayos haciendo uso del programa Autodesk Inventor Professional 2024, el cuál es un software de diseño que permite crear cuerpos sólidos a partir de bocetos, diseñar piezas, realizar ensamblajes, designar materiales, entre otras funciones. Tanto las dimensiones del diente como de la mesa son mostradas en detalle en el **Anexo A: Dimensiones del diente y la mesa**.

El primer paso y uno de los más importantes para el diseño del diente del banco de ensayos es la correcta representación de la evolvente. Para ello, se utilizan las ecuaciones paramétricas y la función de curva paramétrica presente en el programa, que permite dibujar curvas paramétricas a partir de la definición de sus ecuaciones paramétricas y sus límites como se puede apreciar en la Figura 4.10. Para este caso, los límites hacen referencia a los ángulos de apretura, por lo que se definen como los $\varphi_{2\ min}$ y $\varphi_{2\ max}$ de la Tabla 4.2.

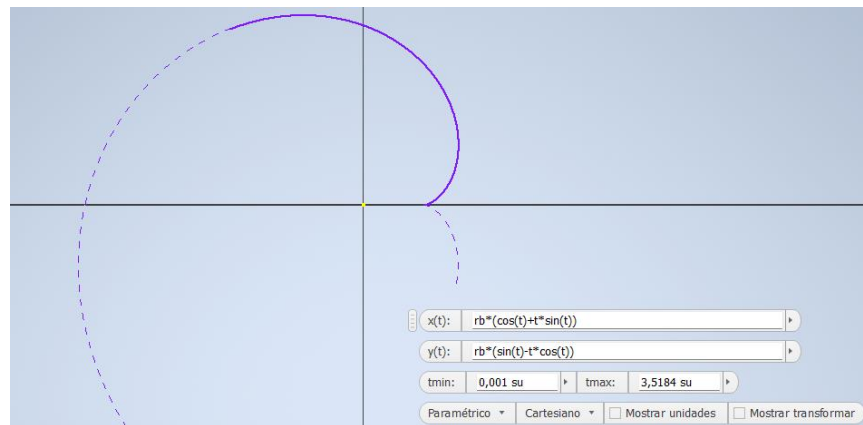


Figura 4.10: Boceto de la curva evolvente en Inventor

A continuación, se dibujan las circunferencias base y de cabeza, quedando el boceto del diente listo para la extrusión, representado en la Figura 4.11.

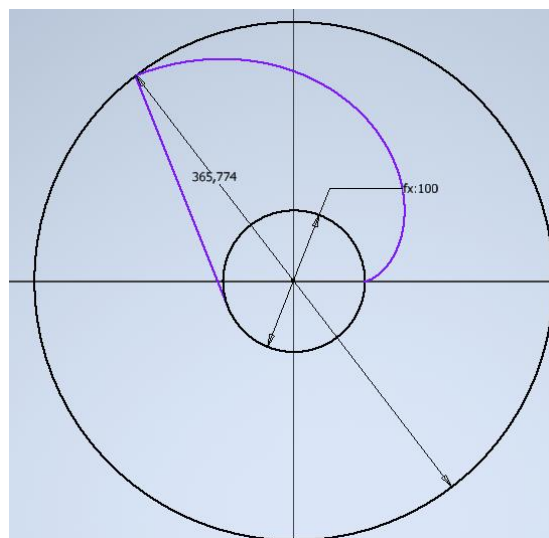
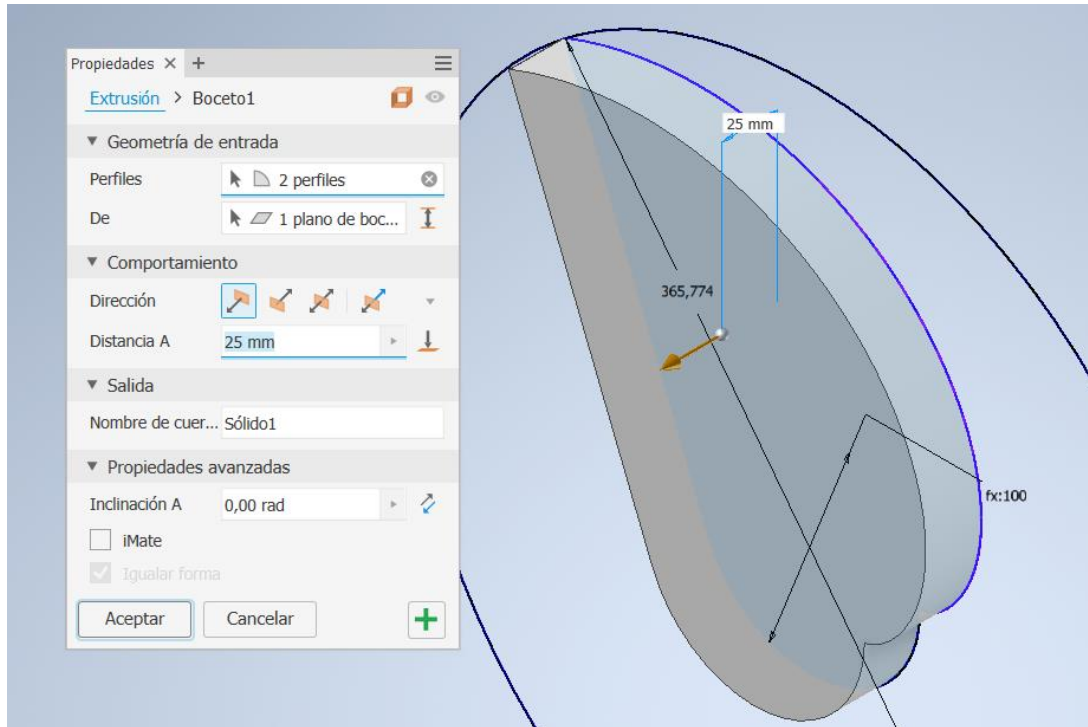


Figura 4.11: Boceto del diente

Para el espesor del diente no existe ningún criterio que nos limite el valor, considerando que los factores estructurales para este caso no son relevantes debido a que las cargas a las que va a ser sometido el prototipo son muy bajas, sin embargo, es necesario tener en cuenta lo establecido la sección 4.5 por lo que para un primer prototipo se considera un ancho de diente de 25 [mm], tal como se muestra en la Figura 4.12.

**Figura 4.12: Extrusión del diente**

Para el prototipo en PLA no se toman en cuenta las tolerancias para el asiento del rodamiento, considerando que es menester extraer con facilidad el rodamiento para ser posteriormente utilizado en el banco de ensayos final en acero. Dado esto, se considera el diámetro nominal para el asiento de rodamiento, y posteriormente se le da un lijado para mejorar el acabado superficial y reducir mínimamente el diámetro hasta que el rodamiento entre de manera suave.

4.7 Diseño de la mesa para montaje

La mesa cumple la principal función de fijar los rodamientos a la distancia entre centros definida en el punto. A parte de ello no hay mayores solicitaciones a las que vaya a estar sometida, considerando que las solicitaciones estructurales para el prototipo son despreciables. Dicho esto, se consideran los siguientes criterios:

- Ambos alojamientos deben estar separados a la distancia A_0 de la Tabla 4.3
- Los alojamientos deben ser holgados para la sencilla extracción de los rodamientos, éstos son afirmados a través de pernos.
- Se debe reducir la cantidad de PLA utilizado, dado que fuera de los alojamientos éste no cumple ninguna otra función. Para ello se diseña la mesa con espacios entre medio.

- Para evitar defectos de fabricación, a uno de los alojamientos se le da un mayor juego radial, permitiendo al rodamiento desplazarse una distancia de 2 [mm] en la dirección más larga de la mesa, esto permite además agregar cierta fuerza normal al diseño, mejorando la calidad del contacto.

Otro factor importante es que, dado la naturaleza de la ubicación vertical de los ejes, es necesario dejar un espacio entre el fondo del alojamiento del rodamiento y el asiento del rodamiento para evitar fricción entre ambas. Para ello se incluye en el alojamiento una plataforma en forma de anillo de 10 [mm] de altura que deja espacio entre el rodamiento y el fondo, además se realiza un agujero al fondo de manera de facilitar extraer el rodamiento y reducir más el uso de filamentos. La mesa final se ilustra en Figura 4.13.

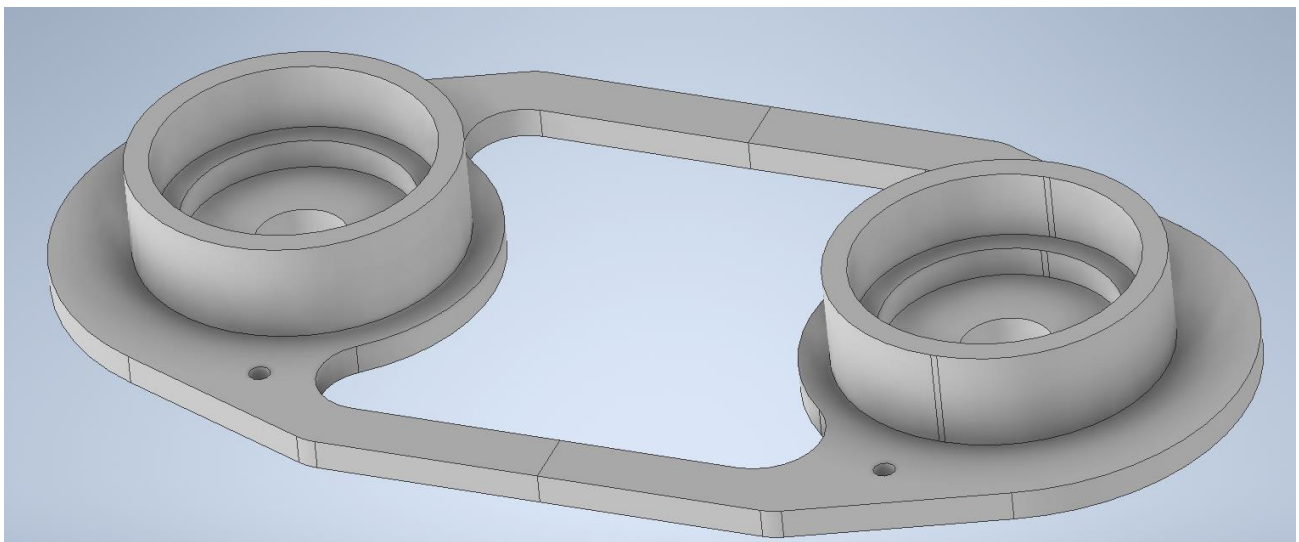


Figura 4.13: Diseño de la mesa

4.8 Selección de los rodamientos

En el mercado existe un extenso universo de rodamientos y fabricantes que ponen a disposición catálogos y manuales de selección. Factores tales como las cargas estáticas y dinámicas a soportar, velocidades de giro, temperatura de operación, confiabilidad, condicionan las características que debe tener un determinado rodamiento para su óptimo funcionamiento, por lo que la familia de rodamientos presentes para elegir es bastante extensa. Uno de los fabricantes más reconocidos a nivel mundial corresponde a SKF, la cual ofrece un completo catálogo de rodamientos y una guía para su selección [20].

4.8.1 Designación de rodamientos

Dadas las condiciones de operación a las que va a ser sometido el banco de ensayos, se opta por utilizar rodamientos radiales de una hilera de bolas. Para la designación se define un prefijo, luego la designación básica y por último el/los sufijo(s). Los prefijos son utilizados principalmente para identificar los componentes de un rodamiento, y para describir alguna característica especial, como por ejemplo si posee alguna tolerancia especial, si tiene ranuras para la lubricación, si son de alta

precisión, entre otros. Por su parte, los sufijos pueden ser varios y se designan en grupos, y definen variantes al diseño básico. Estas pueden incluir juegos radiales internos distintos, materiales especiales, diseño y característica de los sellos, tipos de jaulas, y demás.

La designación básica está compuesta por cinco dígitos que se dividen en dos grupos, los tres primeros dígitos corresponden a las series de rodamientos y los últimos dos al tamaño, tal como se resume en la Figura 4.14.

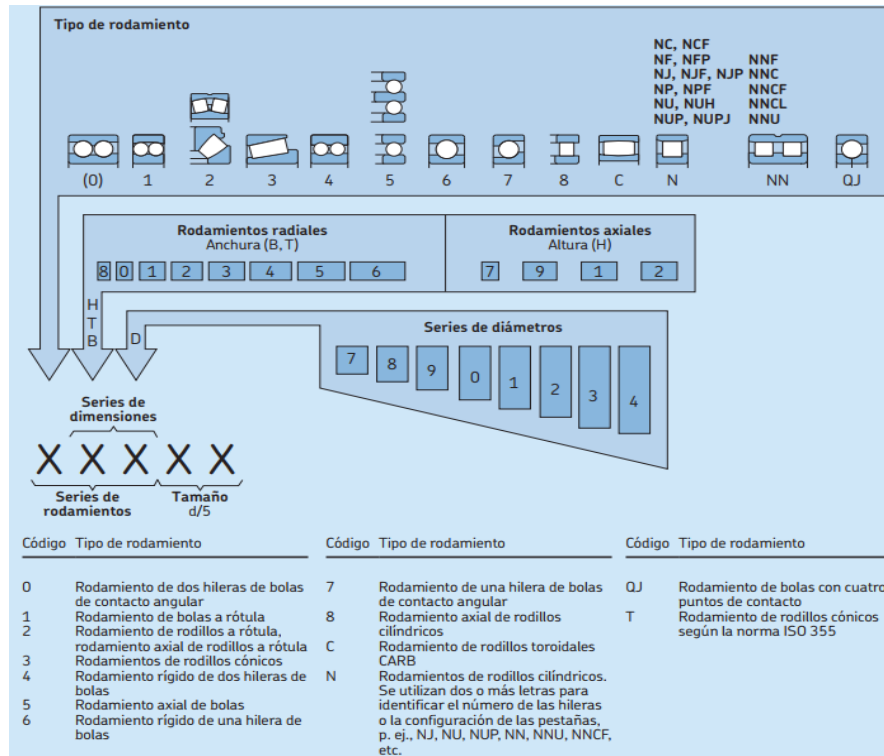


Figura 4.14: Guía para la designación de rodamientos según norma ISO (Fuente: [20])

El primer dígito de las series de rodamientos es el que identifica el tipo de rodamiento. Los siguientes dos dígitos corresponden a las series de dimensiones, que entregan información sobre las medidas de los diámetros y anchos para el caso de los rodamientos radiales, o altos para los rodamientos axiales. Las dimensiones principales de los rodamientos radiales están definidas por la norma ISO 15, las cuales son descritas por los números mostrados en la Figura 4.14. En las series de rodamientos, en ciertas ocasiones, se puede omitir el primer dígito correspondiente a la designación del tipo de rodamiento, y el segundo dígito correspondiente a la anchura. Esto se realiza cuando dichos dígitos corresponden al valor cero, es decir, cuando es un rodamiento de dos hileras de bolas de contacto angular, y cuando posee una serie de anchura de cero.

Considerando el diámetro nominal de 40 [mm], la Figura 4.15 muestra la designación para rodamientos radiales de una hilera de bolas y algunas de sus especificaciones técnicas, donde d corresponde al diámetro interior, D es el diámetro exterior y B hace referencia a la anchura.

Dimensiones principales			Capacidad de carga básica		Carga límite de fatiga	Velocidades nominales		Masa	Designación
d	D	B	dinámica C	estática C ₀	P _u	Velocidad de referencia	Velocidad límite		
mm			kN		kN	r. p. m.		kg	-
40	52	7	4,49	3,75	0,16	26 000	16 000	0,032	61808
	62	12	13,8	10	0,425	24 000	14 000	0,12	61908
	68	9	13,8	10,2	0,44	22 000	14 000	0,13	61608
	68	15	17,8	11	0,49	22 000	14 000	0,19	6008
	80	18	32,5	19	0,8	18 000	11 000	0,37	6208
	80	18	35,8	20,8	0,88	18 000	11 000	0,34	6208 ETN9
	90	23	42,3	24	1,02	17 000	11 000	0,63	6308
	110	27	63,7	36,5	1,53	14 000	9 000	1,25	6408

Figura 4.15: Especificaciones de rodamientos de 40 [mm] (Fuente: [20])

4.8.2 Funcionamiento silencioso

Tal como se especifica en la sección 3.1, uno de los principales requisitos para el banco de ensayos es reducir lo máximo posibles fuentes de ruido que puedan afectar a las mediciones de EA, dado que con los sistemas de monitoreos actuales el ruido produce una pérdida de información de las EA generadas por las superficies en contacto, lo cual se quiere evitar en este banco de ensayos.

En el diseño presentado, la principal fuente de ruidos corresponde al generado por los rodamientos, por lo que en el diseño se toma en cuenta esto para obtener la máxima información posible de las EA generadas por el contacto entre las superficies de los dientes. Es por esto por lo que vale la pena tomar en cuenta los rodamientos SKF Explorer, dado que, si bien no tienen el fin específico de funcionamiento silencioso, su construcción más duradera, con tecnología más avanzada y su diseño pensado para reducir la fricción interna producen este efecto, al reducir el ruido y las vibraciones mecánicas.

4.8.3 Rodamiento seleccionado

Tomando en consideración los requisitos anteriormente planteados, se toma la decisión de escoger dos rodamientos SKF 6308/2z mostrados en la Figura 4.16, los que corresponden a un rodamiento SKF Explorer rígido de una hilera de bolas, cuyas características se muestran en la Figura B.1. Este rodamiento permite una alta estabilidad estructural, además utiliza un diseño de ranuras profundas y está lubricado con grasa para reducir la fricción interna. Esto resulta en un funcionamiento suave y eficiente, minimizando el ruido generado. el sufijo 2z hace referencia a que es un rodamiento sellado con escudos metálicos, lo que es conveniente en este caso dado que los rodamientos están expuestos al ambiente, y estos sellos protegen contra contaminantes externos como polvo y suciedad.



Figura 4.16: Rodamientos 6308/2z

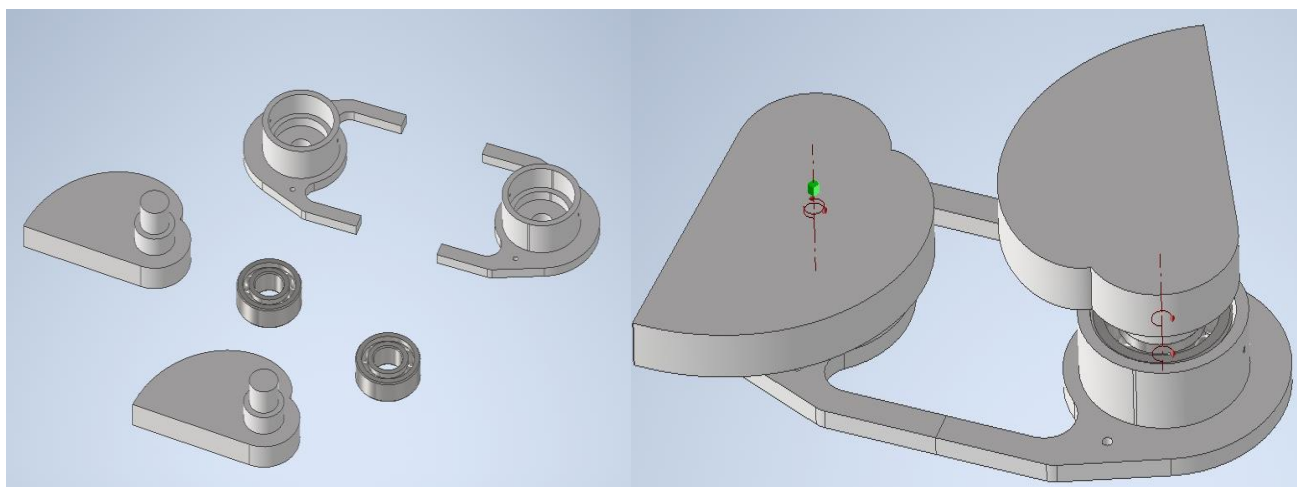
4.9 Selección de pernos

Los pernos para el diseño cumplen la única función de aprisionar los rodamientos con el fin de evitar su movimiento debido al diseño holgado del alojamiento en la mesa. Considerando lo anterior, el perno no va a estar sometido a cargas relevantes, lo que es importante es que el apriete no debe ser excesivo dado que esto puede dañar la superficie exterior del rodamiento. Considerando lo anterior se decide utilizar pernos DIN 912 M4X12 mm cincado, por las siguientes razones:

- Son bastante comunes y económicos: se pudo encontrar fácilmente en ferreterías. Tiene un costo de aproximadamente 117 pesos la unidad.
- Poseen cabeza hexagonal o tipo Allen, lo que permite un apriete mucho más preciso y sencillo gracias en parte a la forma más pequeña de la llave Allen.
- El recubrimiento de zinc protege al perno de la humedad ambiental.
- Dado que no es sometido a ninguna carga considerable, utilizar pernos de mayor diámetro no aporta ninguna ventaja más allá de ofrecer una mayor superficie de contacto entre el perno y el rodamiento.

4.10 Ensamblaje de las piezas

El ensamblaje representado en la Figura 4.17 nos permite aplicar restricciones al sistema para simular el mecanismo montado y observar si existe algún problema en el montaje, tal como problemas de interferencia. Al respecto, en el perfil evolvente se agrega una restricción transicional, que permite simular el empuje que realiza el diente conductor sobre el conducido, consiguiendo la interacción esperada entre ambos, esto es, un empuje con una relación 1:1, siguiendo el punto de contacto una línea recta. Además, se puede apreciar durante el contacto que en cada momento de éste las secciones del diente que interaccionan para un determinado momento del contacto siempre son las mismas, es decir, no existe más de una posición posible de los dientes durante un momento determinado del contacto.



a) Piezas preparadas para el ensamble

b) Mecanismo ensamblado

Figura 4.17: Proceso de ensamblado en Inventor

A modo de comprobación, se realiza una simulación dinámica en inventor, donde se establece la condición de contacto entre ambas superficies. Se elige el punto de comienzo de la evolvente en el

radio base, y se grafica su velocidad. De este modo se obtiene la Figura 4.18, donde se observa que ambas velocidades siempre tienen la misma magnitud, por lo que ambas velocidades angulares deben ser iguales para mantener la condición de contacto.

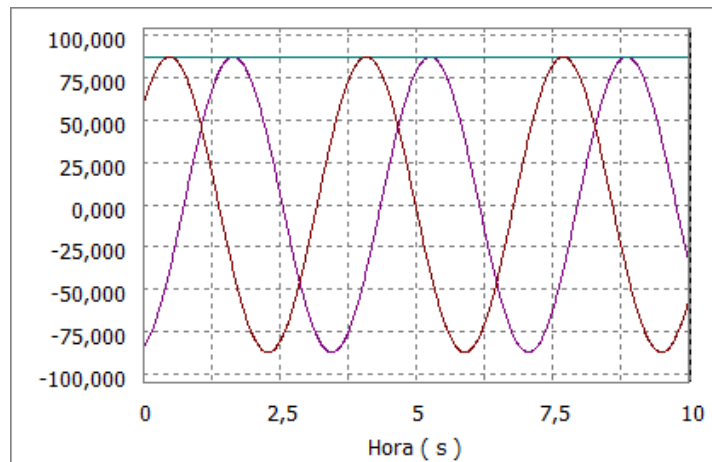
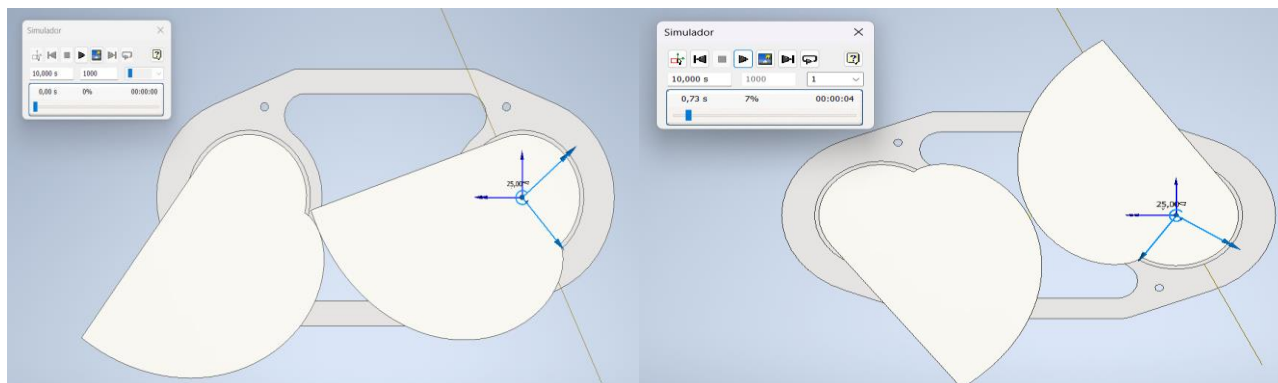


Figura 4.18: Comparación de la velocidad del punto de inicio de la evolvente de ambos dientes

Del mismo modo, se fuerza que uno de los dientes vaya a mayor velocidad angular por una diferencia de $0,034$ [rad/s], e inmediatamente se puede apreciar la pérdida del contacto entre los dientes, tal como se ilustra en la Figura 4.19.



a) Inicio del contacto

b) Pérdida de contacto

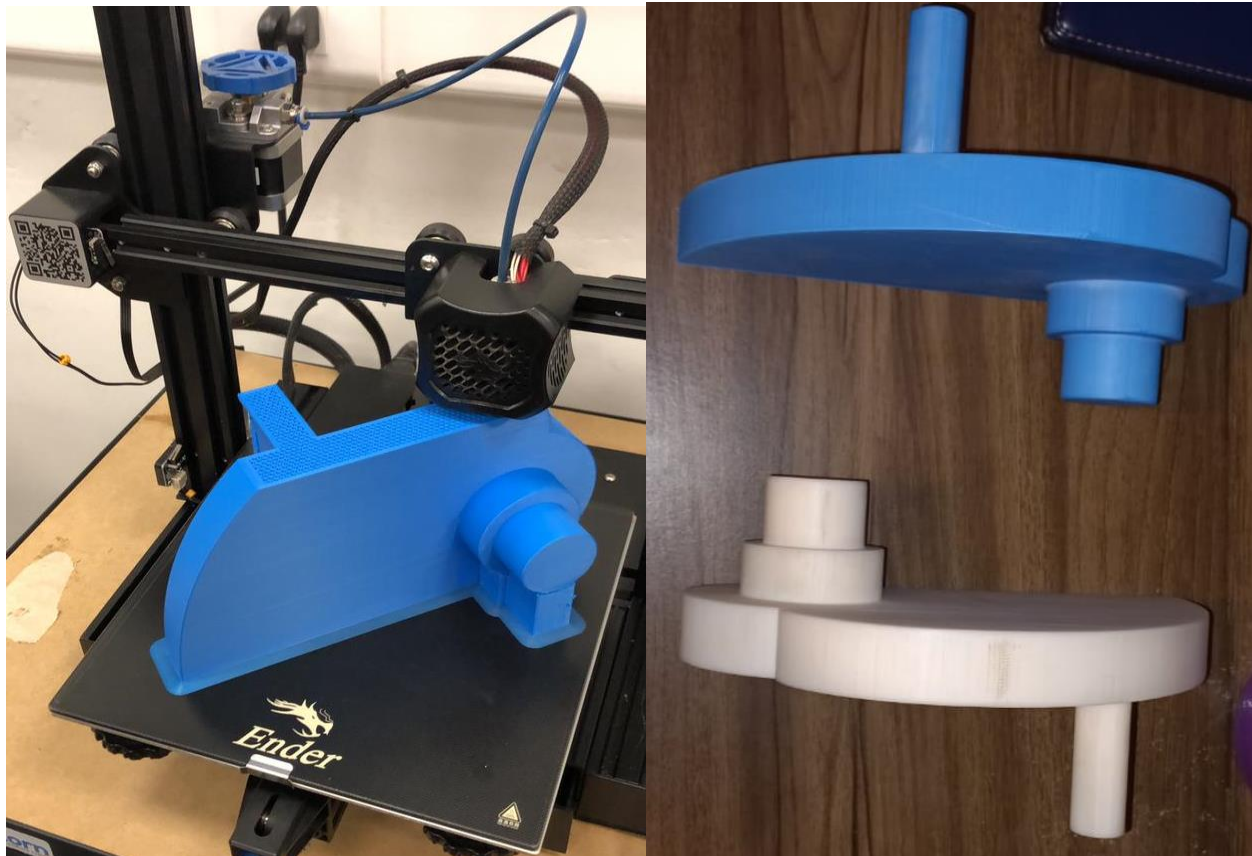
Figura 4.19: Condición de giro donde los dientes tienen distintas velocidades angulares

CAPÍTULO 5: Fabricación de un prototipo.

Con tal de probar las dimensiones obtenidas en el capítulo 3, se procede a fabricar un prototipo por medio de impresión 3D con tal de poder detectar posibles puntos de mejora del diseño en lo que a montaje se refiere. Para el diseño del prototipo se hace uso del software de diseño Autodesk Inventor 2024, para posteriormente preparar las piezas para ser cargados en las impresoras.

5.1 Fabricación de las piezas

Para la fabricación de las piezas Se utilizan las impresoras 3D del laboratorio de fabricación digital de la facultad de ingeniería mecánica de la Universidad de concepción, correspondientes a las impresoras Creality Ender 3 V-2, las cuales permiten trabajar con filamentos de PLA. Ambos dientes se configuraron a un 50% de densidad, con lo que demoró una semana en total en imprimir ambos dientes. La Figura 5.1 representa la impresión de uno de los dientes, llevada a cabo sin mayores problemas.



a) Impresión del diente

b) Dientes listos

Figura 5.1: Impresión de dientes para el prototipo

Para el caso de la mesa, surge el problema que la dimensión del diseño sobresale de la placa de impresión, debido a que la impresora considerada para la fabricación se encuentra inoperativa al momento de fabricar las piezas. Ante esta problemática surgen dos caminos a seguir:

- Reducir las dimensiones de la mesa, lo que implica modificar los parámetros de la sección
- Dividir la pieza en dos partes, y luego unir las o soldarlas.

Para evitar tener que volver a calcular todos los parámetros, se opta por la segunda opción. La Figura 5.2 muestra ambas mitades impresas, pero aún sin unir, las que en un principio no presentan problemas.



Figura 5.2: Mitades de la mesa impresas

5.2 Montaje del prototipo

Para la unión de ambas mitades de la mesa se realiza una soldadura plástica por calor, tal como se observa en la Figura 5.3. Se utiliza un alambre y luego se refuerza con más filamento, dado que, aparte de crear una unión sólida y resistente, permite rellenar las irregularidades que quedaron en las superficies de unión, sin modificar la distancia entre los alojamientos. Una vez lista la mesa, se procede a posicionar los pernos agujeros.



Figura 5.3: Unión de las mitades de la mesa

Para el montaje de los dientes, primero se lijan los asientos de los rodamientos con el fin de, primero, reducir las líneas de impresión producto del depósito del filamento, y, por otra parte, reducir

mínimamente el diámetro hasta que entre de manera suave y firme en el rodamiento, pero sin que se genere un huelgo. Una vez instalados los dientes en los rodamientos, se proceden a colocar en los alojamientos y se aprietan los pernos para fijarlos en la posición. Las primeras impresiones una vez montado los dientes y fijado los rodamientos, son las de obtener un prototipo de tamaño adecuado y bastante firme, tal como se muestra en la Figura 5.4.



Figura 5.4: Montaje del prototipo

5.3 Pruebas del funcionamiento del prototipo

Una vez montado el prototipo, se procede a realizar las primeras pruebas respecto al movimiento y el contacto de los dientes tal como se registra en la Figura 5.5, con el fin de obtener la primera retroalimentación sobre posibles problemas en el movimiento del mecanismo, así como para registrar las primeras impresiones antes de avanzar a las pruebas preliminares.



Figura 5.5: Prueba del prototipo

Durante la prueba del prototipo, se destaca la necesidad de aplicar un torque resistente al movimiento, que en este caso se logra utilizando la mano izquierda para controlar el movimiento y evitar la pérdida

de contacto, esto fue debido a que el prototipo es muy ligero, por lo que en la prueba se producía pérdida de contacto debido al empuje del diente conductor. Cabe destacar que, gracias al peso de los rodamientos, para la prueba finalmente no se requirió de la fijación de la mesa, dado que la fuerza ejercida sobre el prototipo no fue suficiente para causar el movimiento de ésta.

El prototipo muestra buena rigidez, los rodamientos quedan aprisionados gracias a los pernos DIN 912 instalados, los que evitan el desplazamiento de éstos que puedan afectar en el movimiento del punto de contacto. Para evitar dañar la superficie de los rodamientos y conseguir mantener la posición fijada, se evita que los pernos ejerzan presión sobre el rodamiento, se instalan para que actúen únicamente como tope.

Cabe destacar que durante la prueba se puede sentir el deslizamiento de un diente sobre el otro en los puntos extremos de la línea de contacto, teniendo un sonido característico de dos superficies deslizándose, que va disminuyendo a medida que se acerca el contacto al punto de paso. Al alcanzar el punto de paso, el ruido cesa por completo, para empezar a aparecer nuevamente a medida que se va alejando del punto de paso. Además, se puede sentir los pequeños impactos descritos por Taura y Nakayama [10], efecto que se acentúa al generar una mayor fuerza normal sobre los dientes.

5.4 Pruebas preliminares

A pesar de que las mediciones de EA están pensadas para el banco de ensayos fabricado en acero, es interesante realizar pruebas preliminares sobre el prototipo, para probar influencia de factores externos y ensayar los movimientos a modo de reducir el margen de error al momento de medir en el banco de ensayos final. Se espera previo al ensayo que se obtengan señales más débiles debido a la fabricación en impresión 3D del prototipo, lo que causa que, al tener una densidad del 50% se atenúen las señales, y la superficie, al ser formada por capas de filamento puestas una sobre otra, genera interfases que debilitan las señales.

La Figura 5.6 muestra la preparación del banco de ensayos para la adquisición de las señales, donde se puede apreciar todo el circuito de adquisición utilizado. Para la adquisición de datos, se utiliza el sensor piezoeléctrico VS375-M que posee una frecuencia de resonancia de 375 KHz, y un rango de frecuencia de respuesta que va desde los 250 hasta los 700 kHz. El sensor se va a fijar en el banco de ensayos utilizando una base magnética, sin embargo, surge el problema para el prototipo de fijar el sensor dado que al no ser metálico no sirve la base magnética.

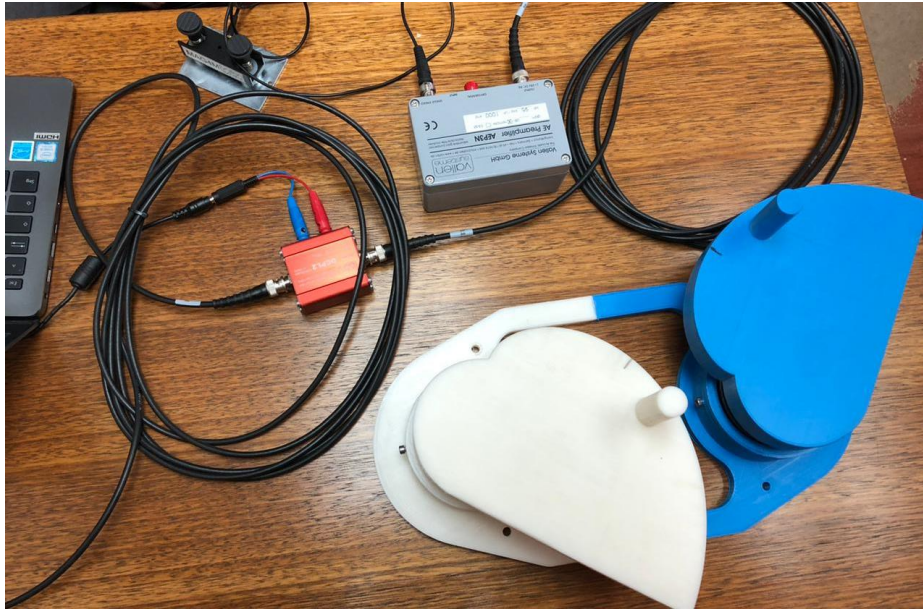


Figura 5.6: Montaje del sistema de monitoreo

El preamplificador utilizado se muestra en la Figura 5.7, el cuál cumple la función de amplificar la señal en un rango ajustable entre 34 y 49 dB. Además, tiene incorporado un filtro de paso alto de 95 kHz y uno de paso bajo de 1000 kHz, de manera de realizar un primer filtro para eliminar ciertos ruidos y problemas de aliasing generados por el proceso de amplificación de las señales.



Figura 5.7: Preamplificador

Por su parte la caja de desacople DCPL2 de la Figura 5.8 se conecta después del preamplificador, ésta cumple la función de aislar los circuitos eléctricos para evitar que las señales no deseadas o los problemas eléctricos se propaguen de un circuito a otro, evitando de ese modo interferencias y ruidos.



Figura 5.8: Caja de desacople

Por último, se utiliza el módulo de adquisición de datos mostrado en la Figura 5.9, que se utiliza para adquirir las señales, permitiendo la conexión entre el sistema de adquisición de datos con el computador. En otras palabras, permite la conversión de señales analógicas en datos digitales para ser almacenados y procesados por la computadora.



Figura 5.9: Módulo de adquisición utilizado

La solución temporal utilizada para el problema de la fijación del sensor fue utilizar una prensa tipo c para aprisionar la base magnética, y de este modo evitar el movimiento del sensor. La principal limitación de esta solución provisional se puede observar en la Figura 5.10, dado que el sensor queda posicionado bastante lejos del punto de paso dado la limitación espacial de la prensa. A parte de esto, la manivela de la prensa es holgada, cuyo movimiento puede generar EA, y estas ser detectadas por el sensor. Estos defectos no estarán en el banco de ensayos final, donde la base magnética puede cumplir su función sin problemas.



Figura 5.10: Fijación del sensor por medio de una prensa tipo c

Para la medición preliminar, se realizan las siguientes mediciones:

- 1- tres ensayos Hsu-Nielsen
- 2- dos mediciones estáticas
- 3- tres giros sin contacto o en vacío
- 4- nueve giros con contacto

Todas las tomas de muestras son mostradas en el **Anexo C: Mediciones de las EA.**

Los ensayos Hsu-Nielsen se realizan quebrando la punta del lápiz mostrado en el punto de paso, ilustrado en la Figura 5.11, logrando reproducir correctamente la típica forma de la ráfaga transiente de la señal de este ensayo. Es interesante recalcar que el ensayo permite establecer la gran influencia que tiene la distancia del sensor a la fuente del ensayo, atenuándose considerablemente la señal obtenida a medida que se aleja de la posición del sensor.



Figura 5.11: Realización del ensayo Hsu-Nielsen

Respecto de las mediciones en vacío o estáticas, no se mostraron perturbaciones en la señal, por lo que se descarta alguna influencia fuera del mecanismo y el sistema de adquisición.

De los giros sin contacto se obtuvieron resultados interesantes. De los ensayos mostrados en las figuras, se observa que el rodamiento tiene una mínima influencia en las EA, donde no se observan cambios significantes respecto a las mediciones estáticas. Sin embargo, la primera medición muestra claramente la aparición de una transiente con una forma bastante distinta a las observadas en los ensayos Hsu-Nielsen. Hay varios factores que pueden estar influenciando las EA obtenidas y que se les necesita prestar atención para evitar efectos indeseados que alteren las señales.

Por último, se realizaron nueve medidas del contacto entre los dientes, de manera de evitar posibles errores por la forma de operar el prototipo, así como para probar distintas formas de realizar el movimiento, tales como moverlo más rápido, o aplicar una mayor fuerza normal. Además de lo anterior, tres personas distintas realizaron las medidas, para ver la influencia de la forma de medir de cada persona, que pudiera afectar también.

Las EA obtenidas presentan diversos comportamientos y formas, desde la incapacidad de mostrar datos relevantes como en el caso del ensayo de la Figura C.14, hasta la aparición de múltiples transientes relativamente juntas. La Figura C.10 y la Figura C.15 muestran una forma de transiente bastante parecidas a las del caso del ensayo Hsu-Nielsen, que podría ser un indicador del punto de paso, pero se requiere un mayor control y rigurosidad en la medición. Respecto a ello, se recomienda

utilizar un cronómetro o sistema de medición de tiempo, como por ejemplo utilizar un giroscopio para establecer si dichas transientes ocurren al mismo tiempo que se alcanza el punto de paso. Por otro lado, las distintas formas de las transientes, por ejemplo, al comparar las figuras, pueden deberse a distintos factores, como los detectados a continuación:

- Cantidad de fuerza normal ejercida, afecta considerablemente las EA además de reducir el control sobre el movimiento aplicado a mano
- Efecto del cable, que puede generar interferencias y ruido
- Movimiento axial producto del juego del rodamiento y la mesa
- Deslizamiento entre la mesa y la superficie apoyada, dado que para los ensayos preliminares no se aperturó la mesa
- Efecto de la prensa, que presenta movimiento en la manivela que puede generar EA

Por último, un fenómeno bastante interesante de analizar es el observado en los penúltimos dos ensayos correspondientes a la Figura C.16 y la Figura C. 17, donde se muestran múltiples transientes en rangos de tiempo bastante cercanos, este efecto coincide con el fenómeno de pequeños impactos o “tiritones” que ocurre cerca del punto de paso al aplicar la suficiente fuerza normal.

A pesar de ello, se debe comprobar que efectivamente esa es la causa de la aparición de múltiples ráfagas para el caso del banco de ensayos final, verificando si dicho fenómeno persiste a pesar de hacer los cambios para reducir los efectos de las fuentes de ruido anteriormente mencionadas, además de realizar la verificación por medio de cronómetro o giroscopio para analizar si coinciden en el tiempo ambos fenómenos.

5.5 Posibles mejoras del prototipo

Gracias a los ensayos realizados, se han detectado ciertos detalles en el diseño, por lo que a continuación se explica en que afecta cada uno y posibles mejoras para solventar los defectos.

5.5.1 Posición y tamaño de la manilla

Del diseño, la manilla está posicionada cerca del punto de paso, lo que eventualmente puede afectar a la ubicación el sensor y la lectura de las EA. Por ello, se propone cambiar la posición de la manilla, tal como se muestra en la Figura 5.12, por ejemplo.

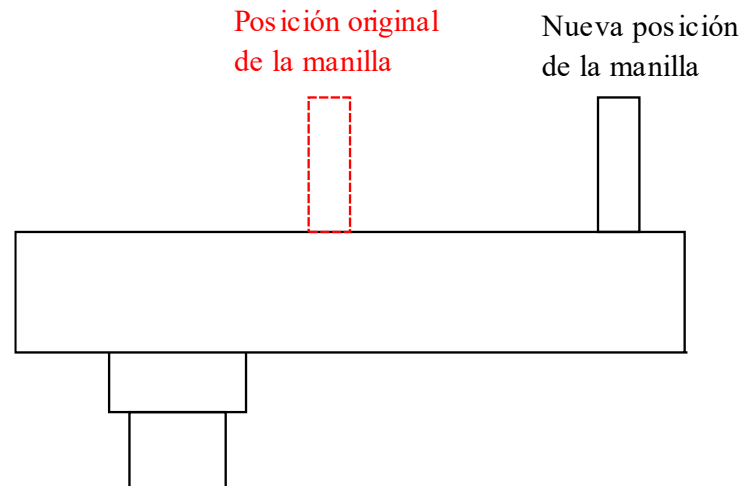


Figura 5.12: Esquema del cambio en la posición de la manilla

Por otro lado, si bien la manilla tiene una longitud aceptable, se puede disminuir bastante su largo sin que afecte en la comodidad de la operación, permitiendo de este modo reducir ligeramente el peso y poder utilizar tochos o planchas de menores dimensiones, lo que puede facilitar encontrar material compatible y a la vez reducir costos.

5.5.2 Rigidez del prototipo

Al momento de realizar el montaje, se notó un cierto desplazamiento lateral de los dientes, lo que es indeseable dado que este movimiento genera deslizamientos y cargas adicionales en la dirección paralela al asiento del rodamiento, lo que va a causar una alteración en las EA medidas. Fueron identificadas tres causas principales:

- 1- El rodamiento presenta cierto juego en el acople con el asiento, este es un defecto que se presenta en el prototipo debido a no considerar tolerancias y conseguir una entrada suave, además aparece por a la dificultad de controlar la fuerza aplicada manualmente, dado que al girar con la mano uno tiende a cargar hacia abajo, produciendo este movimiento. Se espera que, en el banco de ensayos, al considerar tolerancias de interferencia, las fuerzas de compresión generadas por la interferencia disminuyan considerablemente este juego.
- 2- Juego de la pista interna del rodamiento: El rodamiento presenta cierto juego axial que se evidencia por la salida de un poco del lubricante. Este problema surge principalmente por utilizar un rodamiento radial en una posición axial, soportando el peso en esa dirección. Al igual que para el primer punto, la selección de una tolerancia de interferencia adecuada debiese solventar en cierta medida este aspecto dado a la disminución del juego interno producto de la presión ejercida por el eje, pero de ser necesario se debe tener la opción de considerar utilizar rodamientos con un juego interno menor, o directamente utilizar rodamientos axiales.
- 3- Flexibilidad de la mesa: La mesa, al ser de filamento de PLA presenta una rigidez bastante baja, especialmente en la zona de unión de ambas mitades producto de ser delgada en esa zona. Esto se notó principalmente al intentar aplicar una mayor fuerza normal, donde la mesa se tiende a flectar. La solución más inmediata es aumentarle la rigidez al apernar la mesa sobre otra superficie, por ejemplo, utilizar una tabla, para lo cual es bastante útil los agujeros realizados sobre la misma. Este problema se podría incrementar al fabricar los dientes en acero

producto del peso, por lo que se puede considerar fabricar la mesa en otro material (como acero o aluminio) de ser necesario.

5.5.3 Sistema de control de torque y velocidad angular

Uno de los principales inconvenientes del diseño, debido a que el movimiento se entrega manualmente, corresponde a la dificultad que implica poder controlar la cantidad de torque aplicada al sistema. Como se revisó anteriormente, este torque aplicado es crucial para lograr una condición de velocidad angular constante, y de este modo evitar problemas de pérdida de contacto durante las mediciones. Por lo tanto, se proponen algunas mejoras posibles al diseño.

- a) Sistema de resorte torsional: basado en el funcionamiento de los cinturones de seguridad, se busca aprovechar la energía potencial elástica almacenada por un resorte que se deforma una cierta cantidad angular. De este modo, al hacer girar el diente conductor se debe vencer el torque generado por el resorte, permitiendo controlarlo de mejor manera. El principal desafío de esta opción es conseguir un torque controlado, debido a que, a medida que el resorte más se deforma, mayor es el torque que genera, y a medida que va retornando a su condición de reposo, este torque empieza a disminuir hasta desaparecer por completo.
- b) Uso de actuadores neumáticos o hidráulicos: estos elementos utilizan la energía hidráulica o neumática para convertirla en energía cinética, moviendo una barra de manera lineal. Se puede combinar ese movimiento con un sistema mecánico de barras para convertir dicho movimiento lineal en movimiento angular, como por ejemplo un sistema biela-manivela.
- c) Diseñar un sistema de poleas o correas, que permitan generar fuerzas normales producto de la tensión de estas sin estorbar al movimiento del mecanismo. De este modo, este sistema permite facilitar la mantención del contacto, lo que en consecuencia facilita para aplicar un torque más controlado. Se puede pensar también en complementar utilizando un pequeño motor, pero al ser un contacto interrumpido hace necesario agregar algún sistema de frenado como el uso de frenos electromagnéticos, con el fin de detener el movimiento una vez termine el contacto.

5.6 Consideraciones para la fabricación en acero

Tomando como referencia lo observado en el prototipo, a continuación, se comentan puntos que establecen diferencias que pueden surgir al utilizar como materia prima el acero, y se realiza un breve análisis de las consecuencias que pueden traer dichas aserciones.

Lo primero que resalta es el hecho de que el banco de ensayos fabricado en acero será considerablemente más pesado que el prototipo en PLA, por lo que en este caso es recomendable estimar dicho peso, y de considerarse necesario optimizarlo reduciendo volumen a los dientes. Para la fabricación se considera un acero al carbono AISI 1045, el cuál es un acero de medio contenido de carbono ampliamente utilizado en engranajes [21], gracias a sus propiedades mecánicas que le permiten transmitir fuerzas de manera eficiente, es de fácil mecanizado, entre otros. A través de Inventor se puede estimar el peso de cada diente, como se observa en la Tabla 5.1, donde se obtiene que cada diente fabricado de acero da un peso aproximado de 6 kilogramos, lo que no debiese generar mayores problemas, dado que estos rodamientos están pensados para funcionar a mayor carga.

Tabla 5.1: Propiedades generales del diente de acero AISI 1045

Diente de Acero AISI-SAE 1045	
Masa	5,869 [kg]
Área	77523,219 [mm ²]
Volumen	747694 [mm ³]
Densidad	7,850 [g/cm ³]

5.6.1 Métodos de fabricación

Existen varios métodos de fabricación que nos permiten fabricar las piezas en acero. A continuación, se dará una breve explicación de alguno de ellos y sus respectivas ventajas y desventajas, separándose en fabricación de una pieza y fabricación por partes.

Fundición por molde de arena: proceso de conformado primario, que consiste en verter metal fundido en un molde que posee la forma de la pieza a fabricar. Una vez solidificado, se desecha el molde y se obtiene la pieza final.

- **Ventajas:** Como principal ventaja es que se obtiene el diseño de una sola pieza, requiriendo menos equipos y teniendo por lo general tiempos de fabricación bastante más bajos.
- **Desventajas:** Requiere experiencia para obtener una Buena pieza, tiene bastantes componentes a tener en cuenta para un buen proceso dado que pueden aparecer problemas en la pieza, tales como un llenado incompleto, contracciones del acero. Relacionado con lo anterior, requiere el diseño de un molde, que es complejo y requiere gente especializada, además de ser bastante costoso y requiere bastante tiempo. Se obtienen tolerancias y rugosidades malas, lo que produce un requerimiento de realizar un maquinado de las piezas

Fresadora CNC: El proceso de fresado corresponde a un proceso de maquinado, donde se utiliza una herramienta de giro que va desbastando de manera ininterrumpida un tocho macizo de acero. A diferencia del fresado convencional, Las fresadoras CNC son controladas por un sistema de control numérico por computadora, permitiendo movimientos automáticos mucho más precisos, lo que permite producir geometrías más complejas, en este caso, permite una fabricación de una superficie evolvente con mucho menos error.

- **Ventajas:** Permite gran precisión en la fabricación de geometrías complejas, además de que se obtienen buenos acabados superficiales, por lo que no requiere de un proceso de terminación superficial previo.
- **Desventajas:** Requieren mayores conocimientos técnicos y capacitaciones para su operación, así como conocimiento en programación. Posee la mayor fracción de pérdida de material, dado la naturaleza de desbaste del proceso.

Fabricación por partes: Una alternativa es fabricar cada elemento por separado y luego realizar un proceso de unión. Esta forma es la que otorga mayor flexibilidad para la fabricación, pero requiere de varios procesos distintos causando que sea bastante más extenso y costoso. Si bien hay múltiples maneras de realizar cada pieza, a continuación, se recomienda una forma para lograrlo.

- a) **Oxicorte:** Se utiliza oxicorte para cortar el perfil del diente de engranaje en una plancha de metal.
 - b) **Torneado:** Se utiliza un torno para dar forma al asiento del rodamiento a partir de una barra de acero.
 - c) **Soldadura:** Se suelda el diente de engranaje al eje utilizando técnicas de soldadura adecuadas.
- **Ventajas:** Permite mucho mayor flexibilidad para la corrección de errores gracias a su naturaleza por partes. De este modo, por ejemplo, si una tolerancia queda fuera de medida, no es necesario fabricar la pieza entera otra vez.
 - **Desventajas:** Requiere encontrar planchas que tengan un espesor de 25 [mm], las cuales no son muy comunes. Al requerir múltiples procesos de fabricación, tiene un tiempo de fabricación bastante mayor, además de tener un costo mucho mayor debido a la cantidad de herramientas especializadas distintas requeridas.

Debido a la dificultad presentada para encontrar planchas gruesas que no posean dimensiones excesivamente grandes, se estima que realizar la fabricación con la fresadora CNC es lo más conveniente para este caso, dado que es más sencillo encontrar un tocho o barra maciza a la medida, tal como se muestra en la Figura 5.13, donde se pueden comprar dos barras con dimensiones a medida por un precio total de \$156.704 pesos.



Figura 5.13: Precio por unidad de las barras de acero SAE 1045 con las dimensiones requeridas (Fuente: [22])

5.6.2 Tolerancias del rodamiento y del alojamiento

Para la selección de tolerancias, se siguen las recomendaciones que entrega SKF (Anexo B: Especificaciones de los rodamientos). Para el banco de ensayos diseñado se consideró que la pista externa va fija, con un ajuste holgado para el fácil desmontaje del rodamiento. Por su parte, la pista interna está sometida a cargas axiales estáticas y cargas radiales giratorias ligeras, y se busca un ajuste con interferencia con el fin de evitar el movimiento relativo entre el diente y el rodamiento, que pueden generar EA indeseadas, además de servir para generar cargas para reducir el juego axial del rodamiento.

Considerando lo anterior, y siguiendo las recomendaciones que otorga SKF en la Figura B.3 y la Figura B.4, se escoge un ajuste j_6 para el asiento del rodamiento y un ajuste H7 para el alojamiento, cuyos valores se muestran en la Tabla 5.2, donde DN corresponde al diámetro nominal, El ajuste

indica la tolerancia dimensional según la norma ISO, T_{inf} corresponde a la desviación inferior y T_{sup} a la desviación superior. Dichas tolerancias se pueden mirar gráficamente en la Figura B.5.

Tabla 5.2: Selección de ajustes para el asiento y el alojamiento del rodamiento

Sección	DN [mm]	Ajuste	T_{inf} [μm]	T_{sup} [μm]
Asiento	40	j6	-5	+11
Alojamiento	90	H7	0	+35

5.6.3 Atenuadores de ruido

Una solución independiente del rodamiento para aislar las EA generadas por el rodamiento, en caso de que estas sean considerables, es la de utilizar atenuadores de ruido, que corresponden a una barrera que se instaura en el recorrido de la onda de ruido aprovechando las características de propagación y atenuación de las EA. Para ello se recubre el material con uno diferente, generalmente de mucho menor impedancia, dado que, gracias al efecto de reflexión de las ondas elásticas, las ondas de ruidos al pasar de un medio de mayor impedancia a uno de menor generan una disminución considerable de amplitud de la señal, atenuándola [23]. De este modo, los materiales poliméricos han demostrado ser buenos absorbedores de ruido, tal como se muestra en la Figura 5.14.

Attenuator materials	Three-layer system				Difference in attenuation [dB]	Five-layer system	
	Optimum		Used			Thickness [mm]	Theoretical attenuation [dB]
	Thickness [mm]	Theoretical attenuation [dB]	Thickness [mm]	Theoretical attenuation [dB]		Thickness [mm]	Theoretical attenuation [dB]
Steel	7.375	20.5	—	—	—	—	—
Nylon	2.25	20.5	—	—	—	—	—
Steel	7.375	20.1	5.0	19.0	1.1	5.0	—
PVC	1.95	20.1	2.15	20.1	0	2.15	43.8
Steel	7.375	17.8	5.0	16.7	1.1	5.0	—
Teflon	1.7	17.8	1.65	17.8	0	1.65	40.8
Steel	7.375	17.3	—	—	—	—	—
PMMA	3.4	17.3	—	—	—	—	—

Figura 5.14: Tabla con propiedades aislantes de distintas coberturas para el acero (Fuente: [23])

Al respecto, se observa que, entre las opciones presentadas en la tabla, presentan niveles de atenuación parecidos, siendo el que más destaca en nylon. Por lo que en caso de que se observe ruido proveniente de los rodamientos, utilizar un recubrimiento de nylon, PVC, teflón o PMMA es una buena idea, considerando también que mientras más interfases se generen, mayor va a ser la atenuación, sin embargo, también va a requerir realizar una modificación al tamaño del asiento del rodamiento y sus tolerancias, de manera de que pueda entrar con el recubrimiento.

CAPÍTULO 6: Conclusiones y trabajo futuro

6.1 Conclusiones

El presente trabajo se centró en el diseño de un banco de ensayos capaz de simular el contacto deslizante-rodante que se produce entre un par de dientes de engranajes. Con el objetivo principal de recopilar y analizar las emisiones acústicas generadas durante esta interacción, se plantearon una serie de objetivos específicos que guiaron el proceso de diseño y desarrollo del banco de ensayos.

A través de la definición de las características y funciones fundamentales del mecanismo a diseñar, se establecieron las bases para la conceptualización y selección de soluciones de mecanismos de contacto entre perfiles evolventes. El dimensionamiento y cálculo cinemático permitieron asegurar la adecuada operatividad del diseño propuesto. Además, se consideró la integración de componentes auxiliares necesarios para garantizar un entorno aislado de influencias externas, asegurando así la fiabilidad y precisión de los resultados obtenidos.

La fabricación de un prototipo mediante impresión 3D permitió evaluar y detectar posibles mejoras que podrían implementarse en futuras iteraciones del diseño, tales como incorporar un sistema de control de torque, medición de velocidades, reducción y cambio en la posición de la manilla de manera de optimizar el diseño para evitar posibles problemas que pueden surgir en el banco de ensayos final fabricado en acero. Finalmente, se realizó una comprobación experimental y visual para verificar la presencia del fenómeno deslizamiento-rodadura en el prototipo, confirmando así que se cumplió con el objetivo de replicar la condición de contacto deseada.

Adicionalmente, a modo de prueba, se procedió a realizar mediciones preliminares con el fin de probar el funcionamiento general del mecanismo, obteniendo resultados prometedores dado que se pueden observar la aparición de transientes en la mayoría de las señales obtenidas. Sin embargo, se requiere un mayor análisis y control del entorno de medición para eliminar posibles fuentes de ruido, debido a que en teoría para las mismas condiciones de operación se debiesen obtener señales iguales o muy parecidas. De este modo, las mediciones preliminares sirvieron también para identificar cualquier anomalía o interferencia que pudiera afectar la calidad de las emisiones acústicas, a modo de tenerlas presente para las medidas que serán registradas en el banco de ensayos final fabricado en acero.

En conclusión, estas primeras mediciones y pruebas demostraron la viabilidad y el potencial del banco de ensayos diseñado para analizar el fenómeno deslizamiento-rodadura y las emisiones acústicas asociadas en el contacto de engranajes. Además, proporcionaron conocimientos que se utilizarán para futuras mejoras y refinamientos del sistema.

6.2 Trabajo futuro

6.2.1 Fabricación del banco de ensayos

Si bien en el presente trabajo se han mencionado mejoras para el banco de ensayos en acero, así como posibles procesos de fabricación, no se contempla en sí la fabricación en acero, por lo que es relevante poder comprobar con el banco de ensayos que realmente funcionan las mejoras propuestas, así como probar la estabilidad del sistema. También es importante tomar en cuenta lo mencionado sobre el

control del torque aplicado, donde se requiere profundizar más en mecanismos auxiliares que permitan conseguir esto sin alterar las EA.

6.2.2 Mediciones en seco en el banco de ensayos final

Las mediciones en el prototipo entregaron ciertas pautas para establecer variables importantes a considerar previo a la medición de manera de obtener señales fieles y libres de ruido. De ese modo, para el banco de ensayos conseguir las señales válidas que representen el contacto de las superficies es crucial para continuar con el proyecto, por lo que se le debe prestar especial atención a esta sección del proyecto, realizando un exhaustivo análisis a las señales obtenidas.

6.2.3 Diseño de un sistema de lubricación

Uno de los siguientes desafíos del proyecto es incluir un sistema de lubricación que permita incluir los efectos del lubricante en el análisis del contacto entre los dientes, considerando que simular la condición que ocurre en los sistemas de engranaje es bastante complicado dado las condiciones de operación a las que está sometido el banco de ensayos, lo que hace bastante complicado lograr formar una película de lubricante. Algunas posibles soluciones que requieren mayor profundización son incorporar una cuba de aceite que mantenga en constante baño a los dientes, utilizar lubricantes de baja viscosidad, lubricar con grasa.

6.2.4 Inclusión de fallas

Uno de los siguientes pasos en el estudio de las emisiones acústicas es analizar los efectos que trae incluir una falla en los dientes, tal como una picadura o generar una grieta, de manera de que se pierda parcialmente el perfil evolvente, y analizar el cambio en la forma de las EA bajo estas condiciones, en comparación con las generadas por los dientes sanos.

Referencias

- [1] T. J. B. W. F. D. Z. Tian, «Condition based maintenance optimization for wind power generation systems under continuous monitoring,» 2011.
- [2] R. B. Sharma, A. Parey y N. Tandon, «Modelling of acoustic emission generated in involute spur gear pair,» New Delhi, India, 2017.
- [3] C. Vicuña Molina, «Effects of operating conditions on the Acoustic Emissions (AE) from planetary gearboxes,» Concepción, Chile, 2013.
- [4] F. e. al., «A Review of Gear Fault Diagnosis of Planetary Gearboxes Using Acoustic Emissions,» 2021.
- [5] K. Lontin y M. Khan, «Interdependence of friction, wear, and noise: A review,» MK43 OAL, UK, 2021.
- [6] P. Feng, P. Borghesani, W. A. Smith, R. B. Randall y Z. Peng, «A Review on the Relationships Between Acoustic Emission, Friction and Wear in Mechanical Systems,» ASME, Sydney, NSW 2052, Australia, 2020.
- [7] C. Tan y D. Mba, «Correlation Between Acoustic Emission Activity and Asperity Contact During Meshing of Spur Gears Under Partial Elastohydrodynamic Lubrication,» 2005.
- [8] D. Dowson y G. R. Higginson, *Elasto-Hydrodynamic Lubrication*, 1977.
- [9] A. Barrueto y C. Vicuña Molina, «New aspects concerning the generation of acoustic emissions in spur gears, the influence of operating conditions and gear defects in planetary gearboxes,» *Insight - Non-Destructive Testing and Condition Monitoring* Vol 58 No 1, Concepción, 2016.
- [10] H. Taura y K. Nakayama, «Behavior of acoustic emissions at the onset of sliding friction,» Elsevier, 2017.
- [11] P. Blau, «Embedding Wear Models into Friction Models,» Springer, 2009.
- [12] G. Pahl, W. Beitz, J. Feldhusen and K. Grote, *Engineering design, a systematic approach*, London, UK: Springer, 2007.
- [13] A. Bedford y D. S. Drumheller, *Introduction to elastic wave propagation*, 1994.
- [14] W. Hassan y P. B. Nagy, «Simplified expressions for the displacements and stresses produced by the Rayleigh wave,» Cincinnati, 1998.
- [15] C. J. Hellier, *Handbook of non destructive evaluation*, capítulo 10., Macgraw-Hill, 2003.

- [16] M. Raček, «Effect of wave propagation and transfer of a sensor on detected acoustic emission signal,» Bratislava, Slovakia, 2018.
- [17] F. H. e. al, «State-of-the-Art Review on the Acoustic Emission Source Localization Techniques,» 2021.
- [18] S. P. Radzevich, Dudley's handbook of practical gear design and manufacture, Third Edition, CRC Press, 2016.
- [19] O. Dihtievskiy y V. Kvasnikov , «Analysis of the methods of measurement of the cylindrical gear involute,» Kyiv, 2019.
- [20] G. SKF, Rodamientos, Gotemburgo, Suecia: SKF, 2015.
- [21] J.R.Davis, Gear materials, properties, and manufacture, ASM International, 2005.
- [22] Otero Industrial, «Aceros Otero,» [En línea]. Available: <https://oteroindustrial.cl/barra-de-acero-carbono-aisi-sae-1045-c-12.html>.
- [23] G. Martin, «Characteristics of noise attenuators for use in acoustic emission studies,» Elsevier, 1983.
- [24] SKF, « Rodamiento rígido de bolas 6308.,» [En línea]. Available: <https://www.skf.com/cl/products/rolling-bearings/ball-bearings/deep-groove-ball-bearings/productid-6308>. [Último acceso: 05 07 2023].
- [25] ASTM, «Standard Guide for Determining the Reproducibility of Acoustic Emission Sensor Response,» ASTM international.
- [26] Y. Fan, F. Gu y A. Ball, «Modelling acoustic emissions generated by sliding friction,» Elsevier, Huddersfield, UK, 2009.
- [27] M. Ashby, H. Shercliff y D. Cebon, Materials: Engineering, Science, Processing and Design, capítulo 18, UK: Elsevier.

Anexo A: Dimensiones del diente y la mesa

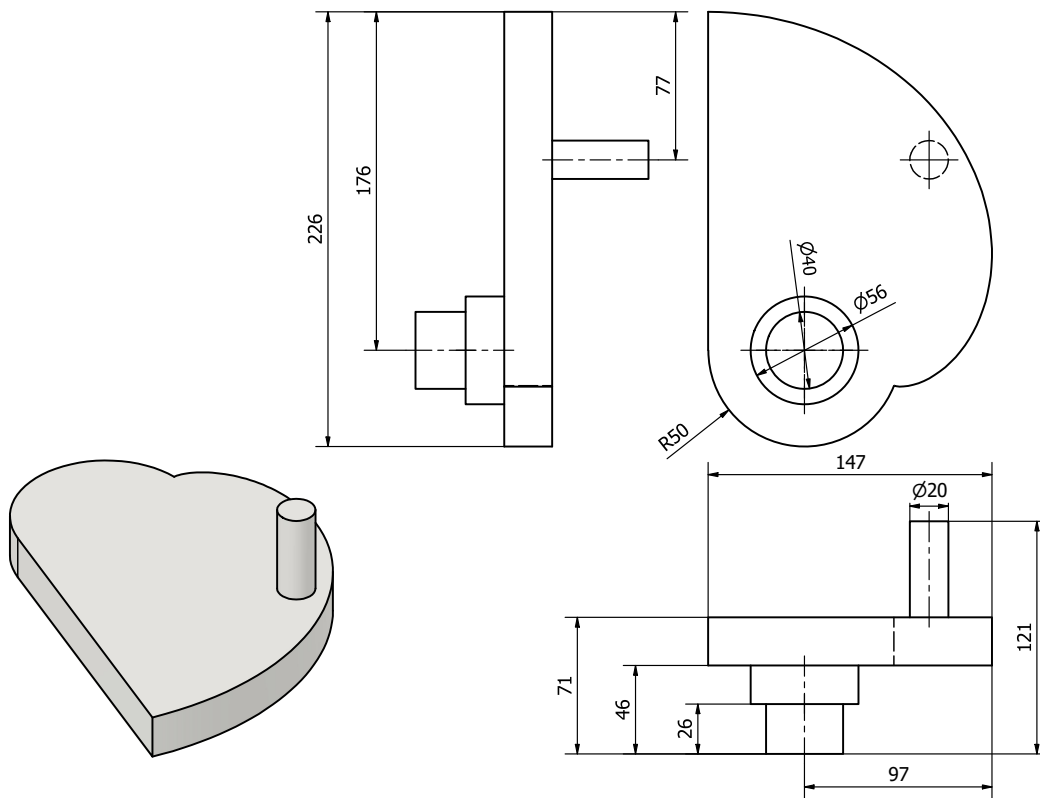


Figura A.1: Plano del diente

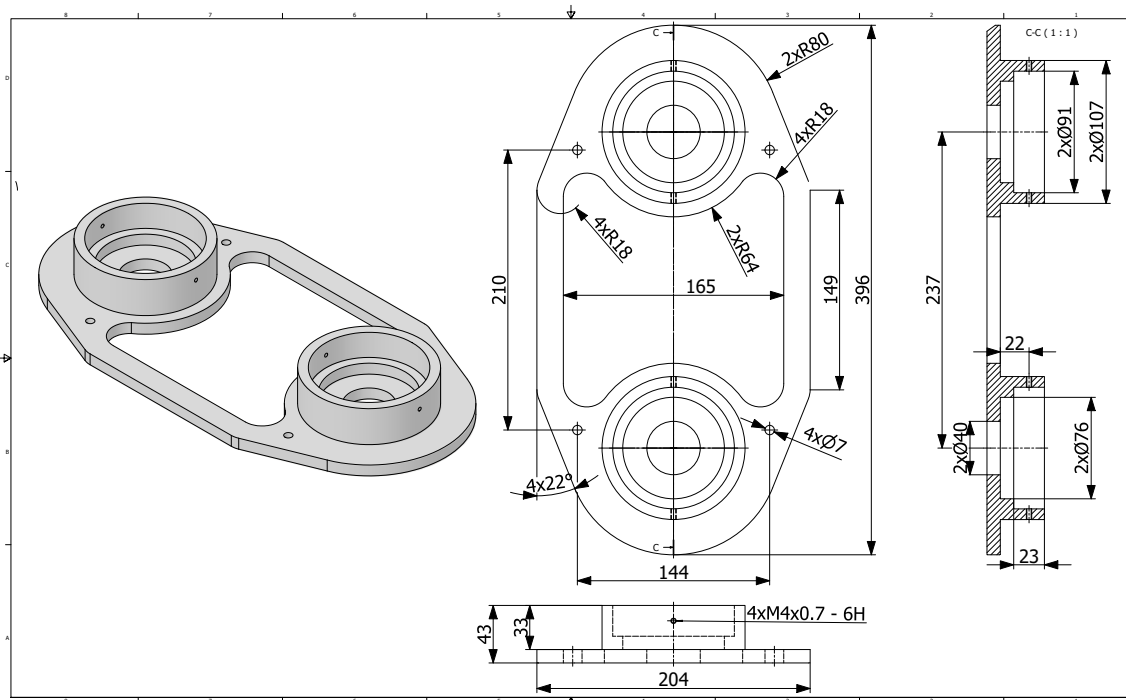
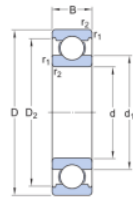


Figura A.2: Plano de la mesa

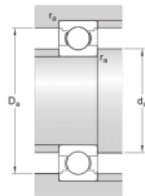
Anexo B: Especificaciones de los rodamientos

A continuación, se muestran las dimensiones del rodamiento SKF 6308, extraídas directamente de la página de SKF: [24]



Dimensiones

d	40 mm	Diámetro interno
D	90 mm	Diámetro exterior
B	23 mm	Ancho
d_1	= 56.11 mm	Diámetro del resalte
D_2	= 77.7 mm	Diámetro del rebaje
$r_{1,2}$	min. 1.5 mm	Dimensión del chafán



Dimensiones de los resaltes

d_a	min. 49 mm	Diámetro del resalte del eje
D_a	max. 81 mm	Diámetro del resalte del soporte
r_a	max. 1.5 mm	Radio del eje o acuerdo del soporte

Datos del cálculo

Capacidad de carga dinámica básica	C	42.3 kN
Capacidad de carga estática básica	C_0	24 kN
Carga límite de fatiga	P_u	1.02 kN
Velocidad de referencia		17 000 r/min

Figura B.1: Dimensiones del rodamiento SKF 6308

SKF entrega recomendaciones para la selección de tolerancias, la figura recomienda el tipo de ajuste según las condiciones de carga a la que estará sometido el rodamiento, la figura se recomiendan tolerancias para el asiento del rodamiento según el tipo de carga y la figura recomienda tolerancias para el alojamiento del rodamiento, por último, la figura muestra gráficamente las distintas denotaciones de tolerancias tanto para el eje como para el agujero, especificando los distintos ajustes que se obtienen con cada tolerancia. Todas las imágenes fueron extraídas del catálogo de rodamientos de SKF, sección F [20].

Condiciones de giro y carga				
Condiciones de funcionamiento	Ilustración esquemática	Condición de carga	Ejemplo	Ajustes recomendados
Aro interior giratorio		Carga giratoria sobre el aro interior	Ejes accionados por correas	Ajuste de interferencia para el aro interior
Aro exterior fijo		Carga fija sobre el aro exterior		Ajuste flojo para el aro exterior (posible)
Dirección de carga constante				
Aro interior fijo		Carga fija sobre el aro interior	Rodillos de transportadores	Ajuste flojo para el aro interior (posible)
Aro exterior giratorio		Carga giratoria sobre el aro exterior	Rodamientos para cubos de rueda de automóviles	Ajuste de interferencia para el aro exterior
Dirección de carga constante				
Aro interior giratorio		Carga fija sobre el aro interior	Aplicaciones vibratorias	Ajuste de interferencia para el aro exterior
Aro exterior fijo		Carga giratoria sobre el aro exterior	Cribas o motores vibratorios	Ajuste flojo para el aro interior (posible)
Carga que gira con el aro interior				
Aro interior fijo		Carga giratoria sobre el aro interior	Trituradora giratoria	Ajuste de interferencia para el aro interior
Aro exterior giratorio		Carga fija sobre el aro exterior	(Impulsores de un carrusel)	Ajuste flojo para el aro exterior (posible)
Carga que gira con el aro exterior				

Figura B.2: Tipo de ajuste recomendado según las características de las cargas a las que se somete el rodamiento

Diámetro del eje [mm] Rodamientos de bolas ³⁾	Rodamientos de rodillos cilíndricos	Rodamientos de rodillos cónicos	Rodamientos CARB y rodamientos de rodillos a rótula	Clase de tolerancia ²⁾
≤ 17	—	—	—	js5 (h5) ⁴⁾
> 17 a 100	≤ 25	≤ 25	—	j6 (j5) ⁴⁾
> 100 a 140	> 25 a 60	> 25 a 60	—	k6
—	> 60 a 140	> 60 a 140	—	m6

Figura B.3: Tolerancia recomendada para el asiento del rodamiento ante condiciones de cargas ligeras

Ajustes para los soportes de acero y de fundición enterizos o de dos piezas (para rodamientos radiales) ¹⁾			
Condiciones	Ejemplos	Clase de tolerancia ^{2) 3)}	Desplazamiento del aro exterior
Dirección indeterminada de la carga			
Cargas de ligeras a normales ($P \leq 0,1 C$), desplazamiento axial del aro exterior: deseable	Generadores y motores eléctricos medianos, bombas, rodamientos para cigüeñales	J7	En la mayoría de los casos, es posible el desplazamiento, pero puede producirse cierta fuerza axial (inducida)
Carga fija sobre el aro exterior			
Cargas de todo tipo	Aplicaciones de ingeniería en general, cajas de grasa de ferrocarril	H7 ⁴⁾	Es posible el desplazamiento
Cargas de ligeras a normales ($P \leq 0,1 C$) en condiciones de funcionamiento simples	Aplicaciones de ingeniería en general	H8	Es posible el desplazamiento
Dilatación térmica del eje	Cilindros de secado, máquinas eléctricas grandes con rodamientos de rodillos a rótula	G7 ⁵⁾	Es posible el desplazamiento

1) Para casquillos de agujas, los rodamientos de agujas autoalineables y los rodamientos de agujas combinados → **Tolerancias de ejes y soportes, página 716.**

2) Todas las clases de tolerancia ISO son válidas con el requisito de recubrimiento (como H7 \oplus) según ISO 14405-1.

3) En el caso de los rodamientos de bolas con $D \leq 100$ mm, a menudo, se prefiere el grado de tolerancia IT6 y se lo recomienda para rodamientos con aros de paredes delgadas, como los de las series de diámetros 7, 8 o 9. Para estas series, también se recomiendan las tolerancias de cilindridad IT4.

4) En el caso de los rodamientos grandes ($D > 250$ mm) o cuando se presentan diferencias de temperatura > 10 °C (18 °F) entre el aro exterior y el soporte, debe usarse la clase de tolerancia G7 \oplus en lugar de la H7 \oplus .

5) En el caso de los rodamientos grandes ($D > 500$ mm) o cuando se presentan diferencias de temperatura > 10 °C (18 °F) entre el aro exterior y el soporte, debe usarse la clase de tolerancia F7 \oplus en lugar de la G7 \oplus .

Figura B.4: Recomendaciones de tolerancias para el alojamiento del rodamiento según la condición de carga

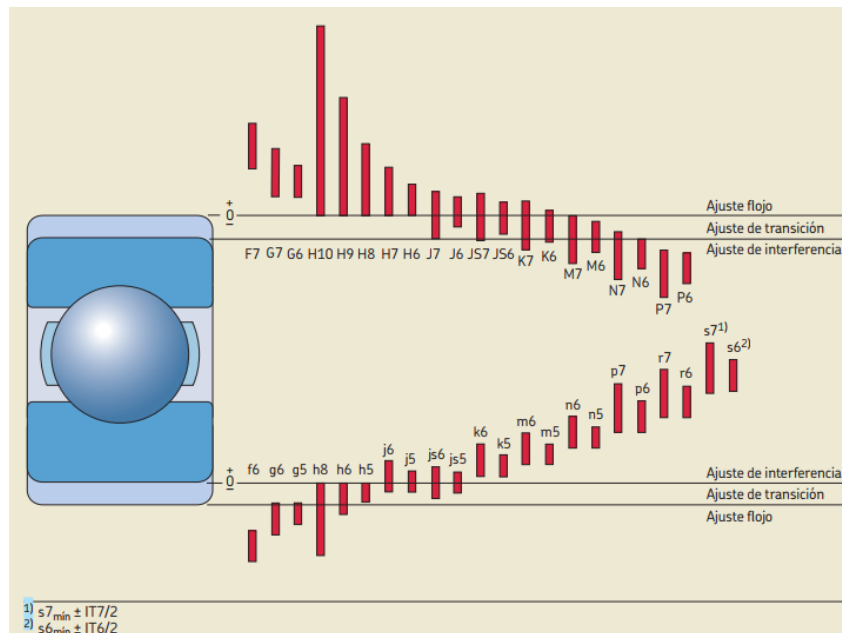


Figura B.5: Esquema gráfico de las distintas tolerancias y de los tipos de ajustes que generan

Anexo C: Mediciones de las EA

Las tres primeras mediciones corresponden a ensayos Hsu-Nielsen, que corresponden a un ensayo estandarizado que consiste en registrar la EA generada por la fractura de la punta de un portaminas apoyado sobre un cono de teflón tal como se muestra en la figura.

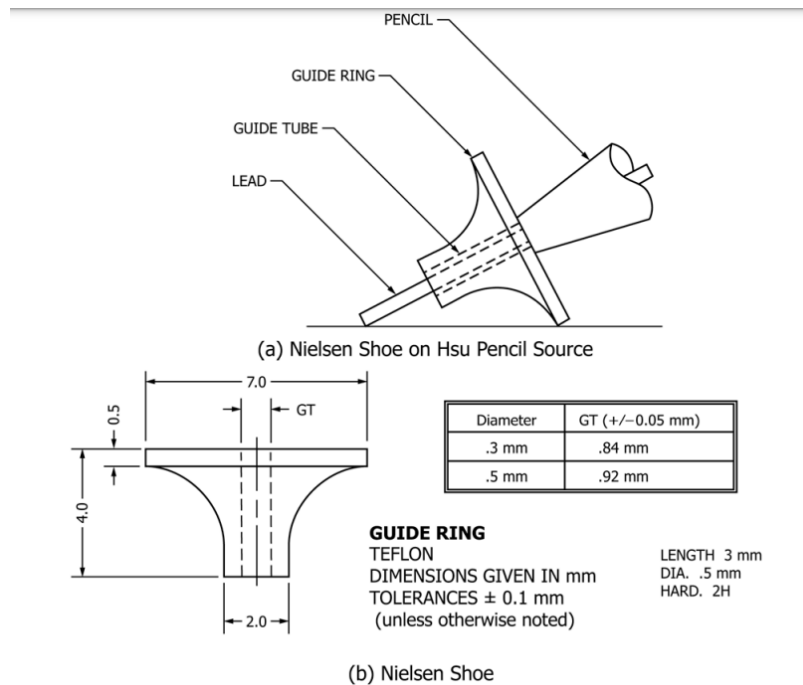


Figura C.1: Portaminas Hsu y zapato Nielsen del ensayo (Fuente: [25])

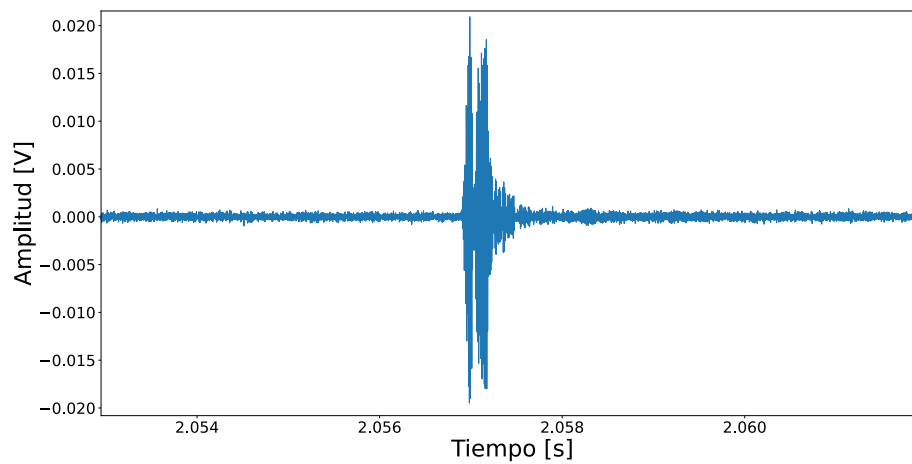


Figura C.2: Primer ensayo Hsu-Nielsen

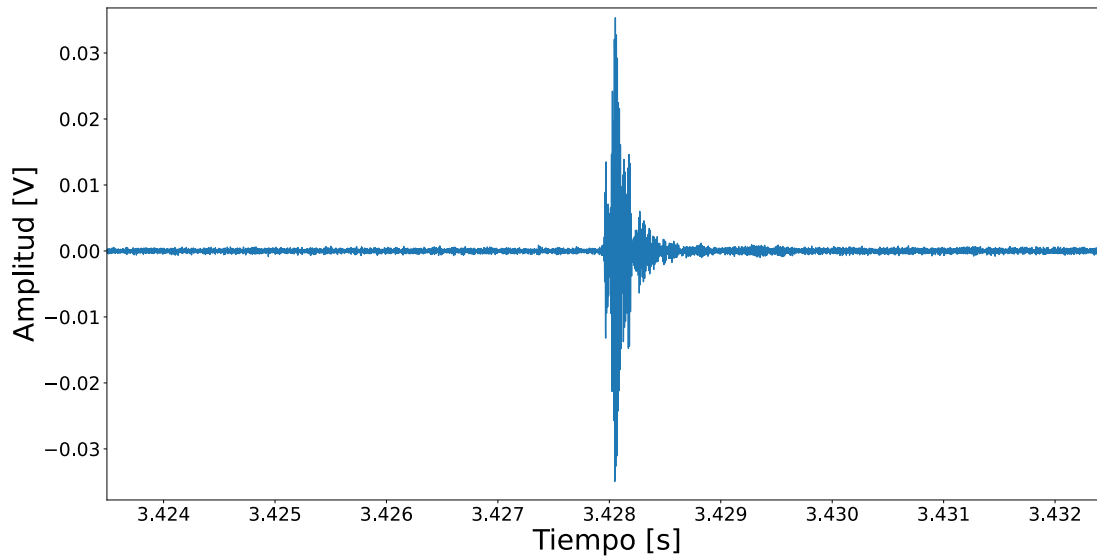


Figura C.3: Segundo ensayo Hsu-Nielsen

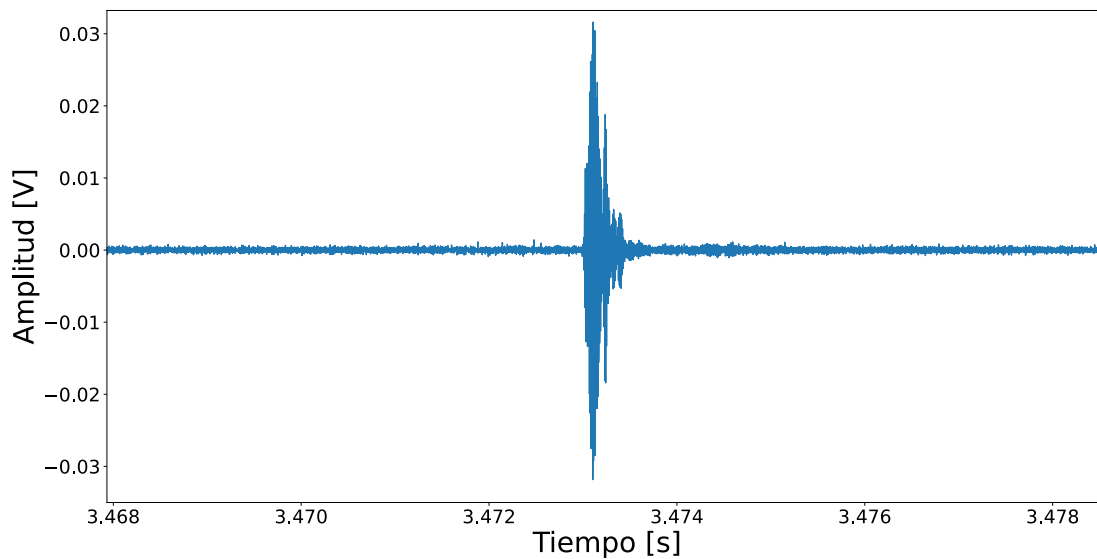


Figura C.4: Tercer ensayo Hsu-Nielsen

Las siguientes medidas realizadas corresponden a las del prototipo estático, donde se miden las EA en el prototipo sin moverlo, para comprobar que no haya elementos externos interfiriendo en la medición. Los resultados se muestran en las figuras

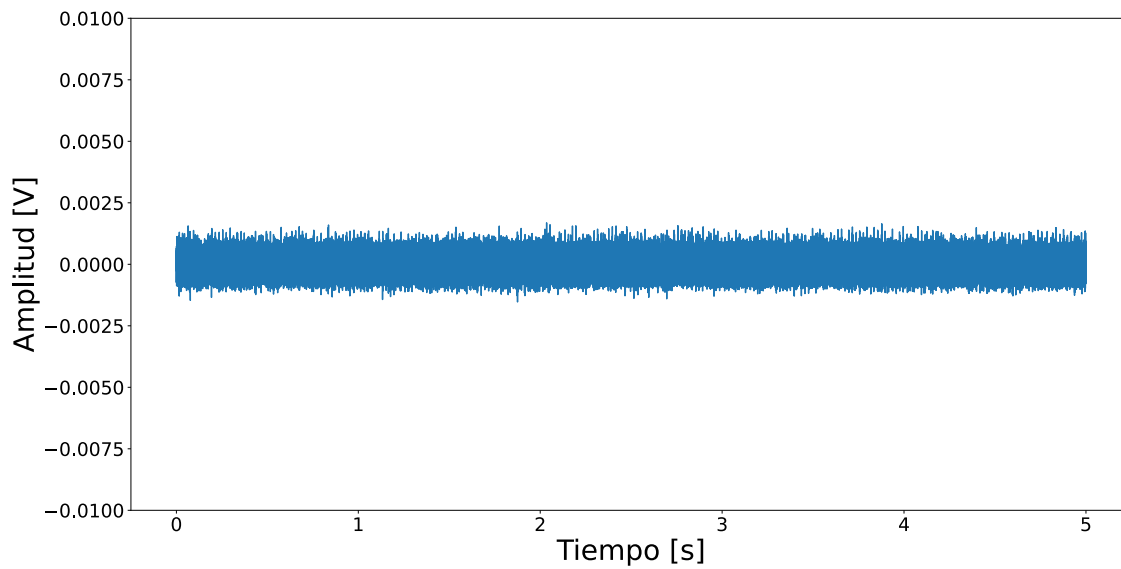


Figura C.5: Primer ensayo estático sin contacto

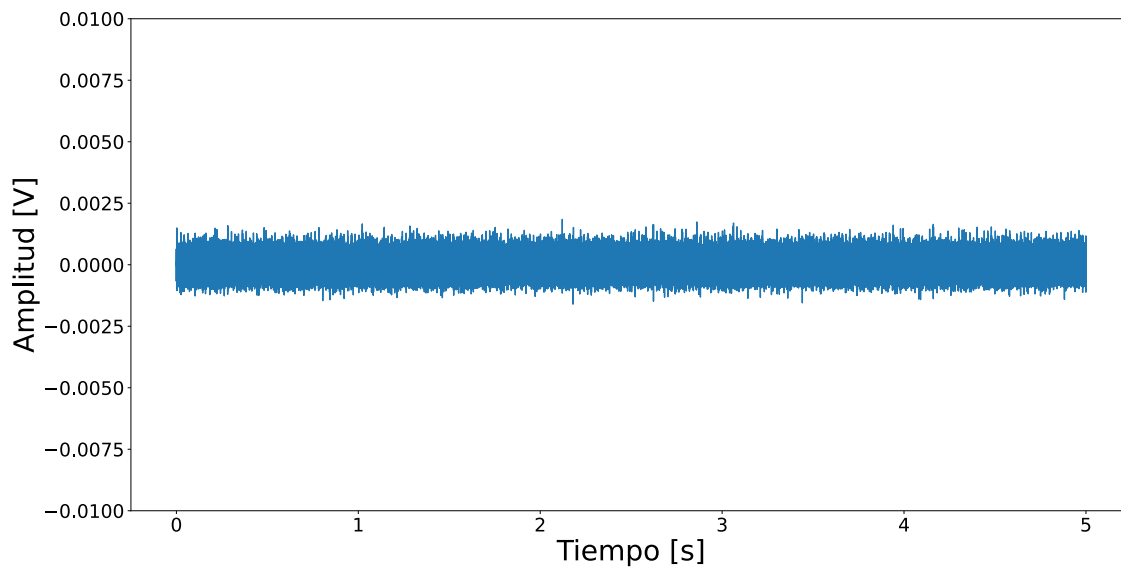


Figura C.6: Segundo ensayo estático sin contacto

Posteriormente, se mide con el banco de ensayos girando, pero sin que los dientes entren en contacto, para de este modo observar el efecto en las emisiones acústicas del rodamiento, así como de otros elementos que no sean el propio contacto entre ambas superficies.

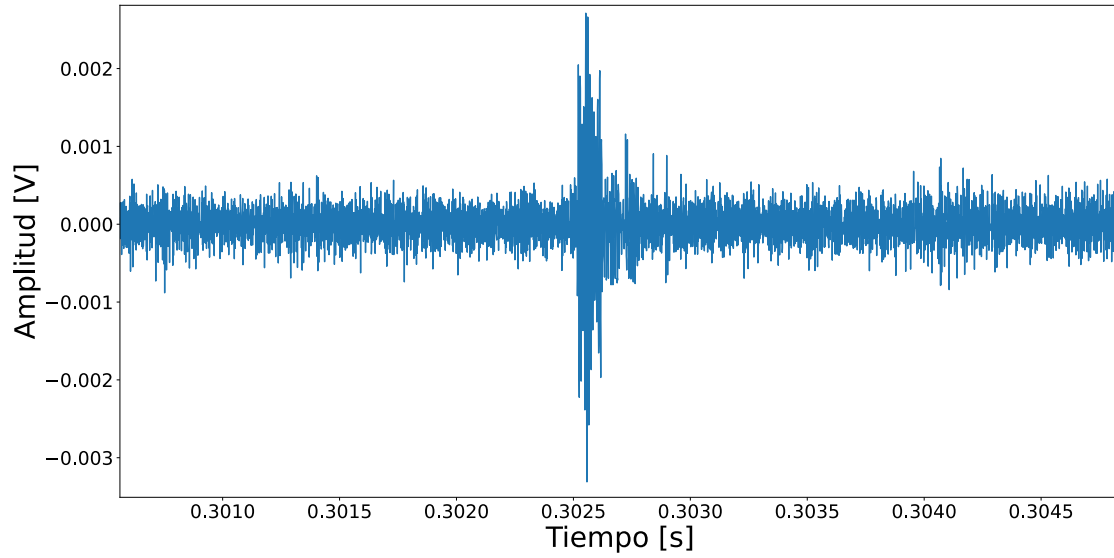


Figura C.7: Primer ensayo de giro sin contacto

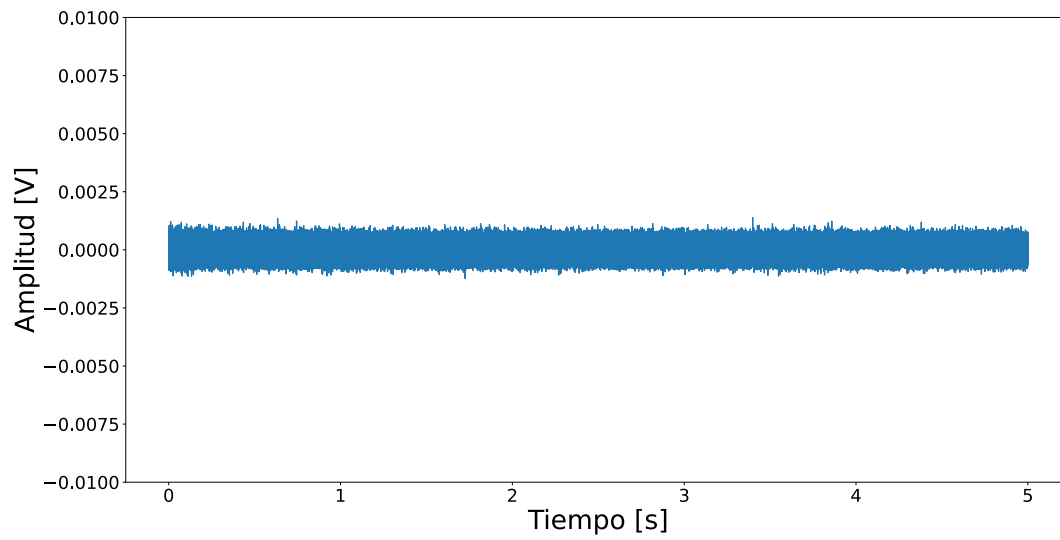


Figura C.8: Segundo ensayo de giro sin contacto

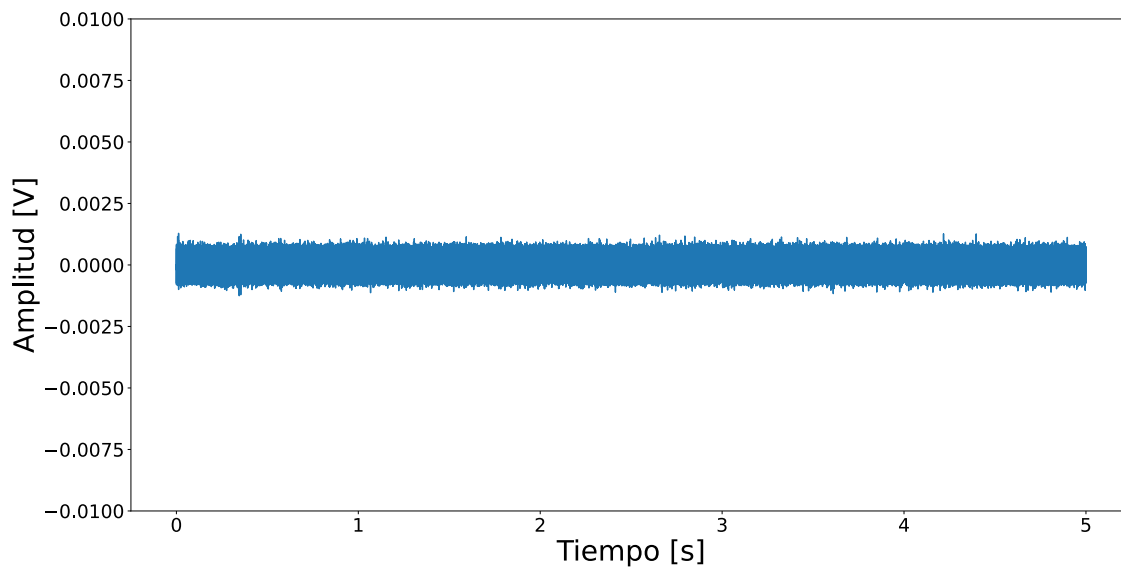


Figura C.9: Tercer ensayo de giro sin contacto

Por último, se realizan nueve mediciones del sistema girando, incluyendo la condición de dientes en contacto, donde se prueban distintos parámetros tales como efecto de la velocidad angular, la fuerza normal, movimientos oscilatorios, entre otros.

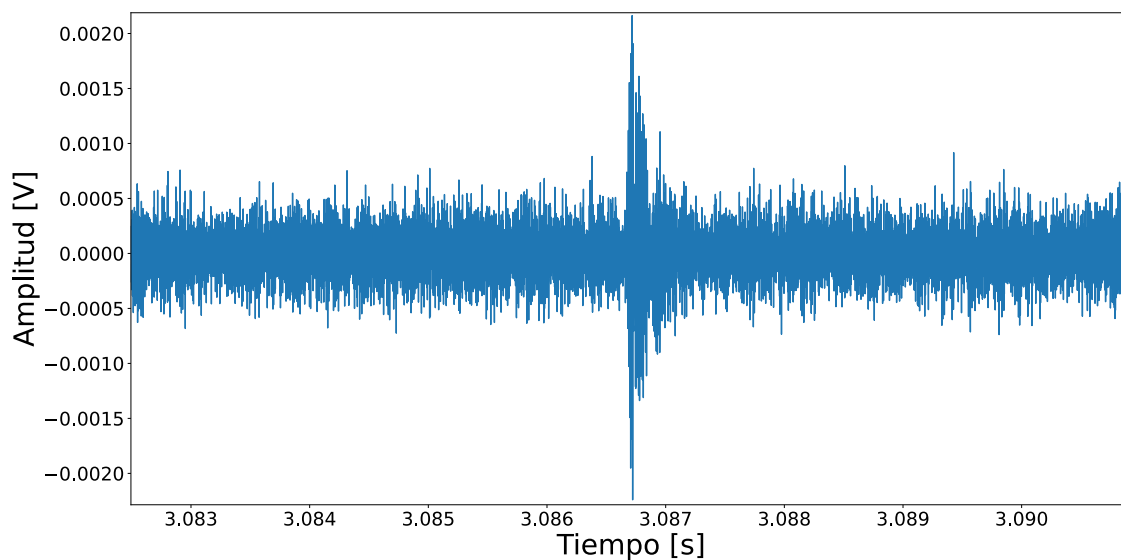


Figura C.10: Primer ensayo de giro con contacto

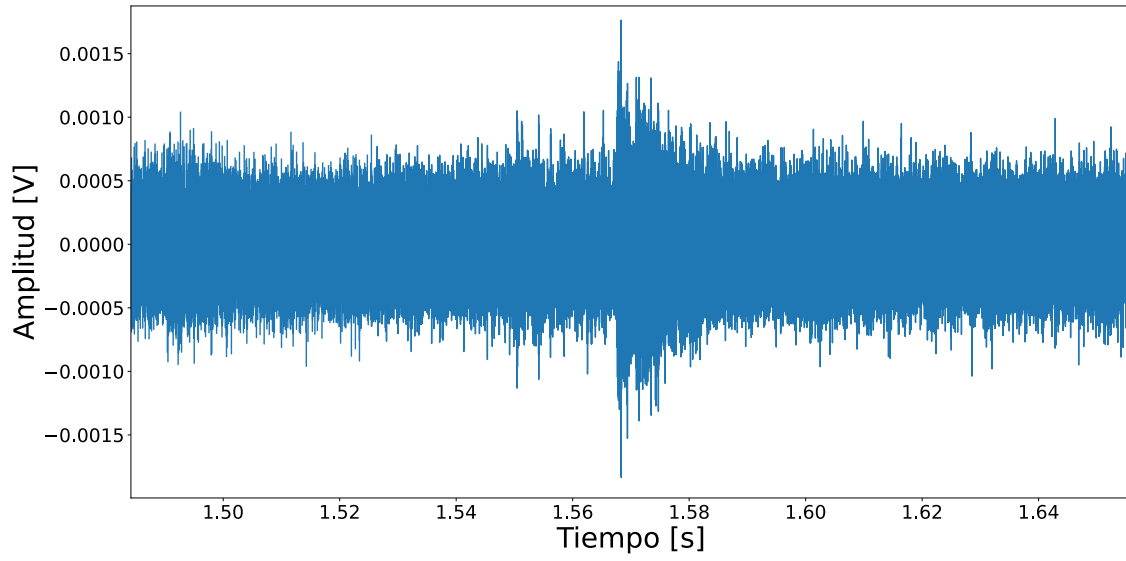


Figura C.11: Segundo ensayo de giro con contacto

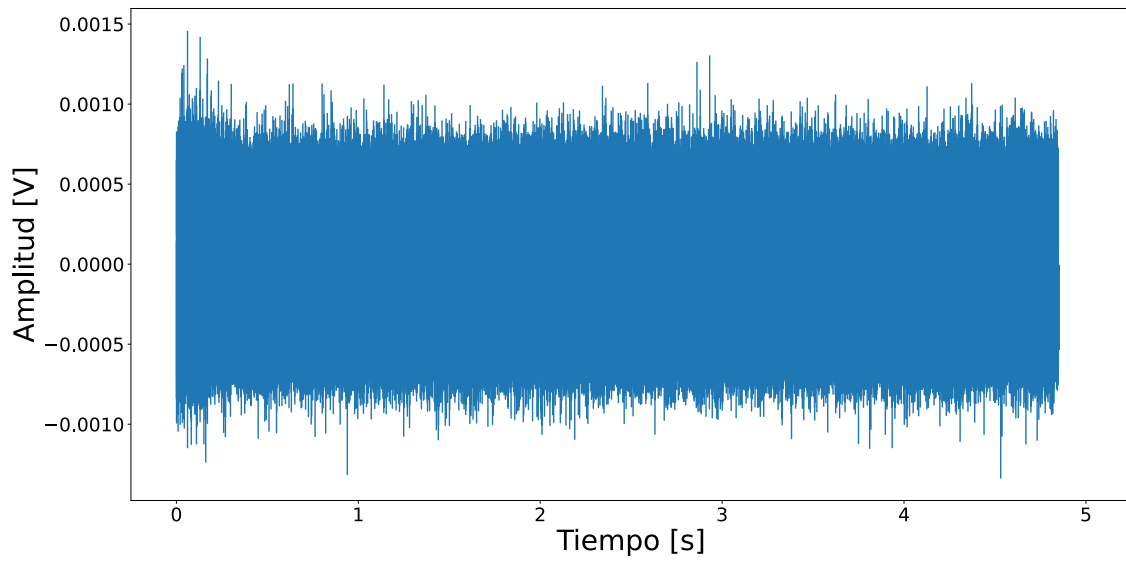


Figura C.12: Tercer ensayo de giro con contacto

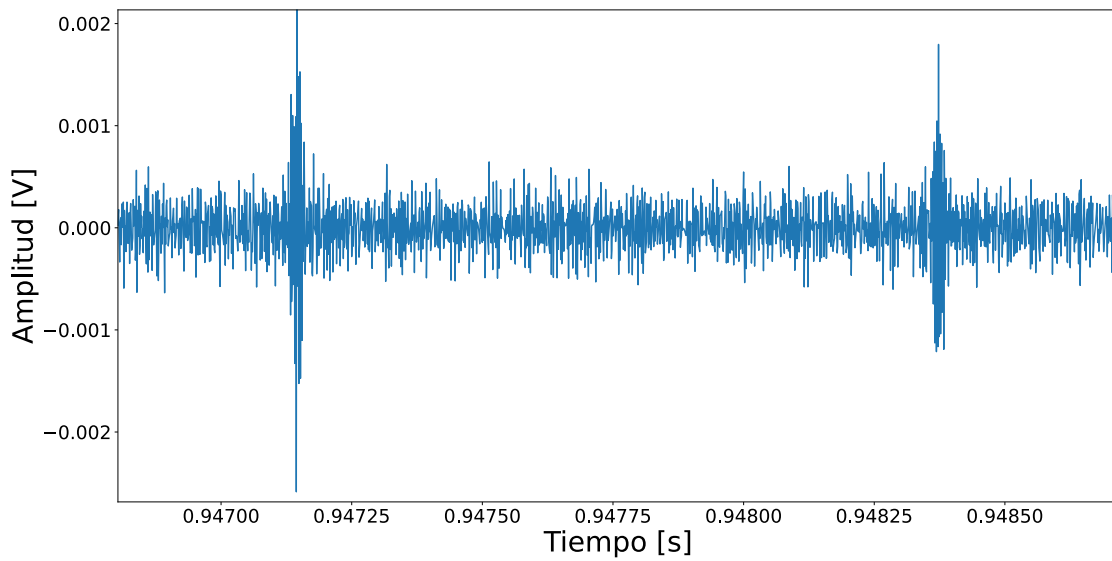


Figura C.13: Cuarto ensayo de giro con contacto

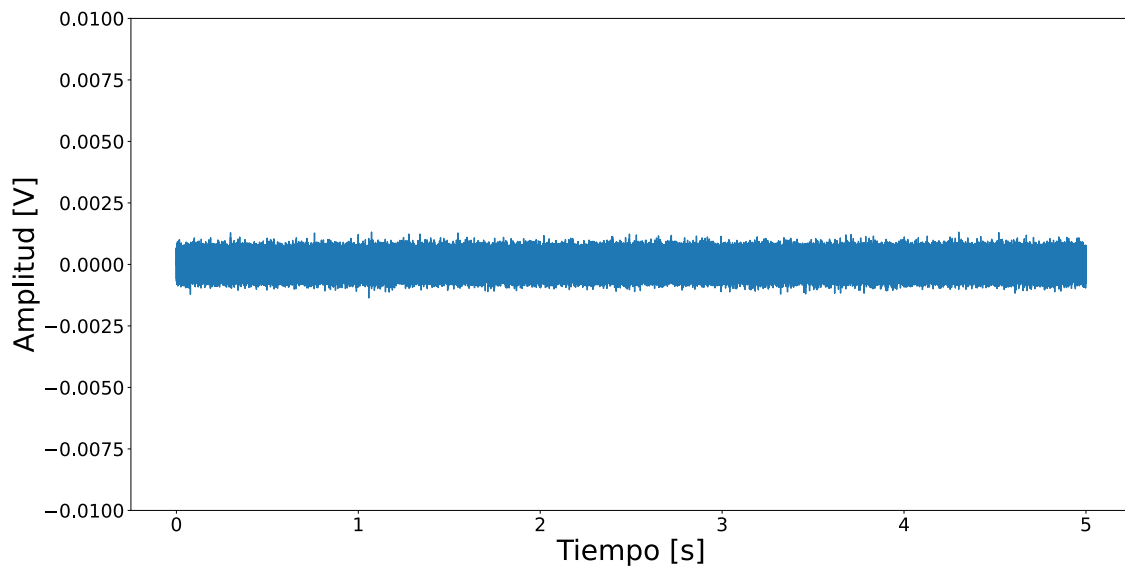


Figura C.14: Quinto ensayo de giro con contacto

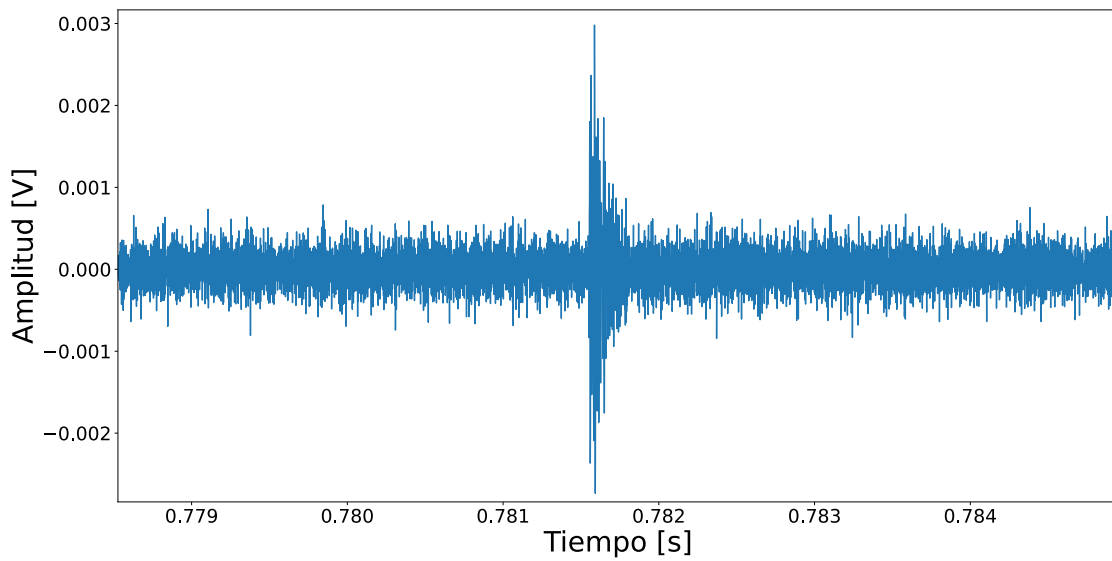


Figura C.15: Sexto ensayo de giro con contacto

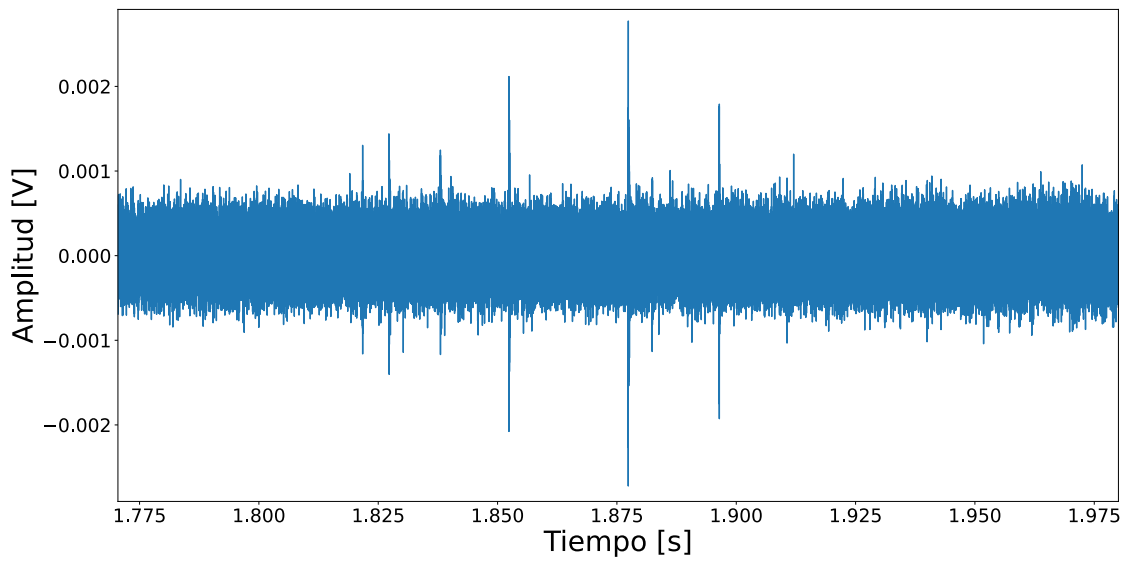


Figura C.16: Séptimo ensayo de giro con contacto

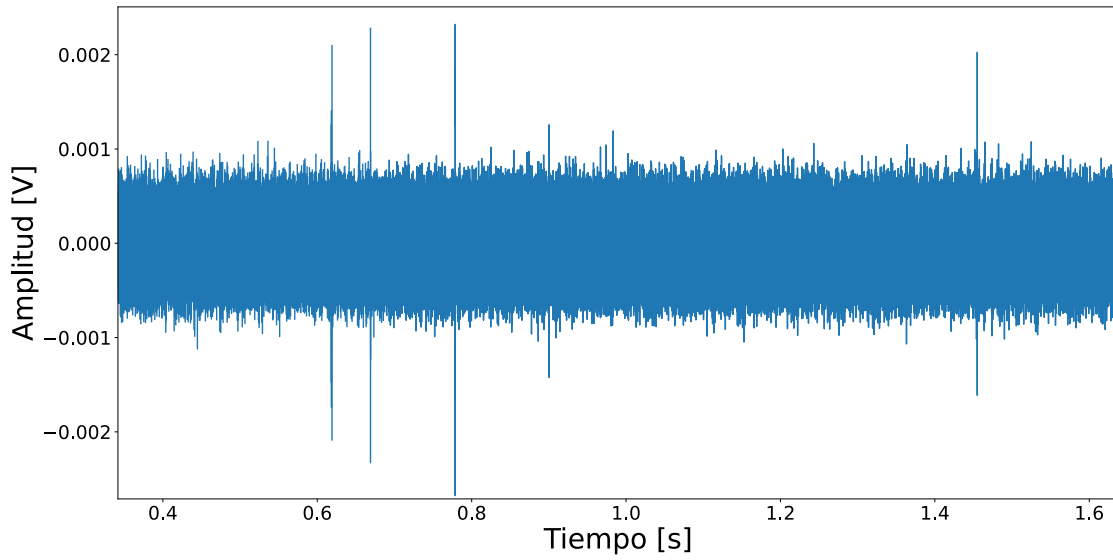


Figura C.17: Octavo ensayo de giro con contacto

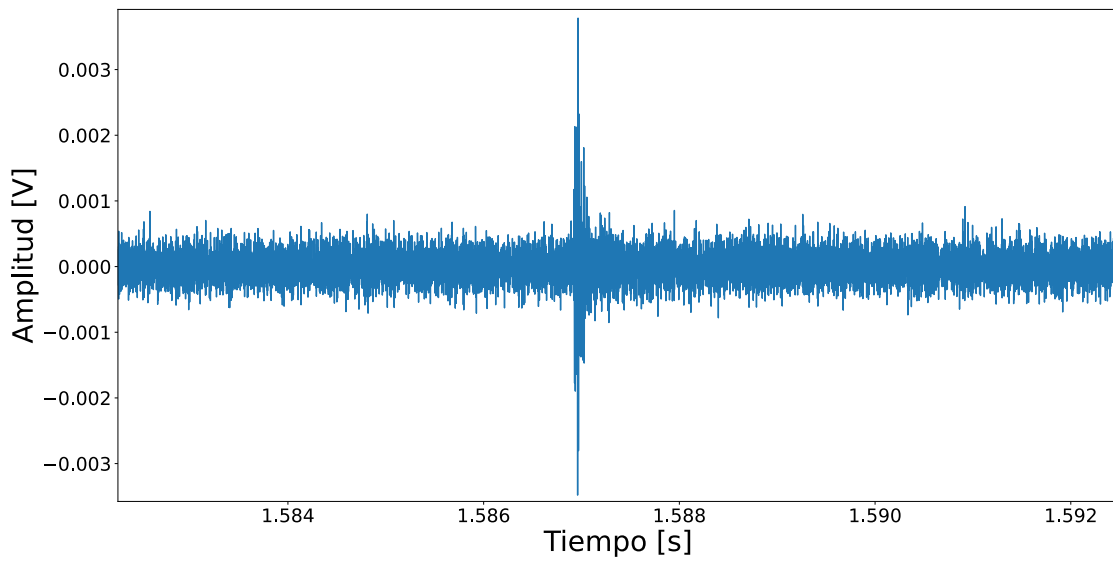


Figura C.18: Noveno ensayo de giro con contacto.