



**UNIVERSIDAD DE CONCEPCIÓN
DIRECCIÓN DE POSTGRADO**

**Facultad de Ingeniería – Programa de Magíster en Ciencias de la Ingeniería con mención
en Ingeniería Mecánica**

**SIMULACIÓN Y DETERMINACIÓN DE EMISIONES ACÚSTICAS
UTILIZANDO ANSYS LS-DYNA**

Tesis para optar al grado de
Magíster en Ciencias de la Ingeniería con Mención en Ingeniería Mecánica

POR: DANIEL ALEJANDRO SANHUEZA CORTÉS
Profesor Guía: FÉLIX ALBERTO LEAMAN WEIFFENBACH

Concepción, Chile 2024

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

Tabla de Contenido

1	INTRODUCCIÓN	1
1.1	Planteamiento del problema.....	1
1.2	Revisión estado del arte.....	1
1.3	Hipótesis	3
1.4	Objetivos	4
1.4.1	Objetivo general.....	4
1.4.2	Objetivos específicos	4
2	MARCO TEÓRICO.....	5
2.1	Fricción y Contacto	5
2.1.1	Ley de rozamiento de Coulomb.....	5
2.1.2	Contacto Deslizante según Modelo de Hertz.....	5
2.1.3	Contacto Rodante según Modelo de Hertz.....	5
2.2	Emisiones Acústicas	6
2.3	Elementos Finitos (<i>ANSYS LS-DYNA</i>):	6
2.4	Tamaño máximo de malla	7
2.5	Procesamiento de señales	7
3	SIMULACIÓN DE EA POR CARGAS IMPULSIVAS.....	9
3.1	Relación cargas impulsivas con estudio en engranajes.....	9
3.2	Metodología	9
3.3	Descripción del experimento de referencia.....	10
3.4	Estudio analítico de la fuerza de impacto	11
3.5	Mallado y frecuencia de muestreo.....	16
3.6	Condiciones de borde y característica de simulación	17
3.7	Metodología de convergencia de malla	18
3.8	Validación del modelo de simulación por impacto.	19
4	SIMULACIÓN DE EA POR CONTACTO DESLIZANTE Y RODANTE.....	21
4.1	Relación contacto deslizante/rodante con estudio en engranajes	21
4.2	Metodología contacto deslizante/rodante	21
4.3	Descripción del modelo a simular.....	22
4.4	Mallado	22
4.5	Condiciones de borde y característica de simulación	23
4.5.1	Condiciones de borde caso deslizante	23
4.5.2	Condiciones de borde caso rodante	23
4.5.3	Característica de la simulación.....	24

4.6	Estudio de la fuerza de roce.....	24
4.7	Metodología de convergencia de malla.....	25
4.8	Validación del modelo de simulación caso deslizando-rodante.....	27
4.8.1	Resultado caso deslizando.....	27
4.8.2	Resultado caso rodante.....	28
5	DISCUSIÓN DE RESULTADOS.....	30
5.1	Comentarios generales.....	30
5.2	Resultados experimentales-simulación por carga impulsiva.....	31
5.3	Resultados experimentales-simulación por contacto deslizando-rodante.....	31
5.4	Factibilidad de simulación de EA en engranajes.....	32
6	CONCLUSIONES Y PERSPECTIVAS.....	34
6.1	Conclusiones.....	34
6.2	Perspectivas.....	35
	BIBLIOGRAFÍA.....	36

Listado de Tablas

Tabla 3.1. Propiedades del PLA.	11
Tabla 3.2. Detalles geométricos de placas de impacto.	12
Tabla 3.3. Resultados de rigidez equivalente, masa equivalente y frecuencia natural.	16
Tabla 3.4. Características de la fuerza impulsiva.	16
Tabla 3.5. Comparación valor máximo y RMS c/r a datos experimentales.	18
Tabla 3.6. Valor máximo y RMS para densidad al 100% y al 72%.	20
Tabla 4.1. Propiedades del Hierro.	22
Tabla 4.2. Resultados de la fuerza de roce en caso deslizante.	24
Tabla 4.3. Resultados de valor máximo y RMS, caso deslizante.	25
Tabla 4.4. Resultados de valor máximo y RMS, caso rodante.	26

Listado de Figuras

Figura 3.1. Banco de ensayos experimental para estudio de EA por impacto.	10
Figura 3.2. Modelo por implementar en ANSYS LS-DYNA.	10
Figura 3.3. Esquema del impacto entre placas.	11
Figura 3.4. Triángulo de velocidades de placa superior.	13
Figura 3.5. a) Frame 128 b) Frame 129 c) Frame 130.	14
Figura 3.6. Modelo de 1 grado de libertad.	14
Figura 3.7. Condiciones de borde sobre el modelo.	17
Figura 3.8. Ejemplificación del elemento seleccionado para estudiar los esfuerzos.	18
Figura 3.9. Señal en bruto vs señal filtrada a 95 kHz.	19
Figura 3.10. Comparación entre señales por simulación y experimental, caso impacto.	19
Figura 4.1. Modelo por implementar en ANSYS LS-DYNA.	22
Figura 4.2. Condiciones de borde, caso deslizante.	23
Figura 4.3. Condiciones de borde, caso rodante.	23
Figura 4.4. Ejemplificación del elemento seleccionado para estudiar los esfuerzos.	24
Figura 4.5. Variación del valor RMS con respecto al coeficiente de roce.	25
Figura 4.6. Mallado cilindro de aluminio y placa de hierro.	26
Figura 4.7. Señal caso deslizante y roce 0.	27
Figura 4.8. Señal bruta vs filtrada, caso deslizante.	28
Figura 4.9. Señal original vs filtrada, caso rodante.	29

Resumen

La transmisión de energía mediante engranajes es una práctica común en diversas industrias, desde equipos de procesamiento de madera hasta maquinaria minera y sistemas de transporte. Sin embargo, estos sistemas enfrentan desafíos considerables, como desgaste, grietas y rotura de dientes, lo que puede resultar en pérdidas económicas significativas e incluso riesgos para la seguridad.

El análisis por vibraciones se ha utilizado extensamente para monitorear transmisiones de engranajes, analizando señales hasta 20 kHz. Sin embargo, este método tiene limitaciones, ya que factores externos como el ruido y resonancias superpuestas influyen en la obtención de las señales, como también, ciertos factores internos de interés de estudio como la velocidad de rotación, pueden no ser detectables. La Emisión Acústica (EA) surge como una alternativa prometedora debido a su capacidad para detectar fenómenos microscópicos, como el contacto superficial, ofreciendo una visión más detallada de la salud de los engranajes, con frecuencias de trabajo superiores a 20 kHz.

Numerosos estudios han investigado la aplicación de EA en transmisiones de engranajes, destacando su potencial como método de monitoreo avanzado. Sin embargo, actualmente no existe un modelo analítico que permita predecir el comportamiento de la EA en función de parámetros operativos o posibles fallas, lo que limita su aplicación en sistemas de monitoreo. Para abordar esta problemática, se propone el desarrollo de simulaciones utilizando métodos de elementos finitos, específicamente ANSYS LS-DYNA. Esta investigación busca desarrollar modelos de simulaciones con los cuales sea posible obtener señales por simulación de experimentos, tanto en casos de impacto como en estudios de interacción rodante-deslizante entre cuerpos. El objetivo principal es establecer una base en cuanto a modelos de simulación por elementos finitos de casos básicos que permitan, en trabajos posteriores, complejizar y estudiar mediante simulaciones el contacto entre engranajes. Esto se alinea con el desarrollo de un modelo constitutivo que permita una detección más precisa y temprana de posibles fallos en transmisiones de engranajes mediante el análisis de la EA.

Se observó en el estudio del impacto que, si bien existe una discrepancia cuantitativa entre los valores máximos y el valor RMS de las señales simuladas y experimentales, esta es mínima considerando el orden de magnitud en el cual se obtiene la señal (en Pa). Por otro lado, la similitud cualitativa de los picos más altos indica que el modelo captura adecuadamente los eventos principales de impacto sobre la placa. Esto sugiere que el modelo puede representar la realidad bajo las condiciones de borde establecidas.

Por otro lado, en el caso rodante-deslizante, se identificó una discrepancia notable entre los resultados de las simulaciones y los datos experimentales en los casos de rodadura y deslizamiento. Se destacaron varios factores que contribuyeron a este error, como la representación del roce mediante una función matemática, las interacciones entre el cilindro y la placa plana, y las limitaciones impuestas por el tamaño de la malla. Estos hallazgos señalan la necesidad de realizar ajustes en el modelo para mejorar su precisión y de llevar a cabo análisis más detallados para comprender mejor el fenómeno de deslizamiento-rodante.

Palabras claves: Emisiones acústicas, ANSYS, impacto, contacto, deslizante-rodante.

NOMENCLATURA

C_L	: Velocidad longitudinal de una onda en un medio, N
C_T	: Velocidad tangencia de una onda en un medio, kg s^{-1}
$L_{\text{máx}}$: Longitud máxima entre elementos, Pa
$f_{\text{máx}}$: Frecuencia de muestreo máxima, W
f_{Nyquist}	: Frecuencia de Nyquist, Hz
RMS	: Valor efectivo cuadrático medio, kg s^{-1}
E_c	: Energía cinética, Pa
E_p	: Energía potencial, W
$W_{\text{pl-sup}}$: Fuerza peso placa superior, N
L_g	: Distancia centro de masa a línea de referencia, kg s^{-1}
v_{g1}	: Velocidad centro de masa antes del impacto, Pa
I_{zz}	: Momento de inercia, W
$m_{\text{pl-sup}}$: Masa placa superior, N
g	: Aceleración de gravedad, kg s^{-1}
L	: Altura placa superior, Pa
v_p	: Velocidad tangencial en punto "P", W
m_{eq}	: Masa equivalente
c_{eq}	: Amortiguación equivalente
k_{eq}	: Rigidez equivalente
$F(t)$: Fuerza externa
E	: Módulo de Young, W
I	: Inercia
A	: Área
Imp	: Impulso
$F(t)$: Fuerza externa

Símbolos griegos

λ	: Primer coeficiente de Lamé, kg m^{-3}
μ	: Módulo de corte
ρ	: Densidad, kg m^{-3}
$\dot{\theta}_1$: Velocidad angular placa superior
ω_n	: Frecuencia natural, kg m^{-3}
ξ	: Coeficiente de amortiguamiento
ω_d	: Frecuencia natural amortiguada, kg m^{-3}

Acrónimos

EA	: Emisión Acústica
PLA	: Ácido Poliláctico
RMS	: Valor efectivo cuadrático medio

1 INTRODUCCIÓN

1.1 Planteamiento del problema

En diversas industrias, la transmisión de energía mediante engranajes es una práctica común, encontrándose en equipos de procesamiento de madera, maquinaria minera, dispositivos relacionados con la energía y sistemas de transporte (Qin et al., 2018; Mohammed y Rantatalo, 2020). A pesar de su prevalencia, estos sistemas enfrentan desafíos considerables, como cargas dinámicas, falta de lubricación o ensamblaje incorrecto, lo que puede resultar en desgaste, grietas y rotura de dientes. Las consecuencias de estas problemáticas van más allá de interrupciones en el servicio, incluyendo pérdidas económicas significativas y, en situaciones extremas, el riesgo de lesiones o pérdida de vidas (Vinnem & Roed, 2019; Mohammed y Rantatalo, 2020).

En la actualidad, el análisis de vibraciones se utiliza ampliamente para el monitoreo de la transmisión de engranajes, analizando las características de la señal en un rango de frecuencia de hasta 20 kHz (Wang et al., 2019; Mongia et al., 2022). Sin embargo, este enfoque tiene limitaciones, ya que condiciones externas como el ruido o zonas de resonancia superpuestas, así como condiciones internas como la velocidad de rotación, pueden no ser detectables mediante este método, a pesar de su eficacia en el rango mencionado (Antoni et al., 2017).

En contraste, en los últimos años se ha propuesto el análisis de emisiones acústicas como una alternativa potencial para el monitoreo de activos. La ventaja clave del EA radica en su rango de frecuencia que se extiende más allá de los 20 kHz, alcanzando incluso órdenes de magnitud en MHz. Esto permite la detección de efectos microscópicos, como el contacto superficial, brindando una perspectiva más detallada (Carrasco et al., 2021). Numerosos estudios, detallados en la revisión de Leaman et al. (2021a), han enfocado su atención en la aplicación de EA en la transmisión de engranajes, destacando su potencial como método de monitoreo avanzado.

1.2 Revisión estado del arte

En lo que respecta a la Emisión Acústica (EA), es importante señalar que se genera debido a liberaciones rápidas de energía de deformación en sólidos (Hallier, 2003). Esta fenomenología se clasifica en dos grupos: EA en ráfagas, relacionada con ondas individuales cuyos casos de monitoreo están vinculados al crecimiento de grietas y al paso de bolas de rodamiento sobre un defecto; y EA continua, asociada a ondas concentradas que se vinculan con fenómenos como cavitación o contactos entre superficies rugosas (Organización Internacional de Normalización, 2001; Instituto Alemán de Normalización, 2017).

La investigación llevada a cabo por Tan y Mba (2005a, 2005b y 2005c) ha sido fundamental en el análisis de la EA generada por el contacto entre engranajes, ya sea con o sin lubricación. De sus hallazgos se desprende que la principal fuente de emisiones se debe al contacto rugoso deslizante-rodante entre los dientes de ambos cuerpos. Los resultados indicaron que la EA tipo ráfaga se atribuía al rodado, mientras que la EA continua estaba relacionada con el deslizamiento. No obstante, es crucial destacar que el fenómeno físico detrás de la ráfaga de EA no fue objeto de investigación, lo que impide validar la hipótesis que vincula el rodado con la ráfaga de EA. Otros aspectos relevantes sobre las fuentes de EA fueron abordados por Novoa y Vicuña (2016). Mencionaron que la rugosidad de la superficie podría generar perturbaciones extremas de presión y descomposición de la película lubricante, potencialmente llevando a ráfagas de EA. Sin embargo, esta hipótesis no explica las ráfagas de EA medidas por Tan y Mba en condiciones sin

lubricación. También se sugiere que pequeños impactos debido al engranaje de los dientes pueden causar ráfagas de EA. Por último, se propone que cambios en las condiciones de deslizamiento y rodado durante el engranaje pueden generar ráfagas de EA.

La exploración de las condiciones operativas en una transmisión de engranajes ha sido llevada a cabo por varios investigadores, arrojando conclusiones significativas. Tan y Mba (2005a), por ejemplo, realizaron mediciones de EA en una caja de cambios con un diente defectuoso. Concluyeron que las ráfagas de EA con las mayores amplitudes no necesariamente ocurrían al engranar el diente defectuoso. Sugirieron que los cambios en el valor eficaz cuadrático medio (RMS) de EA, debido a variaciones en el grosor de la película lubricante, eran una consecuencia de contactos rugosos como la principal fuente de actividad de EA en los engranajes. Experimentalmente, verificaron que a medida que aumenta la temperatura, el grosor de la película lubricante disminuye, permitiendo más contactos rugosos. Además, observaron que las superficies en contacto reducen su rugosidad debido al desgaste.

Tan y Mba (2005c) resaltaron que la velocidad de rotación estaba directamente relacionada con el valor RMS de la EA obtenida. Esta variación era significativamente mayor a bajas velocidades en comparación con condiciones a alta velocidad. No obstante, señalaron que la carga no tenía una influencia significativa en la EA. Hamzah y Mba (2009) analizaron la influencia de la carga en los valores RMS de la EA, concluyendo que, al aumentar la carga, los valores RMS también aumentaban debido a la influencia de la fuerza en el grosor de la película lubricante; es decir, una carga más alta resulta en una película más delgada (Szeri 1998), y, por lo tanto, más contactos rugosos. Vicuña (2014) comparó los valores RMS de la EA con la temperatura del lubricante en una caja de cambios planetaria. Encontró variaciones significativas en el valor RMS de la EA con un aumento en la temperatura. Vicuña argumentó que el comportamiento general de la actividad de EA depende de contribuciones del adelgazamiento de la película lubricante y del alisado de la superficie debido al desgaste. En cuanto al efecto de carga y velocidad de rotación, los resultados indicaron que la velocidad de rotación era el factor primario que afectaba la actividad de EA, mientras que la carga solo tenía una influencia menor a bajas velocidades de rotación. A velocidades de rotación más altas, la influencia de la carga era insignificante.

Novoa y Vicuña (2016) también midieron EA en una caja de cambios planetaria para investigar la influencia de las condiciones operativas. Sus resultados mostraron que la actividad de EA a bajas velocidades de rotación no solo estaba influenciada por la carga, sino también por la viscosidad del lubricante. Bajo las mismas condiciones de carga y velocidad de rotación, un lubricante de menor viscosidad aumentaba la actividad de EA. Además, sus hallazgos revelaron que la velocidad de rotación tenía una mayor influencia en el rango de alta velocidad que en el rango de baja velocidad.

En la literatura, la investigación sobre la transmisión de engranajes se ha centrado en estudios experimentales y casos de aplicación. Actualmente, no existe un modelo analítico que permita predecir el comportamiento de la Emisión Acústica (EA) basado en parámetros operativos o posibles fallas, lo que limita la expansión del uso de un sistema de monitoreo basado en Emisión Acústica. Por esta razón, se han propuesto perspectivas alternativas en el campo de estudio, como los modelos de elementos finitos. Estos modelos tienen como objetivo, en primer lugar, aproximar los resultados experimentales con el objetivo de obtener una mejor comprensión de las emisiones acústicas. A continuación, se destacan algunos de los avances logrados en esta dirección.

Du, H., y Liu, Y. (2015), utilizaron el software dinámico de elementos finitos ANSYS LS-DYNA para simular la prueba modal de emisión acústica y obtener la señal analógica de la propagación de ondas Lamb en una placa delgada. Obtuvieron curvas de dispersión de la señal analógica y las compararon con la curva teórica, demostrando que ambas curvas son consistentes y que es factible simular señales de emisión acústica modal con el método de elementos finitos.

Jianchao et al. (2015) realizaron simulaciones para calcular la velocidad de propagación de ondas de sonido en el software de elementos finitos ANSYS LS-DYNA. Analizaron las características de la fuerza aplicada, la densidad de la malla y el número de pasos de cálculo según el costo computacional. El estudio se centró en obtener la señal en una placa plana, y los resultados indicaron que el cálculo teórico y el análisis de simulación eran consistentes con los resultados experimentales, demostrando que el método de simulación a través de ANSYS/LS-DYNA para simular transmisiones de ondas de sonido en experimentos de emisión acústica es factible.

Gao, Y., y Xiao, D. (2018) investigaron algunas características de la propagación de ondas de EA en una placa de C/SiC basada en el método de elementos finitos. Establecieron dos tipos de fuentes de EA combinando la teoría de ondas en placas y el método de elementos finitos. Además, los resultados de la simulación se validaron mediante el experimento de EA utilizando el método de análisis de transformación Choi-Williams. Los resultados de este trabajo de investigación demostraron que el método de simulación de ondas de EA en la estructura de C/SiC propuesto en este artículo se puede utilizar eficazmente para estudiar el fenómeno de la propagación de ondas.

Mu, W. et al. (2022) desarrollaron un método de modelado analítico para la EA causada por el crecimiento de grietas por fatiga en una placa delgada utilizando un sensor piezoeléctrico. Este modelo se comparó con simulaciones de elementos finitos y datos experimentales, concluyendo que los tres modelos son consistentes entre sí en los dominios de tiempo y frecuencia.

La EA en transmisiones de engranajes es el resultado de interacciones entre las superficies de contacto, la lubricación y las condiciones operativas. Las investigaciones han identificado dos tipos principales de EA: las ráfagas, relacionadas con el rodado y el deslizamiento entre dientes de engranajes, y la continua, asociada con fenómenos como la cavitación o contactos entre superficies rugosas. Aunque se han propuesto diversas hipótesis, como la influencia de la rugosidad superficial o el adelgazamiento del film lubricante, aún existe incertidumbre sobre la causa exacta de las ráfagas de EA. Los estudios también han revelado que factores como la velocidad de rotación y la carga afectan la actividad de EA, con la velocidad teniendo una influencia mayor. Además, recientes avances en modelos de elementos finitos han proporcionado herramientas prometedoras para simular la propagación de ondas acústicas, lo que podría conducir a una mejor comprensión y predicción del comportamiento de la EA en sistemas de engranajes. Estos enfoques podrían allanar el camino para el desarrollo de sistemas de monitoreo más efectivos basados en EA.

1.3 Hipótesis

Las emisiones acústicas medidas experimentalmente para casos de impacto y contacto deslizante/rodante son modelables con precisión mediante el software ANSYS LS-DYNA

1.4 Objetivos

1.4.1 Objetivo general

Simular en ANSYS LS-DYNA las emisiones acústicas generadas experimentalmente por fuerzas impulsivas y por contacto deslizante/rodante.

1.4.2 Objetivos específicos

OE 1: Definir procedimientos para establecer especificaciones de malla en relación con el tamaño apropiado del elemento en función de la propagación de onda en cada material. A su vez, definir las condiciones de borde que deben ser impuestas en el modelo en ANSYS LS-DYNA y el procesamiento de datos respectivos para obtener emisiones acústicas simuladas con las mismas características que las EA medidas experimentalmente.

OE 2: Validar la capacidad del MEF en una simulación de impacto entre superficies utilizando ANSYS LS-DYNA, mediante la aplicación de condiciones de contorno y de malla adecuadas que garanticen la correcta implementación del modelo.

OE 3: Validar la capacidad del MEF en una simulación de contacto rodante-deslizante en ANSYS LS-DYNA. Esto es mediante la aplicación de condiciones de contorno y de malla apropiadas para garantizar la correcta implementación del modelo.

OE 4: Evaluar la capacidad de la modelación por elementos finitos de emisiones acústicas en ANSYS LS-DYNA, a través del análisis de las formas de onda y los valores RMS de las señales simuladas en comparación a las obtenidas de manera experimental.

2 MARCO TEÓRICO

A continuación, se establecen los fundamentos relacionados con la emisión acústica, así como la simulación por elementos finitos con *ANSYS LS-DYNA*, centrándose en la respuesta dinámica de las interacciones entre cuerpos. Además, se abordan las ecuaciones que vinculan las velocidades de la onda sonora en un material específico. Finalmente, se presentan las ecuaciones que posibilitan el cálculo del valor RMS de la onda respectiva y se detalla el filtro pasa alto que se utilizará. Este enfoque integral proporciona la base teórica necesaria para la comprensión y análisis detallado de las emisiones acústicas, la simulación dinámica y los métodos de procesamiento de datos asociados.

2.1 Fricción y Contacto

2.1.1 Ley de rozamiento de Coulomb

La Ley de Rozamiento de Coulomb establece que la fuerza de fricción entre dos superficies es proporcional a la fuerza normal y está limitada por coeficientes estáticos o cinéticos. Durante el roce, ya sea deslizante o rodante, la fricción entre las superficies no solo produce calor, vibraciones y deformaciones en los materiales, sino que también da lugar a emisiones acústicas. Estas emisiones representan perturbaciones en el material, expresadas como ondas sonoras.

El espectro de frecuencias de estas emisiones acústicas es influenciado por la velocidad y la naturaleza del roce, proporcionando información valiosa sobre las condiciones de fricción y el estado de las superficies. El coeficiente de fricción, estático y cinético, impacta directamente en la magnitud y persistencia de las emisiones, siendo crucial para comprender las características sonoras.

2.1.2 Contacto Deslizante según Modelo de Hertz

En el análisis del contacto deslizante con el modelo de Hertz, se emplea la teoría de la elasticidad para describir cómo interactúan dos cuerpos en movimiento relativo. Este modelo considera la deformación elástica en la zona de contacto, donde la presión y la carga generan una región de contacto más extensa. El deslizamiento implica un movimiento tangencial entre las superficies, dando lugar a fuerzas de fricción que influyen en la resistencia al deslizamiento y en la transferencia de momentos.

2.1.3 Contacto Rodante según Modelo de Hertz

En el contexto del contacto rodante y el modelo de Hertz, se investiga la interacción entre dos cuerpos que ruedan uno sobre el otro. Este modelo se centra en la zona de contacto puntual y considera la deformación elástica causada por la carga aplicada. En el contacto rodante, la presión se distribuye de manera más localizada en comparación con el deslizante, generando momentos y fuerzas específicas asociadas al movimiento de rodadura. Este enfoque proporciona una comprensión detallada de cómo las propiedades elásticas y geométricas influyen en la respuesta del contacto rodante, siendo especialmente relevante en aplicaciones como neumáticos y sistemas de rodadura.

2.2 Emisiones Acústicas

Las emisiones acústicas se originan por la liberación de energía en un material, siendo común en eventos mecánicos como fracturas, deslizamientos e impactos (Chongyang Wang et al., 2024; R. Alzugaray-Franz et al., 2024; Talha Masood Khan et al., 2023). En el ámbito de la ingeniería, estas emisiones proveen información valiosa sobre la integridad estructural y el comportamiento de los materiales. Entre las utilidades de las emisiones acústicas se destaca la detección de defectos, permitiendo evaluar posibles fallos en materiales y estructuras. Asimismo, en aplicaciones industriales, se emplean para monitorear procesos críticos, como la identificación de fugas en tuberías o el mantenimiento de la integridad de equipos (Jingpin Jiao et al. 2023; Shengli Li et al., 2024). Este enfoque no solo facilita la detección temprana de posibles problemas, sino que también contribuye a la mejora continua de la seguridad y eficiencia en diversas aplicaciones ingenieriles.

Hoy en día, existen varios métodos y equipos para la detección y análisis de emisiones acústicas, cada uno con sus propias características y aplicaciones específicas. Entre los métodos más comunes se encuentra el uso de sensores piezoeléctricos, que convierten las vibraciones mecánicas en señales eléctricas, permitiendo la captura de eventos acústicos en una amplia gama de frecuencias (Yonglai Zheng et al., 2022; Francisco J. Rescalvo et al., 2024). Estos sensores se utilizan tanto en aplicaciones portátiles, como en sistemas de monitoreo continuo de estructuras y maquinaria industrial.

En cuanto al rango de frecuencias, las emisiones acústicas pueden abarcar desde frecuencias muy bajas, en el orden de los hertzios, asociadas a estudios en el hormigón, hasta frecuencias ultrasonicas, normalmente en el rango de los 20 kHz a 500 kHz, utilizadas para detectar defectos microscópicos en materiales compuestos o cerámicos (Talha Masood Khan et al., 2023).

Para la detección de las EA, es necesario considerar factores como lo son: el tamaño del sensor, su sensibilidad, el rango de frecuencias del dispositivo, frecuencias resonantes de cada material (Talha Masood Khan et al., 2023).

2.3 Elementos Finitos (*ANSYS LS-DYNA*):

ANSYS LS-DYNA, una extensión altamente especializada de ANSYS Workbench, sobresale en la simulación de fenómenos dinámicos y transitorios, ofreciendo una plataforma robusta para el análisis de impactos y vibraciones en estructuras. Su enfoque basado en elementos finitos permite una representación detallada de la geometría y la interacción entre diferentes materiales, lo que resulta fundamental para la evaluación precisa de la respuesta estructural ante eventos dinámicos (Cheng Min et al. 2018).

En particular, en estudios de impacto y contacto deslizante y rodante, ANSYS LS-DYNA ofrece la flexibilidad de ajustar el tamaño de la malla para capturar con precisión los efectos locales y globales del fenómeno estudiado. La elección adecuada del tamaño de la malla es crucial para obtener resultados precisos y optimizar los costes computacionales, ya que una malla más fina permite una representación más detallada, pero con un aumento en el tiempo de cálculo.

Además, la frecuencia de muestreo es un factor importante por considerar, ya que determina la resolución temporal de la simulación y su capacidad para capturar eventos transitorios rápidos. En este sentido, ANSYS LS-DYNA ofrece opciones flexibles para ajustar la frecuencia de muestreo según los requisitos específicos del estudio, equilibrando la precisión de los resultados con los costes computacionales asociados. Otros factores relevantes incluyen la selección

adecuada de modelos de material y la consideración de la no linealidad, la fricción y otros efectos físicos que pueden influir en la respuesta estructural durante eventos dinámicos (Egle Rackauskaite et al., 2017).

2.4 Tamaño máximo de malla

En relación con el tamaño de malla necesario para obtener resultados coherentes en relación con el fenómeno estudiado, es fundamental determinar el tamaño máximo de elemento que permita capturar las ondas deseadas de emisión acústica. Para ello, se emplean las ecuaciones propuestas por Jianchao et al. (2020), que proporcionan una guía para calcular este tamaño máximo de elemento, ver ecuación (1) que relaciona la velocidad longitudinal y la ecuación (2) que relaciona la velocidad tangencial con las propiedades respectivas que se detallan a continuación.

$$C_L = \sqrt{\frac{\lambda + 2\mu}{\rho}} \quad (1)$$

$$C_T = \sqrt{\frac{\mu}{\rho}} \quad (2)$$

Donde C_L es la velocidad longitudinal, C_T es la velocidad tangencial, λ es la constante de Lamé, μ es el módulo de corte y ρ es la densidad del material.

Luego, la distancia máxima entre nodos de un elemento, lo que se traduce en el tamaño de malla, es:

$$L_{m\acute{a}x} = \frac{m\acute{a}x [C_L, C_T]}{f_{m\acute{a}x}} \quad (3)$$

Donde $L_{m\acute{a}x}$ es la distancia máxima entre nodos, $f_{m\acute{a}x}$ es la frecuencia máxima de muestreo.

2.5 Procesamiento de señales

Se debe determinar la frecuencia de muestreo adecuada y realizar un posterior postprocesamiento que incluya la aplicación de filtros para trabajar únicamente con las frecuencias altas y de interés para el estudio, con la finalidad de obtener valores máximos y valor RMS de las señales.

En cuanto a la frecuencia de muestreo, la frecuencia de Nyquist, también conocida como Nyquist-Shannon, desempeña un papel crucial en la adquisición de señales y el proceso de muestreo. Este principio establece que, para lograr una reconstrucción precisa de una señal continua a partir de su versión muestreada, la frecuencia de muestreo debe ser al menos el doble de la frecuencia máxima presente en la señal, según la ecuación (4). Esta teoría es esencial en sistemas de electrónica, procesamiento de señales y telecomunicaciones, ya que evita la pérdida de información y fenómenos de aliasing. En resumen, la frecuencia de Nyquist guía la determinación de la tasa de muestreo necesaria para asegurar una representación fiel de la información en la señal continua.

$$f_{Nyquist} = \frac{1}{2} f_{m\acute{a}x} \quad (4)$$

Donde $f_{m\acute{a}x}$ es la frecuencia de muestreo a proponer y $f_{Nyquist}$ corresponde a la frecuencia de Nyquist. Para ambos estudios, considerando filtro pasa alto de 95 kHz, la frecuencia de Nyquist a buscar debe ser de un valor superior a 95kHz.

La implementación de un filtro pasa alto de tercer orden en MATLAB es esencial para atenuar las frecuencias bajas no deseadas y resaltar las componentes de alta frecuencia en una señal. Utilizando la función *butter*, se diseñan los coeficientes del filtro Butterworth, estableciendo parámetros como el orden del filtro y la frecuencia de corte.

Se emplea un filtro pasa alto de tercer orden de manera análoga a los procedimientos realizados en los datos experimentales disponibles. El uso de este orden se justifica por sus características clave, que incluyen una efectiva atenuación de frecuencias bajas y una transición suave en la respuesta de frecuencia. Esta elección brinda flexibilidad en el diseño y resulta apropiada para aplicaciones que requieren un equilibrio preciso entre la atenuación de frecuencias bajas y una respuesta transitoria controlada.

En el ámbito del procesamiento de señales, el cálculo del Valor Efectivo Cuadrático Medio (RMS, por sus siglas en inglés) es una medida fundamental para representar eficazmente la magnitud de una señal variable en el tiempo. Es especialmente valioso al lidiar con señales de amplitud variable, ya que ofrece una medida precisa de la potencia real contenida en la señal.

El valor RMS se calcula según la ecuación (5).

$$RMS = \sqrt{\frac{1}{T} \int_0^T [x(t)]^2 dt} \quad (5)$$

En aplicaciones prácticas, el cálculo del RMS se emplea extensamente en la caracterización de señales eléctricas, acústicas y en el análisis de datos experimentales. En el contexto de esta investigación, el cálculo del Valor RMS puede ser esencial para evaluar la intensidad y la variabilidad de las emisiones acústicas registradas durante eventos específicos, permitiendo una comprensión más profunda de la naturaleza de las señales analizadas.

3 SIMULACIÓN DE EA POR CARGAS IMPULSIVAS

3.1 Relación cargas impulsivas con estudio en engranajes

Durante el funcionamiento de los engranajes, las cargas impulsivas que se quieren estudiar pueden ocurrir debido al impacto entre los dientes de engrane lo que puede ser utilizado como un método de monitoreo de fallas ante la alteración de los picos de EA, también se pueden encontrar cargas impulsivas debido al desgaste irregular debido a condiciones de cargas severas o lubricación deficiente, mala alineación, errores de fabricación (mala calidad de los materiales, acabado superficial deficiente) o presencia de partículas extrañas debido a la contaminación del lubricante o producto de un mal diseño. Estas posibles fuentes de cargas impulsiva pueden afectar el rendimiento y la vida útil de engranes por tanto suponen un estudio interesante de evaluar.

3.2 Metodología

Para el caso de estudio de impacto, la metodología de acción es la siguiente:

Actividad 1: Estudio analítico de fuerza de impacto, mallado y frecuencia de muestreo (OE 1).

Se debe realizar un estudio analítico de la fuerza de impacto con tal de definir la condición de borde de carga sobre el modelo En la simulación por elementos finitos, el tamaño de la malla es crucial para obtener resultados realistas según los valores deseados. Se determina inicialmente el tamaño máximo de la malla utilizando las ecuaciones de Jianchao et al. (2020), que relacionan la velocidad de onda con el material de propagación. Además, la cantidad de puntos en un espacio-tiempo definido es esencial, dado que las frecuencias de interés superan los 20 kHz, y los filtros pasa altos propuestos cortan la señal a un mínimo de 95 kHz. Para optimizar los recursos computacionales, se debe elegir una cantidad de puntos que equilibre el tiempo de cálculo y la frecuencia máxima de muestreo, considerando que los requisitos aumentan con la cantidad de puntos solicitados.

Actividad 2: Simulación por elementos finitos de EA por impacto (OE 2).

El caso de estudio se enfoca en el impacto entre dos placas de material PLA en un banco de ensayos a través de modelación por elementos finitos, aplicando las condiciones de borde de la carga de impacto y los valores obtenidos en cuanto al tamaño de malla y frecuencia de muestreo. El objetivo es obtener los esfuerzos de Von Mises en un elemento específico del cuerpo de estudio, determinado por la ubicación del sensor de ultrasonido colocado experimentalmente. Esto permitirá la comparación de resultados en la actividad 3.

Actividad 3: Análisis de resultados y comparación con datos experimentales (OE 4).

El próximo paso implica procesar los datos en bruto del MEF para obtener la forma de onda de las emisiones acústicas, así como sus valores RMS y máximos. Para lograr este objetivo, se aplicará un filtro pasa alto en el rango de 95 kHz mediante programación en MATLAB. Este filtro permitirá capturar únicamente emisiones acústicas de alta frecuencia. Posteriormente, estos resultados se compararán con los obtenidos experimentalmente. Inicialmente, estos hallazgos preliminares contribuirán a perfeccionar la simulación para aproximarse a los resultados experimentales.

3.3 Descripción del experimento de referencia

El modelo que se busca simular se fundamenta en el banco de ensayos experimental ilustrado en la Figura 3.1. Este banco se compone de una placa que tiene la capacidad de girar libremente debido a la presencia de un pasador. En consecuencia, es capaz de aplicar una carga de impacto sobre la placa fija.

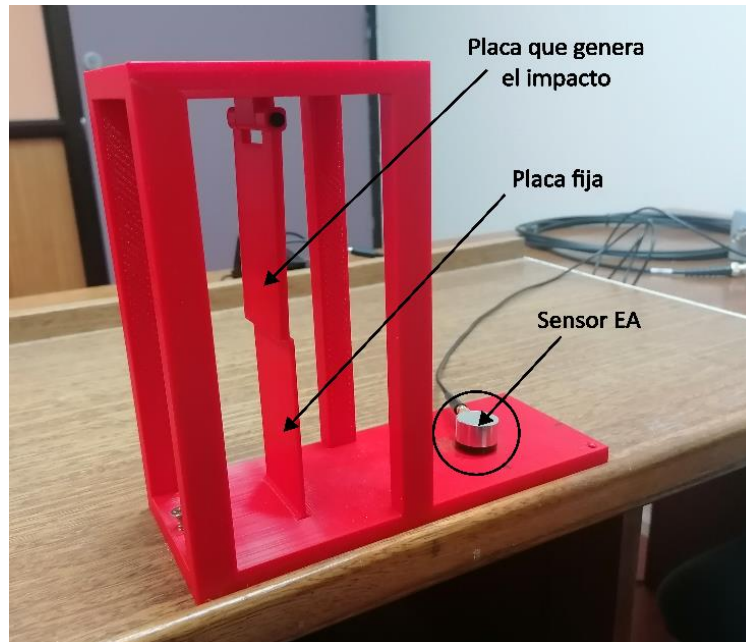


Figura 3.1. Banco de ensayos experimental para estudio de EA por impacto.

La simulación en ANSYS LS-DYNA se basa en una simplificación del modelo ilustrado en la Figura 3.1. En este caso, la carga de impacto generada experimentalmente se aplica en el borde de la placa fija, utilizando las características de la fuerza en función de un estudio analítico que se explica a continuación. El modelo propuesto se visualiza en la Figura 3.2.

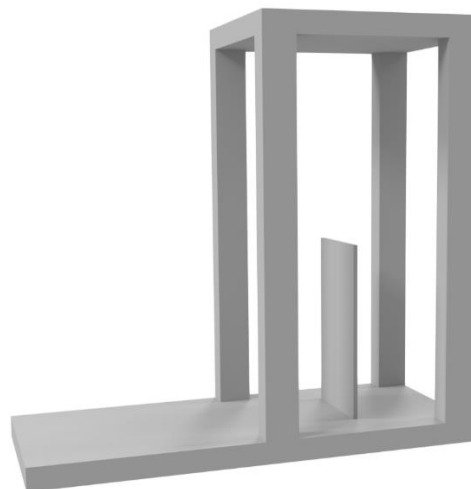


Figura 3.2. Modelo por implementar en ANSYS LS-DYNA.

El banco de ensayos se encuentra impreso en material PLA cuyas propiedades se tabulan en la Tabla 3.1. La decisión de optar por PLA en lugar de acero, material tradicionalmente empleado en la fabricación de engranajes y componentes mecánicos en la industria, se basa en la necesidad de mitigar los impactos de alta magnitud que podrían resultar del choque entre placas, evitando así posibles daños al sensor. Además de su menor rigidez en comparación con el acero, el PLA ofrece otras ventajas relevantes en este contexto, como su mayor capacidad para absorber energía y su menor densidad, lo que contribuye a reducir la masa total del sistema y minimizar las fuerzas generadas durante el impacto.

Tabla 3.1. Propiedades del PLA.

Material	Módulo de Young [GPa]	Poisson	Densidad [kg/m ³]	Módulo de corte [GPa]	Constante de Lamé [GPa]
PLA	2,3	0,38	1240	0,8	2,64

3.4 Estudio analítico de la fuerza de impacto

A través de las ecuaciones de conservación de la energía y ecuaciones dinámicas de cuerpos, se estudia el impacto entre placas de PLA. En la Figura 3.3 se presenta un esquema de las placas y sus posiciones antes y después del impacto.

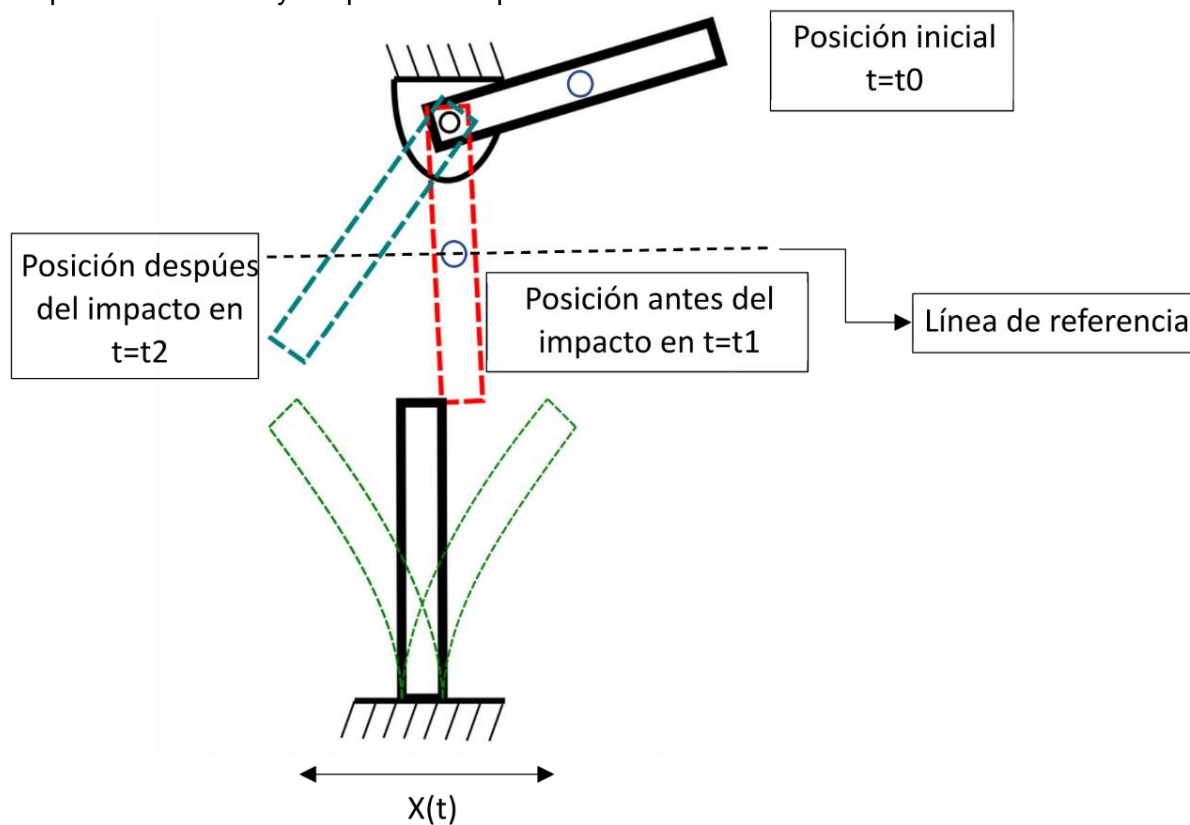


Figura 3.3. Esquema del impacto entre placas.

En aspectos geométricos se tiene el siguiente detalle, ver Tabla 3.2:

Tabla 3.2. Detalles geométricos de placas de impacto.

	Placa superior	Placa inferior
Altura l [mm]	82,00	78,00
Espesor t [mm]	4,00	2,00
Ancho b [mm]	39,70	40,32
Peso [g]	15,00	7,25

Luego, se procede con la estimación de la velocidad en el instante de tiempo antes de impacto. Considerando un sistema conservativo y el esquema de la Figura 3.3, se tienen las siguientes ecuaciones de energía para el estado inicial:

$$E_{c-t_0} = 0 \quad (6)$$

$$E_{p-t_0} = W_{pl-sup} \cdot L_g \quad (7)$$

Donde, E_{c-t_0} es la energía cinética en el instante t_0 , E_{p-t_0} es la energía potencial gravitatoria en el instante t_0 , W_{pl-sup} es la fuerza peso de la placa superior, L_g es la distancia del centro de masa a la línea de referencia.

Por otro lado, las ecuaciones que describen la energía en el instante antes del impacto son:

$$E_{c-t_1} = \frac{1}{2} m_{pl-sup} (v_{g1})^2 + \frac{1}{2} I_{zz} (\dot{\theta}_1)^2 \quad (8)$$

$$E_{p-t_1} = 0 \quad (9)$$

Donde, m_{pl-sup} corresponde a la masa de la placa superior, v_{g1} es la velocidad del centro de masas antes del impacto, $\dot{\theta}_1$ es la velocidad angular de la placa superior y I_{zz} es el momento de inercia de una placa la cual corresponde a:

$$I_{zz} = \frac{1}{12} m \cdot l^2 \quad (10)$$

Luego, con la condición impuesta de conservación de energía, se tiene la siguiente equivalencia:

$$E_{p-t_0} + E_{c-t_0} = E_{p-t_1} + E_{c-t_1} \quad (11)$$

Es decir,

$$g \cdot L_g = \frac{1}{2} (v_{g1})^2 + \frac{1}{24} (L_1)^2 (\dot{\theta})^2 \quad (12)$$

Donde, g es la aceleración de gravedad terrestre, L_1 es la altura de la placa superior.

Luego, del estudio analítico de la cinemática de la placa en el instante anterior al impacto, se extrae la siguiente ecuación (13) que relaciona la velocidad angular con la velocidad en el centro de masas:

$$\dot{\theta}_1 = \frac{2 \cdot v_{g1}}{L_1} \quad (13)$$

Reemplazando la ecuación (13) en la ecuación (12), se obtiene que:

$$v_{g1} = \sqrt{\frac{3}{2} g \cdot L_g} \quad (14)$$

Considerando que la posición inicial corresponde a $L_g = \frac{L_1}{2} = 41$ [mm] y una aceleración de gravedad g igual a 9800 [mm/s], se tiene entonces una velocidad en el centro de gravedad antes del impacto igual a:

$$v_{g1} = 0,776 \text{ [m/s]}$$

Con el anterior resultado, ahora se pretende encontrar la velocidad tangencial de la placa que impacta con la placa fija, en la Figura 3.4 se presenta el triángulo de velocidades.

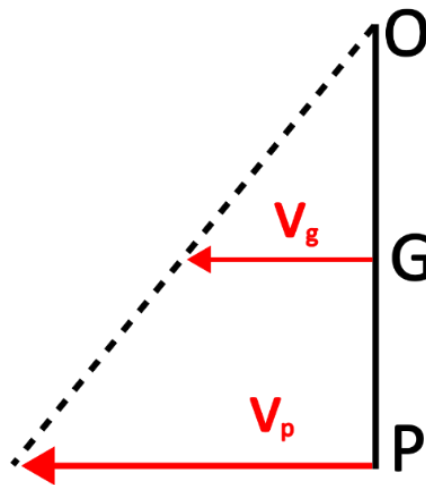


Figura 3.4. Triángulo de velocidades de placa superior.

Del triángulo, se tiene que:

$$v_p = \frac{r_{op}}{r_{og}} v_g \quad (15)$$

$$v_p = 2v_g \quad (16)$$

Entonces, la velocidad tangencial de la placa es igual a:

$$v_p = 1,55 \text{ [m/s]}$$

Otra variable es que importante de obtener es el tiempo de impacto, ante lo cual se realiza el siguiente estudio en función de lo obtenido a través de técnicas de video, para lo cual, el estudio experimental se grabó con un dispositivo de 120 fps (*frames per second*). Del análisis de las imágenes, se extrae que el impacto tiene como cota máxima de 1 frame o 0,008 [s]. Se adjuntan las imágenes que describen la situación, ver la Figura 3.5.



Figura 3.5. a) Frame 128 b) Frame 129 c) Frame 130

Finalmente, es posible obtener el impulso que genera el impacto de la placa superior con la inferior a través de la resolución de la ecuación diferencial que modela el comportamiento.

La viga inferior se comporta como un sistema dinámico de 1 grado de libertad, ver Figura 3.6. Este se puede modelar según la ecuación del movimiento dada por la ecuación (17).

$$m_{eq}\ddot{x} + c_{eq}\dot{x} + k_{eq}x = F(t) \quad (17)$$

Donde m_{eq} es la masa equivalente del sistema, c_{eq} es la amortiguación equivalente y k_{eq} es la rigidez equivalente y $F(t)$ es la fuerza externa sobre la viga.

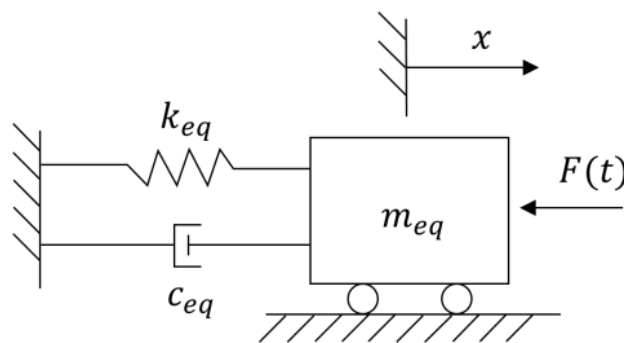


Figura 3.6. Modelo de 1 grado de libertad.

Resolviendo la ecuación (17), se puede obtener la frecuencia natural no amortiguada, dada por la ecuación (18):

$$\omega_n = \sqrt{\frac{k_{eq}}{m_{eq}}} \quad (18)$$

También, podemos describir el factor de amortiguación según la ecuación (19):

$$\xi = \frac{c_{eq}}{2 \cdot m_{eq} \cdot \omega_n} \quad (19)$$

Por tanto, la frecuencia natural amortiguada se puede expresar según la ecuación (20):

$$\omega_d = \omega_n \sqrt{1 - \xi^2} \quad (20)$$

Según las ecuaciones para una viga empotrada en uno de sus extremos, se puede modelar la frecuencia natural, dada por la ecuación (21):

$$\omega_n = \frac{1,875^2}{L^2} \sqrt{\frac{EI}{\rho A}} \quad (21)$$

Donde, 1,875 es una constante para el primer modo de vibrar.

En cuanto a la rigidez equivalente, esta se puede calcular según la ecuación (22):

$$k_{eq} = \frac{3EI}{L^3} \quad (22)$$

Luego, reemplazando la ecuación (21) y la ecuación (22) en la ecuación (18) se puede obtener la masa equivalente dada por la ecuación (23):

$$m_{eq} = \frac{3}{1,875^4} \rho AL \quad (23)$$

Dadas estas magnitudes, se puede definir el impulso según la ecuación (24):

$$I = \int_{t_1}^{t_2} F(t) dt \quad (24)$$

Considerando que se conserva el momento lineal del sistema, se puede estimar el impulso según la ecuación (25):

$$I = m_{eq} v_p \quad (25)$$

Esta aproximación es válida bajo condiciones específicas, como impactos muy rápidos o colisiones donde el tiempo de contacto es extremadamente corto. En situaciones más complejas o impactos más prolongados, pueden ser necesarios modelos más detallados y se debe considerar la dinámica completa del sistema. Sin embargo, en el contexto de impactos cortos, la relación simplificada mencionada anteriormente puede ser útil y facilitar el análisis.

Luego, reemplazando los datos presentados en la Tabla 3.1 y en la Tabla 3.2, en las ecuaciones (21), (22), (23), se tienen las siguientes magnitudes, ver la Tabla 3.3:

Tabla 3.3. Resultados de rigidez equivalente, masa equivalente y frecuencia natural.

Característica	Magnitud
k_{eq}	398,74 [N/m]
w_n	476,16 [rad/s]
m_{eq}	1,76 10 ⁻³ [kg]

Por tanto, la característica de la fuerza impulsiva es la que se tabula en la Tabla 3.4, en donde se señala la velocidad impacto, su tiempo, el impulso calculado y la fuerza de impacto, cuya magnitud y tiempo será aplicado en el modelo en *ANSYS LS-DYNA* según se explica en el apartado 3.3.

Tabla 3.4. Características de la fuerza impulsiva.

Característica	Magnitud	Característica	Magnitud
Velocidad antes del impacto	1,55 [m/s]	Impulso estimado	0,0027 [kg m/s]
Tiempo de impacto	0,008 [s]	Fuerza de impacto	0,3375 [N]

3.5 Mallado y frecuencia de muestreo

En la sección 2.3.4, se aborda el cálculo del tamaño máximo de malla necesario para obtener las señales de emisión acústica de interés. En este contexto, el modelado se fundamenta en un banco de ensayos construido con PLA, y las propiedades específicas de este material se detallan en la Tabla 3.1.

Se tiene entonces el siguiente cálculo de la velocidad longitudinal y transversal de la onda según la ecuación (1) y la ecuación (2) respectivamente.

$$C_L = 1849 \text{ [m/s]}$$

$$C_T = 803 \text{ [m/s]}$$

Considerando que la frecuencia de Nyquist debe ser superior a 95 kHz, se opta por realizar simulaciones con una frecuencia de muestreo de 240,000 datos por segundo. Esto establece una frecuencia de Nyquist ($f_{Nyquist}$) igual a 120 kHz. En otras palabras, el rango de estudio se concentra entre 95 kHz y 120 kHz, lo cual es un intervalo aceptable para las emisiones acústicas (EA) en comparación con los resultados obtenidos experimentalmente.

Luego, la distancia máxima entre nodos para obtener la onda deseada es:

$$L_{m\acute{a}x} = 7,66 \text{ [mm]}$$

3.6 Condiciones de borde y característica de simulación

Las condiciones de borde para el modelo propuesto incluyen, en primer lugar, la carga de impulso aplicada en la placa fija, como se muestra en la Figura 3.7 con letra B. Adicionalmente, dado que el banco de ensayos está fijo a un mesón de trabajo en la configuración experimental, se incorpora esta condición en la simulación mediante una restricción fija aplicada en la base del modelo, como se ilustra en la Figura 3.7.

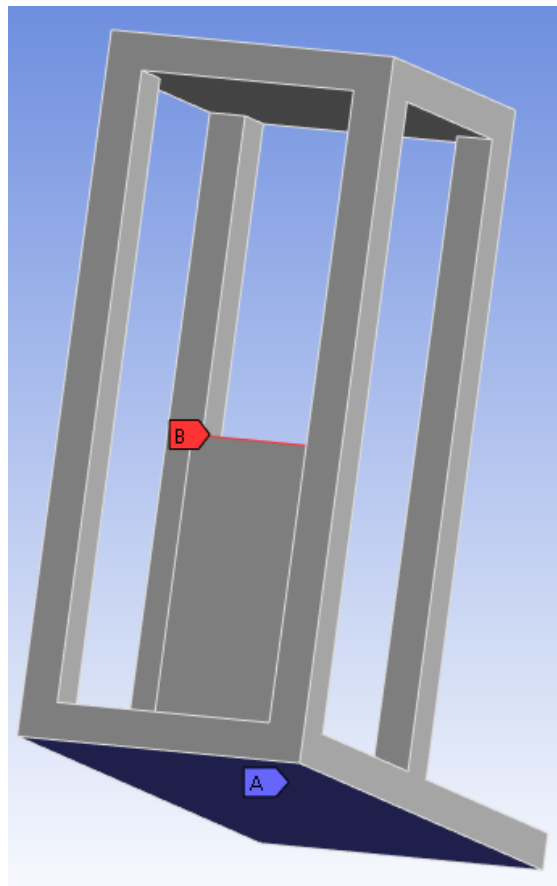


Figura 3.7. Condiciones de borde sobre el modelo.

Luego, se decide realizar una simulación de 0,012 s con 2880 puntos, es decir, una frecuencia de muestreo igual a 240 kHz, cumpliendo con lo propuesto en la sección 3.2

En relación con la malla que se ha de elegir en función del análisis de convergencia de resultados, se debe seleccionar un elemento situado de manera análoga a la configuración experimental. Este elemento seleccionado (ver, Figura 3.8) permitirá calcular los esfuerzos equivalentes de Von Mises, los cuales serán comparados con los resultados experimentales después de aplicar un tratamiento de datos.

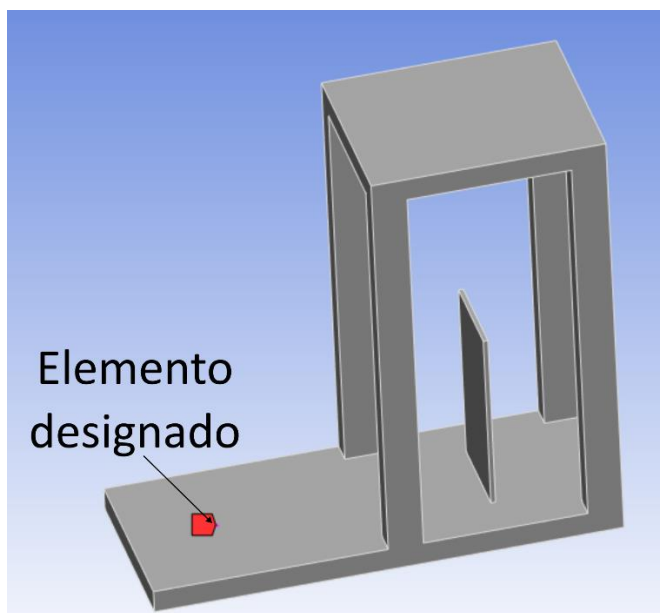


Figura 3.8. Ejemplificación del elemento seleccionado para estudiar los esfuerzos.

3.7 Metodología de convergencia de malla

Dado el tamaño de malla máximo obtenido, se requiere evaluar la sensibilidad del modelo con respecto a la malla. En este contexto, se establece como criterio de convergencia que la diferencia entre los valores RMS de presión de cada onda y su valor máximo, en función del tamaño del elemento sea mínimo en comparación con los datos experimentales. Es importante tener en cuenta también el costo computacional asociado a cada simulación. Este enfoque permitirá seleccionar un tamaño de elemento adecuado, considerando tanto la precisión de los resultados como la eficiencia en los recursos computacionales.

Luego, en la Tabla 3.5 se presentan los resultados obtenidos en valor RMS y valor máximo para cada tipo de malla distinto, esto, además, en comparación a los resultados experimentales.

Tabla 3.5. Comparación valor máximo y RMS c/r a datos experimentales.

Tamaño malla [mm]	Muestreo	Valor máx [Pa]	RMS [Pa]	Diferencia c/r señal experimental	
				Valor Máx (0,4 [Pa])	RMS (0,04 [Pa])
1,80	240.000	1,456	0,270	1,06	0,23
1,90	240.000	1,669	0,349	1,27	0,31
2,00	240.000	1,810	0,331	1,41	0,29
2,10	240.000	1,741	0,334	1,34	0,29
2,20	240.000	1,783	0,312	1,38	0,27

De aquí que se selecciona la malla de 1,8 mm cuyos valores máximos corresponden a 1,456 [Pa] y 0,270 RMS. La onda bruta y filtrada se presenta en la Figura 3.9.

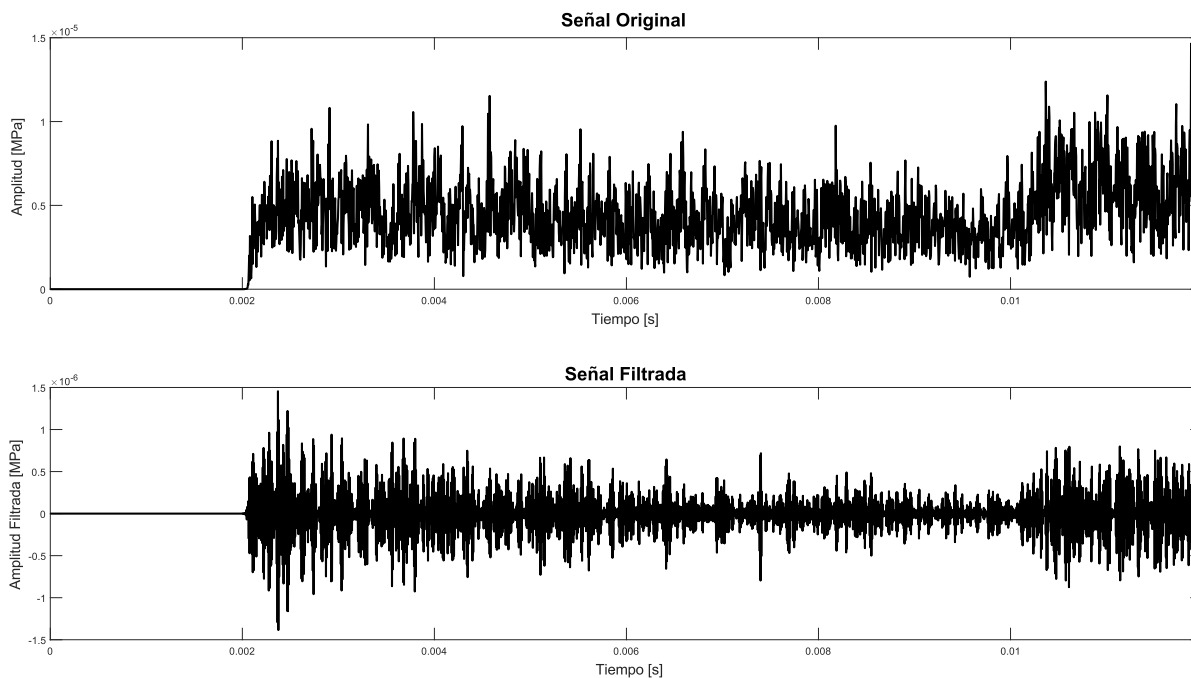


Figura 3.9. Señal en bruto vs señal filtrada a 95 kHz.

3.8 Validación del modelo de simulación por impacto.

Después de realizar el estudio de convergencia de malla en función de los resultados experimentales, se procede a comparar los resultados del estudio seleccionado de la simulación con un set de datos experimentales, ver Figura 3.10.

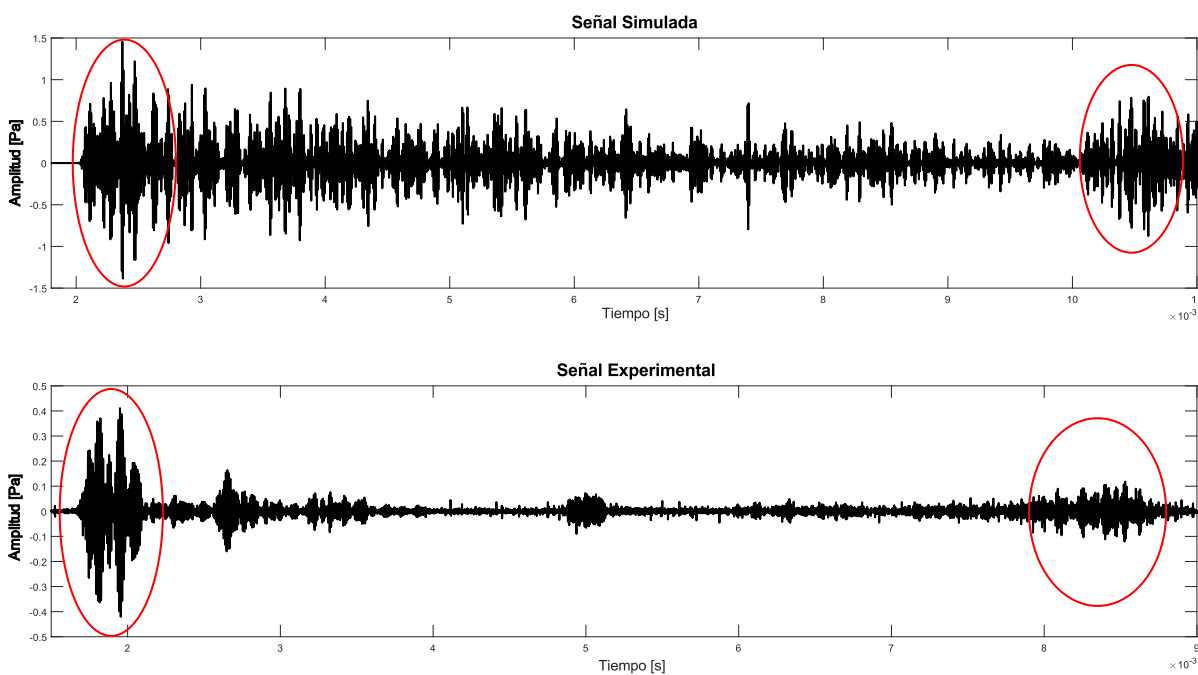


Figura 3.10. Comparación entre señales por simulación y experimental, caso impacto.

Se puede observar que cualitativamente, las señales muestran similitudes en los picos más altos que representan el inicio del impacto sobre la placa y su finalización. Sin embargo, existe una diferencia significativa entre los valores máximos y el valor RMS. Esta discrepancia es del 264% para los valores máximos y del 575% para el valor RMS. Aunque esta diferencia en términos de porcentaje es considerable, en términos absolutos, dado que estos valores son pequeños en orden de magnitud (medidos en [Pa]), se puede concluir que son compatibles y que la simulación representa adecuadamente la realidad con las condiciones de borde planteadas.

Es importante señalar que la gran diferencia en el valor RMS puede atribuirse a la volatilidad de la señal después del impacto, incluso después de aplicar un filtro. Esto contrasta con los resultados experimentales, donde la señal se limpia satisfactoriamente después de aplicar un filtro pasa alto.

Además, es relevante considerar la densidad del material utilizado en la simulación. Aunque no se tiene certeza sobre la característica de impresión del modelo, se infiere que tiene una densidad inferior al 100%. Esta discrepancia podría influir en los datos experimentales en comparación con los resultados de la simulación. Por lo tanto, se propone estudiar los resultados cuando el material presenta una densidad inferior al 100%, utilizando una densidad de 900 kg/m³ basada en el volumen del modelo y el peso medido experimentalmente los cuales corresponden a 348,56 mm³ y 314 gr respectivamente. Por lo tanto, la densidad a utilizar es de 900 kg/m³.

Luego, se tiene lo siguiente:

Tabla 3.6. Valor máximo y RMS para densidad al 100% y al 72%.

Variable	Densidad 100%	Densidad 72%
Valor máximo [Pa]	1,456	1,761
Valor RMS [Pa]	0,270	0,364

Al comparar la señal obtenida por simulación con la obtenida experimentalmente, se observa un aumento en el valor máximo de un 120% después de una disminución en la densidad, acompañado de un aumento en el valor RMS de un 125%, lo que indica una mayor volatilidad en los resultados.

En resumen, aunque existen diferencias significativas entre los valores máximos y el valor RMS de las señales simuladas y experimentales, se puede concluir que la simulación proporciona una representación adecuada de la realidad, considerando las condiciones de borde establecidas. No obstante, es importante tener en cuenta la influencia de la densidad del material en los resultados y considerar posibles ajustes en el modelo para mejorar su precisión.

Finalmente, se puede concluir que la variación de la densidad afecta a los resultados. Por lo tanto, las diferencias entre los valores obtenidos se pueden atribuir a esta característica, así como a simplificaciones en el estudio analítico del impacto, la obtención del impulso real en relación con el tiempo de impacto y las propiedades del material utilizado, que aún no han sido validadas.

4 SIMULACIÓN DE EA POR CONTACTO DESLIZANTE Y RODANTE.

4.1 Relación contacto deslizante/rodante con estudio en engranajes

Durante el funcionamiento de los engranajes, el contacto deslizante y rodante entre los dientes juega un papel crucial en la transmisión de potencia y la distribución de cargas. Este contacto se produce cuando los dientes de dos engranajes entran en contacto y experimentan un movimiento relativo, ya sea deslizante o rodante, dependiendo de la configuración y la carga aplicada. El contacto deslizante ocurre cuando los dientes se deslizan entre sí, generando fricción y desgaste, mientras que el contacto rodante implica un movimiento de rodadura más suave y continuo. En cuanto a las emisiones acústicas, se han detectado y medido señales experimentales denominadas ráfagas de emisiones acústicas.

4.2 Metodología contacto deslizante/rodante

Actividad 1: Estudio de malla y frecuencia de muestreo (OE 1).

De manera análoga con el caso de impacto, se estudia el tamaño de malla adecuado para aplicar en el modelo en función de la velocidad de propagación de ondas, para este caso, en material de hierro. Se aplican las ecuaciones de Jianchao et al. (2020), que relacionan la velocidad de onda con el material de propagación. Además, la cantidad de puntos en un espacio-tiempo definido es esencial, dado que las frecuencias de interés superan los 20 kHz, y los filtros pasa altos propuestos cortan la señal a un mínimo de 95 kHz. Para optimizar los recursos computacionales, se debe elegir una cantidad de puntos que equilibre el tiempo de cálculo y la frecuencia máxima de muestreo, considerando que los requisitos aumentan con la cantidad de puntos solicitados.

Actividad 2: Simulación por elementos finitos de EA por interacción de deslizamiento y rodado entre un cilindro y placa plana (OE 3).

El segundo caso de estudio se enfoca en las emisiones acústicas generadas por la interacción de deslizamiento y rodante de manera independiente entre un cilindro de aluminio y una placa plana de hierro, esta última acoplada a una base de madera. Se busca obtener la presión en dos elementos específicos, determinados por la ubicación experimental de los sensores de ultrasonidos. Respecto a las simulaciones, se planea evaluar ambos casos con una velocidad angular de 10 rad/s para el caso rodante y 0,8 m/s para el caso deslizante.

En relación con los datos experimentales, se cuenta con información para los dos casos a una velocidad establecida. Por lo tanto, el procedimiento inicial consiste en realizar simulaciones para comparar resultados y ajustar el modelo.

Adicionalmente, la simulación propuesta posibilitará el análisis de la interacción entre los cuerpos y sus resultados, centrándose en la fuerza de fricción y evaluando cómo esta podría influir en la variabilidad de los resultados en comparación con los descubrimientos experimentales.

Actividad 3: Análisis de resultados y comparación con datos experimentales (OE 4).

El próximo paso implica procesar los datos en bruto tanto para el caso rodante como para el deslizante con la finalidad de obtener la forma de onda de las emisiones acústicas, así como sus valores RMS y máximos. Para lograr este objetivo, se aplicará un filtro pasa alto en el rango de

95 kHz mediante programación en MATLAB. Esto se lleva a cabo por dos razones fundamentales. En primer lugar, se considera que el rango audible máximo para los humanos es de 20 kHz. Por lo tanto, este filtro permitirá capturar únicamente sonidos de alta frecuencia. Posteriormente, estos resultados se compararán con los obtenidos experimentalmente. Inicialmente, estos hallazgos preliminares contribuirán a perfeccionar la simulación para aproximarse a los resultados experimentales.

4.3 Descripción del modelo a simular

El modelo que se busca simular se fundamenta en el banco de ensayos experimental ilustrado en la Figura 3.1. Este banco se compone de un cilindro de aluminio que puede deslizarse o rodar sobre una placa de hierro.

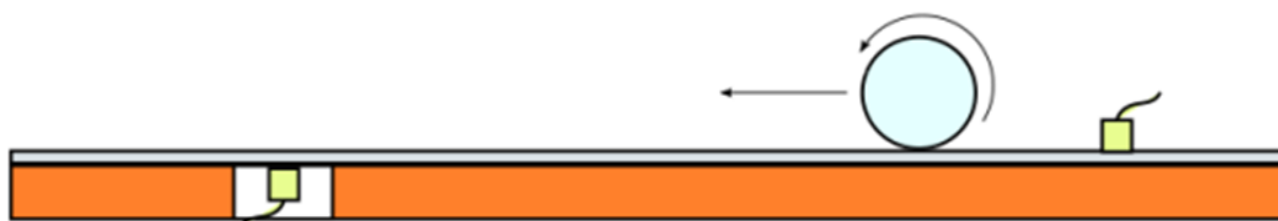


Figura 4.1. Modelo por implementar en ANSYS LS-DYNA.

Las simulaciones en ANSYS LS-DYNA se basan en el estudio por separado del contacto deslizante y rodante, con velocidades respectivas de 0,8 m/s para el caso deslizante y 10 rad/s para el caso rodante.

4.4 Mallado

De manera análoga al estudio por impacto, se estudia el tamaño de malla según las ecuaciones de Jianchao et.al (2020). En este contexto, la placa de interés está hecha a base de hierro cuyas propiedades se estipulan en la Tabla 4.1.

Tabla 4.1. Propiedades del Hierro.

Material	Módulo de Young [GPa]	Poisson	Densidad [kg/m ³]	Módulo de corte [GPa]	Constante de Lamé [GPa]
Hierro	110	0,28	7200	43	55

Se tiene entonces el siguiente cálculo de la velocidad longitudinal y transversal de la onda según la ecuación (1) y la ecuación (2) respectivamente.

$$C_L = 4425 \text{ m/s}$$

$$C_T = 2444 \text{ m/s}$$

Considerando que la frecuencia de Nyquist debe ser superior a 95 kHz, se aplica el mismo criterio anterior con una frecuencia de muestreo de 240,000 datos por segundo. Esto establece una frecuencia de Nyquist ($f_{Nyquist}$) igual a 120 kHz.

Luego, la distancia mínima entre nodos es:

$$L_{m\acute{a}x} = 18,4 \text{ mm}$$

4.5 Condiciones de borde y característica de simulación

4.5.1 Condiciones de borde caso deslizante

Las condiciones de borde para el caso deslizante son tres (ver, Figura 4.2), las cuales corresponden a:

- Soporte fijo en cara inferior de la placa de hierro para impedir los movimientos y rotaciones que puedan ocurrir mientras el cilindro desliza sobre la superficie (A).
- Aceleración de gravedad terrestre igual a $9,81 \text{ m/s}^2$ aplicada al caso de estudio (B).
- Velocidad constante igual a 800 mm/s en dirección paralela a la placa (C) aplicada sobre el cilindro.

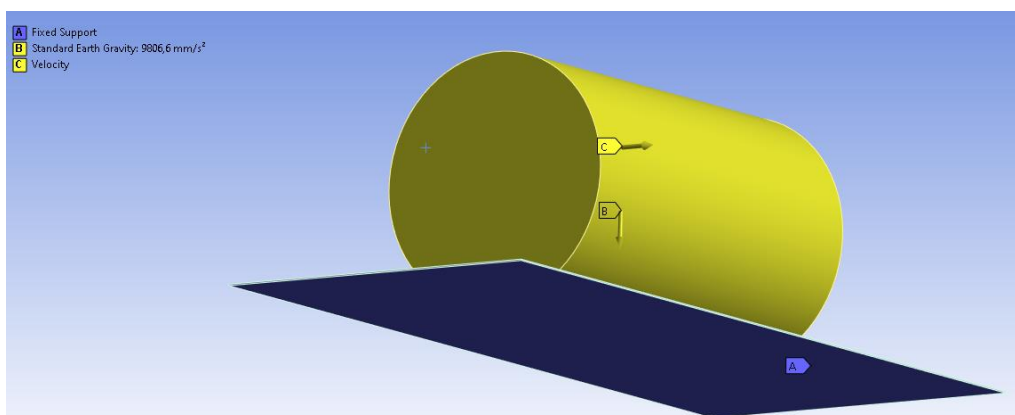


Figura 4.2. Condiciones de borde, caso deslizante.

4.5.2 Condiciones de borde caso rodante

De manera análoga a las condiciones de borde del caso deslizante, se intercambia la velocidad lineal impuesta al cilindro por una velocidad angular igual a 10 rad/s , revisar Figura 4.3, letra B.

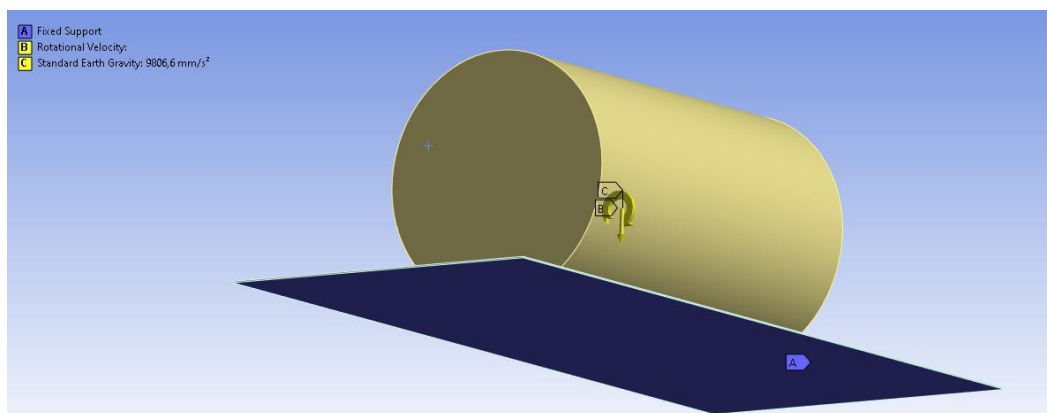


Figura 4.3. Condiciones de borde, caso rodante.

4.5.3 Característica de la simulación

Se decide realizar simulaciones de 0,02 s con 4800 puntos, es decir, una frecuencia de muestreo igual a 240 kHz, cumpliendo con lo propuesto en la sección 3.2

En cuanto al elemento designado para obtener la información relativa a los esfuerzos de Von Mises, se deberá considerar una posición análoga a la presentada en la Figura 4.4, considerando el respectivo tamaño de malla en función del estudio de convergencia.

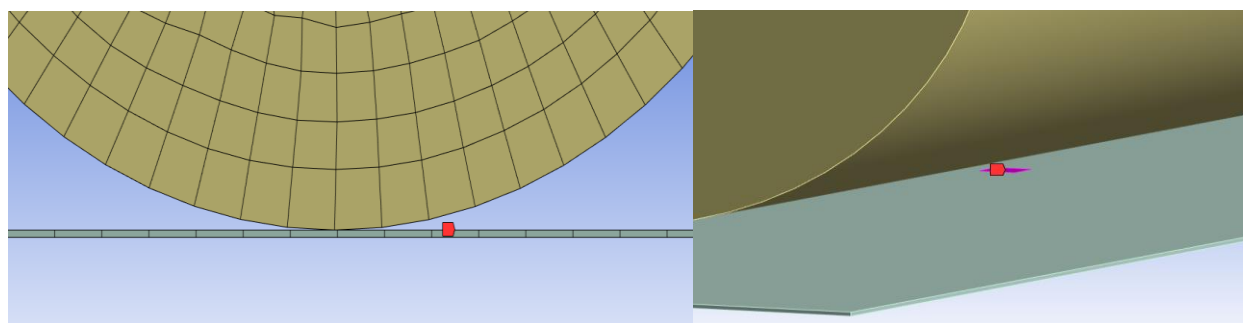


Figura 4.4. Ejemplificación del elemento seleccionado para estudiar los esfuerzos.

4.6 Estudio de la fuerza de roce

Antes de llevar a cabo los estudios, se evalúa la interacción de la fuerza de fricción entre los elementos para comprender su influencia en los resultados. Es importante considerar que tanto las áreas efectivas en deslizamiento como en rodadura dependen de la interacción entre las rugosidades de las superficies, y en la simulación propuesta no es posible tener en cuenta estas características naturales de la superficie.

Se estudia el deslizamiento del cilindro de aluminio sobre la placa de hierro para establecer y analizar la relación de fricción en función de una malla previamente definida de 4 mm para la placa de hierro y 4 mm para el cilindro. Estos tamaños de malla se seleccionaron de manera arbitraria teniendo en cuenta el tamaño máximo que se puede utilizar y la capacidad de cómputo disponible para lograr tiempos de simulación acotados. Los resultados obtenidos se presentan en la Tabla 4.2 y se comparan con los resultados medidos experimentalmente.

Tabla 4.2. Resultados de la fuerza de roce en caso deslizante.

Roce Estático	Roce Dinámico	RMS (Pa)	Valor Máx (Pa)	RMS Experimental 0,6 Pa	Valor Máximo Experimental 10 Pa
0,30	0,26	264	3637	43900%	36270%
0,34	0,30	610	12200	101567%	121900%
0,38	0,34	191	3515	31733%	35050%
0,42	0,38	219	2951	36400%	29410%
0,46	0,42	344	4146	57233%	41360%

Se grafica la variabilidad de los valores RMS (ver, Figura 4.5) puesto que corresponden a un promedio de valores y, por tanto, permite la comparación entre datos.

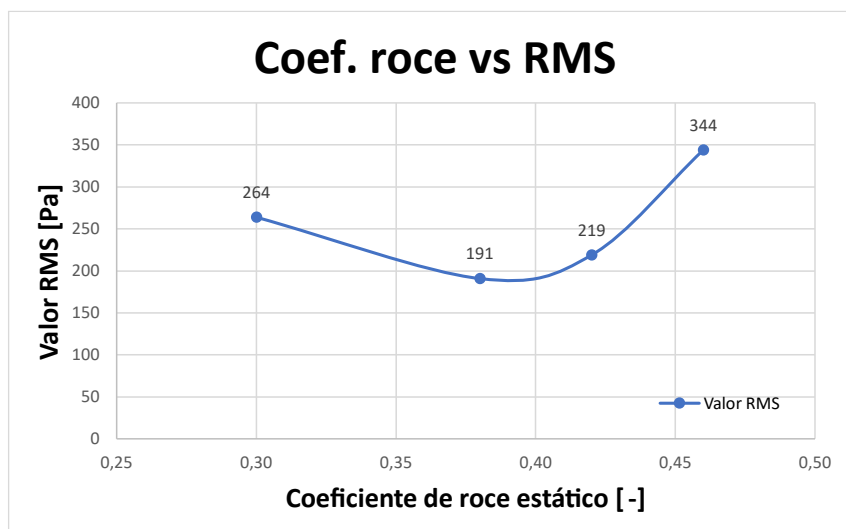


Figura 4.5. Variación del valor RMS con respecto al coeficiente de roce.

Se puede concluir de los resultados que no se tiene una estricta relación de la variación del roce en el modelo estudiado en comparación a resultados esperados, considerando que un aumento de la fuerza de roce debe implicar en un aumento de valor RMS.

4.7 Metodología de convergencia de malla

Dado el tamaño máximo de malla obtenido, es necesario evaluar la variabilidad de los resultados en relación con el tamaño de la malla en cada estudio propuesto (deslizante y rodante). Se aplica el mismo criterio que se utilizó para el caso de impacto, es decir, se selecciona el tamaño de la malla en función de la comparación entre los resultados obtenidos de manera experimental y los de simulación. Este enfoque se centra en los valores RMS y máximos de las presiones de Von Mises en el elemento designado.

Luego, en la Tabla 4.3 se presentan los resultados obtenidos en valor RMS y valor máximo para cada tipo de malla distinto para el caso deslizante.

Tabla 4.3. Resultados de valor máximo y RMS, caso deslizante.

Malla cilindro [mm]	Malla placa [mm]	Valor máx [Pa]	RMS [Pa]	Dif. c/r señal experimental	
				Valor Máx (10 [Pa])	RMS (0,6 [Pa])
4	3	2908	230	2898	229
4	4	1501	159	1491	158
2,5	4	4190	364	4180	363
4	5	2369	299	2359	298
2,5	5	4354	356	4344	355

Se determina que el mallado óptimo en este caso corresponde a 4 mm tanto para el cilindro como para la placa, lo que resulta en un sistema de 23,018 nodos y 19,767 elementos. Además, los valores presentados indican que un mallado más fino del cilindro (el cuerpo que experimenta el contacto) incrementa los valores máximos obtenidos. Este hallazgo destaca la importancia del mallado del cilindro sobre la variación en la densidad de malla de la placa, la cual no muestra una tendencia clara en cuanto a los esfuerzos.

En relación con el caso rodante, de manera análoga, en la Tabla 4.4 se muestran los resultados obtenidos en valor RMS y valor máximo para cada tipo de malla diferente para el caso rodante.

Tabla 4.4. Resultados de valor máximo y RMS, caso rodante.

Malla cilindro [mm]	Malla placa [mm]	Valor máx [Pa]	RMS [Pa]	Dif c/r señal experimental	
				Valor Máx (0,6 [Pa])	RMS (0,01 [Pa])
2	3	68255	2839	68254	2839
3	3	27614	1182	27613	1182
4	3	22637	789	22636	789
5	3	33363	1172	33362	1172
4	4	12683	773	12682	773

El tamaño de malla óptimo en este caso corresponde a 4 mm tanto para el cilindro como para la placa, resultado idéntico al caso deslizante. En este estudio, se observa nuevamente que un mallado más fino del cilindro concentra los esfuerzos en la placa, mientras que una disminución en la densidad de malla del cilindro tiene implicancias en los resultados hasta llegar al tamaño de 4 mm, momento en el que la tendencia cambia al alza.

Es importante destacar que, tanto para el caso deslizante como para el rodante, no se exploraron tamaños de malla inferiores a 3 mm para la placa y 2 mm para el cilindro debido a limitaciones en la capacidad de cómputo del sistema, lo que resultó en diferentes errores al intentar aumentar la densidad de elementos. Además, es crucial considerar que, en términos generales, el mallado aplicado al cilindro sigue siendo bastante tosco en comparación con la realidad. Por lo tanto, el contacto entre el cilindro y la placa se representa únicamente con unos pocos elementos (ver, Figura 4.6).

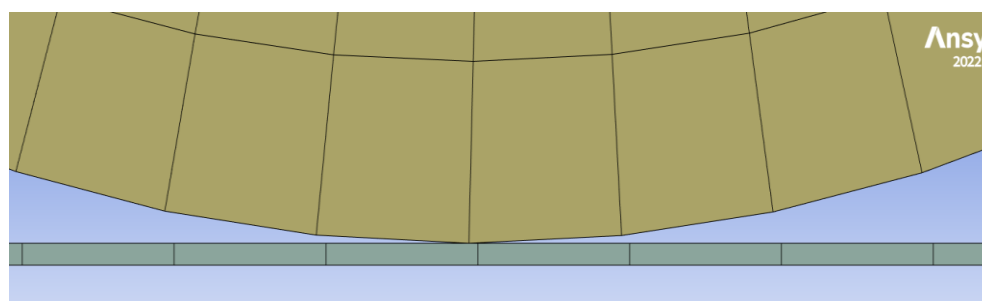


Figura 4.6. Mallado cilindro de aluminio y placa de hierro.

4.8 Validación del modelo de simulación caso deslizando-rodante.

De los resultados planteados en la sección 4.5, se puede establecer las siguientes comparaciones en relación con los resultados experimentales:

Se evidencia que el modelo deslizando y rodante propuesto no logra representar fielmente lo que ocurre en la realidad bajo las condiciones impuestas. Factores que contribuyen a esta discrepancia incluyen la simulación del roce y las interacciones entre el cilindro y la placa plana debido a su forma geométrica, así como el tamaño de malla limitado por la capacidad computacional.

En relación con la fricción, se investiga el escenario donde esta fuerza contraria al movimiento está ausente, lo que teóricamente debería resultar en una falta de emisiones acústicas. Sin embargo, los resultados numéricos revelan la presencia de señales de emisiones acústicas incluso en ausencia de fricción, lo cual contradice lo esperado físicamente. Por lo tanto, estos hallazgos sugieren que los resultados previamente obtenidos pueden estar influenciados por problemas numéricos en lugar de reflejar fielmente la situación experimental. La señal obtenida del roce se presenta en la Figura 4.7.

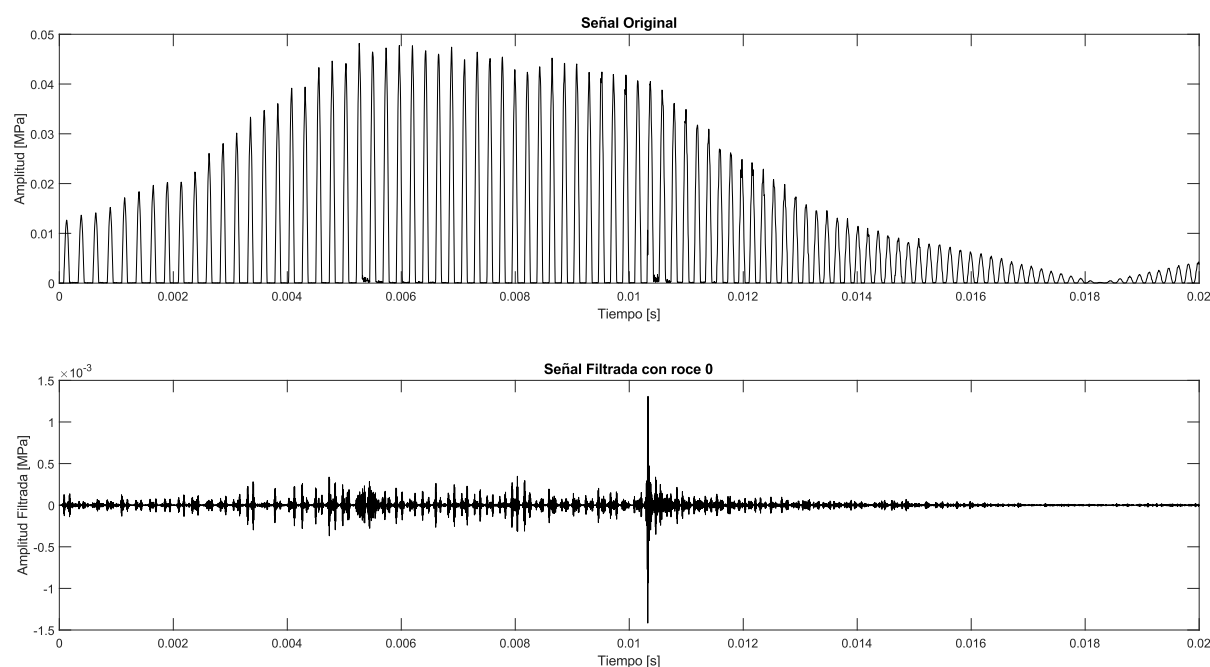


Figura 4.7. Señal caso deslizando y roce 0.

No obstante, aún es posible analizar la señal de manera cualitativa para ambos casos.

4.8.1 Resultado caso deslizando

De las simulaciones realizadas, la mejor simulación en términos numéricos es la presentada en la Figura 4.8, en la cual se muestra la señal bruta y la respectiva señal filtrada con un filtro pasa alto a 95 kHz. De esta figura, se pueden establecer los siguientes puntos:

- La señal bruta exhibe picos intermitentes que no tienen una correspondencia física con el caso estudiado. Esto se debe a que la señal debería ser constante hasta que ocurra el contacto entre el cilindro y el elemento designado.
- En la señal filtrada, se destaca con un óvalo la zona donde se detecta el contacto entre el cilindro y el elemento designado, lo que constituye un punto de inflexión evidente. Sin embargo, en términos numéricos, los resultados difieren en comparación con la contraparte experimental.

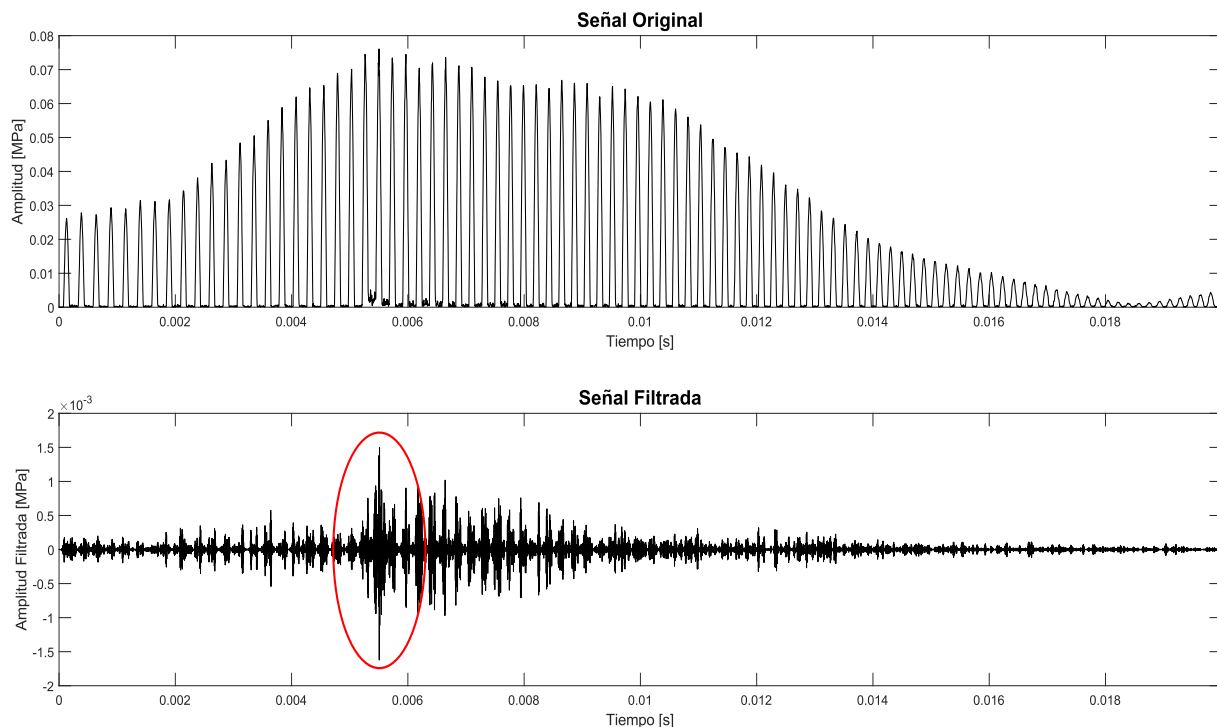


Figura 4.8. Señal bruta vs filtrada, caso deslizante.

4.8.2 Resultado caso rodante

En cuanto al caso rodante, la mejor simulación en relación con los valores numéricos de máximo y RMS en comparación a los resultados experimentales es el que se presenta en la Figura 4.9, de la cual se pueden extraer las siguientes conclusiones:

- La señal bruta muestra una serie de dientes de sierra hasta que se detecta el contacto entre el cilindro y el elemento designado, aproximadamente a los 0,019 segundos. Este comportamiento es principalmente numérico, dado por los diversos factores que intervienen en la simulación.
- En la señal filtrada, se destaca con un óvalo la zona donde se detecta el contacto entre el cilindro y el elemento designado, lo que constituye un punto de inflexión evidente. Aunque los resultados numéricos difieren de la contraparte experimental, la señal filtrada exhibe las características esperadas, mostrando un pico debido al contacto y una posterior atenuación en el tiempo.

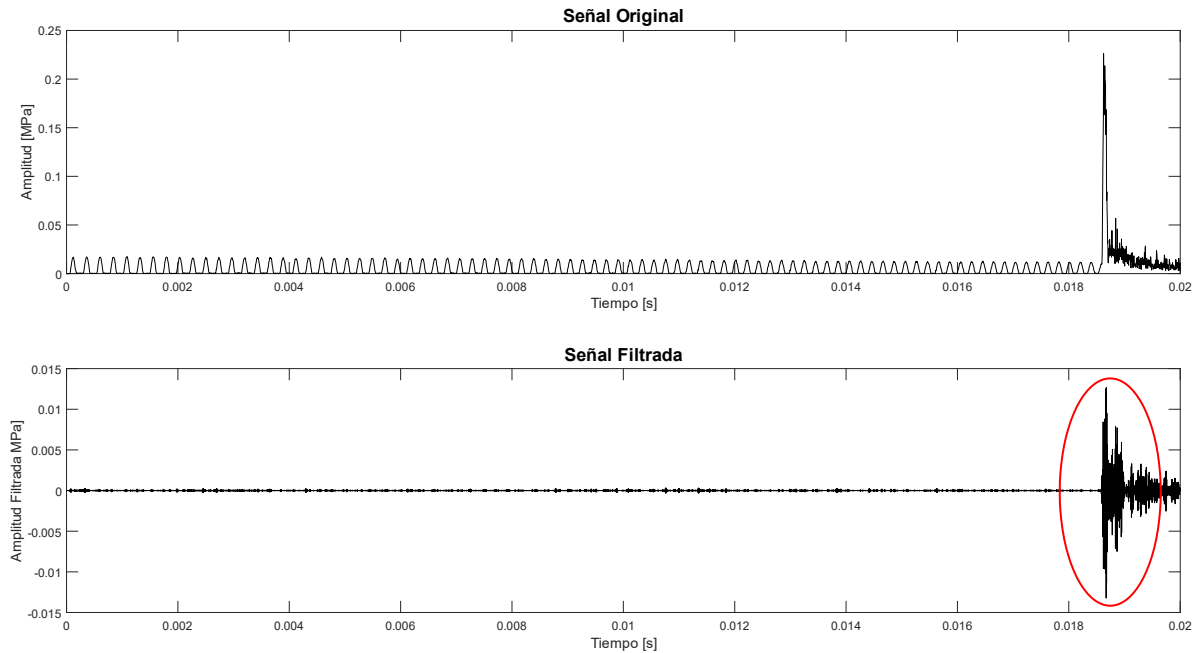


Figura 4.9. Señal original vs filtrada, caso rodante.

El estudio se centra en evaluar el contacto deslizante y rodante entre un cilindro y una placa plana, lo cual constituye un primer paso en el análisis del contacto entre engranajes mediante geometrías más simples. Se consideran aspectos fundamentales como el tamaño de la malla, la frecuencia de muestreo y la simulación por elementos finitos. Se emplea una metodología que abarca la optimización de la malla y la frecuencia de muestreo para capturar con precisión las señales de interés. A pesar de las limitaciones inherentes a la modelación por computadora y las simplificaciones geométricas requeridas, los resultados resaltan que la simulación no representa adecuadamente las asperezas entre los cuerpos, que son la principal fuente de emisiones acústicas. En cambio, el programa utiliza una función de fricción, lo que restringe la representación física del contacto real entre un cilindro y una placa plana según la situación experimental planteada.

5 DISCUSIÓN DE RESULTADOS

5.1 Comentarios generales

En cada una de las simulaciones, tanto para el caso de impacto como para el del cilindro deslizante/rodante, surgieron dificultades comunes que es importante mencionar:

Tiempo de simulación: Se utilizaron 4800 puntos de datos para un período de estudio de 0.02 segundos, lo que implicaba una alta frecuencia de muestreo de 240,000 Hz para cumplir con el criterio de Nyquist de 120 kHz, con un tiempo de ejecución aproximado de 6 a 8 horas para una malla de 1,8 mm (malla más pequeña mayor tiempo de ejecución).

Además, en los casos de estudio que implicaban deslizamiento o rodadura, se emplearon dos intervalos de tiempo de simulación: 0.1 segundos y 0.02 segundos. Esta estrategia permitió observar el comportamiento en marcos temporales más amplios y pequeños, respectivamente, optimizando así los tiempos de trabajo. Para cada uno de estos intervalos, se necesitaron 24,000 y 4800 puntos de datos, respectivamente. En el caso más exigente, la duración de la simulación fue de aproximadamente 5 días (malla de 3 mm), mientras que, en el caso menos exigente de 0,02s fue alrededor de 3 horas, con una malla igual a 4 mm.

La elección de la cantidad de puntos de datos se basó en mantener una frecuencia de muestreo adecuada para capturar las frecuencias de interés, que oscilaban entre 95 kHz (la frecuencia del filtro utilizado para analizar las emisiones acústicas) y una frecuencia máxima de 120 kHz, seleccionada dentro de los límites computacionales aceptables.

Errores en el solver de ANSYS LS-DYNA: Se experimentaron problemas relacionados con la escritura de datos en el almacenamiento del equipo utilizado para las simulaciones. Estos inconvenientes surgieron debido a problemas internos señalados por el programa, que indicaban la utilización de otro proceso que interfería con la escritura de datos.

Además, se encontró otro error relacionado con la ejecución de la simulación, causado por una demanda de recursos computacionales que superaba los disponibles. Aunque el programa realizaba los cálculos internos en cada paso de tiempo, al concluir la simulación, se generaba un error. Esta problemática se manifestaba cuando el programa no avanzaba más allá del 10% de la simulación a través de su interfaz gráfica, que indicaba la preparación del modelo a simular.

En algunas simulaciones, el dispositivo se reiniciaba debido a las altas temperaturas generadas por el uso constante de la CPU, lo que resultaba en la pérdida de los resultados. El procesador utilizado corresponde a un Intel I5 de 12va generación, con refrigeración de stock de gabinete y 32 gb de memoria RAM.

Frecuencia de muestreo limitada: Aunque la frecuencia de muestreo se encontraba dentro del rango de ultrasonido, estaba limitada por los recursos computacionales disponibles en comparación con la capacidad del sensor en la situación experimenta el cual corresponde a un sensor piezoeléctrico pasivo de EA (VS375-M), el cual permite obtener datos hasta un peak de 375 kHz. Para ambos casos (simulación y experimental) se considera una frecuencia de corte igual a 95 kHz.

Estas dificultades influyeron en la realización de las simulaciones y en la interpretación de los resultados obtenidos, lo que debe tenerse en cuenta al analizar los hallazgos de la investigación

5.2 Resultados experimentales-simulación por carga impulsiva

El modelo por elementos finitos consigue resultados similares tanto de manera cualitativa como cuantitativa con respecto a los resultados obtenidos de manera experimental. En estricto rigor, las diferencias son pequeñas, esto es, 1,06 Pa para el valor máximo y 0,23 Pa para el valor RMS, lo que se traduce en un éxito, considerando la unidad dimensional. Adicionalmente, del estudio se pueden considerar los siguientes factores que pueden influir en las diferencias observadas:

Las propiedades del PLA utilizadas en la simulación pueden diferir de las propiedades del PLA utilizado en el experimento. En este caso, no se realizaron estudios detallados de las propiedades mecánicas para ajustar mejor el modelo a la realidad.

La densidad de impresión en el banco de ensayos no alcanza el 100%. Se estimó esta densidad en función del peso y volumen aproximados, resultando en una densidad calculada de alrededor de 900 kg/m³. Por lo tanto, los resultados propuestos se calcularon tanto asumiendo una densidad según el catálogo de 1200 kg/m³ como la densidad estimada. Esta variabilidad afecta las señales acústicas registradas de manera simulada, donde se observa que una mayor densidad implica en emisiones acústicas menores. Esta conclusión es coherente con la teoría, ya que a medida que aumenta la densidad, se produce una mayor mitigación de la energía de la onda, esto es posible evidenciar a través de las ecuaciones de propagación de ondas (Jianchao et al., 2020).

Además, en la simulación, el modelo no replica fielmente el mismo patrón de impresión. Por lo tanto, este factor también debe considerarse como una fuente de variabilidad en los resultados. Los huecos dejados por la impresión pueden provocar variaciones en la velocidad de la señal al pasar a través de ellos. Es importante agregar que simular el patrón de impresión no es factible dada la escala del banco de ensayos estudiado.

El estudio analítico del impacto, como caso ideal, y la estimación subjetiva del tiempo de impacto en función de la información disponible basada en videos, constituyen una fuente de error. En estricto rigor, el impacto experimental podría ser menor de acuerdo con lo observado en la señal experimental estudiada.

Estos factores deben ser considerados al interpretar las diferencias entre los resultados de la simulación y los experimentales, y destacan la importancia de realizar estudios detallados y ajustes adecuados en los modelos para lograr una mejor correlación con la realidad.

5.3 Resultados experimentales-simulación por contacto deslizante-rodante

Los resultados obtenidos no reflejan fielmente lo que se busca representar físicamente en el caso de contacto deslizante/rodante. Al realizar un estudio con un coeficiente de fricción igual a cero, se pudo constatar la presencia de resultados dentro del rango de las emisiones acústicas, lo cual no debería ocurrir dado que las EA surgen a partir del contacto entre asperezas. Esto indica que los resultados son puramente numéricos. Esta discrepancia se evidenció en las escalas de magnitud muy diferentes (por ejemplo, diferencias de 100x o 1000x) dependiendo de la densidad de la malla utilizada. Como resultado, se requirió una inversión significativa de tiempo para ajustar el modelo con base en los resultados experimentales disponibles. Dentro de las posibles causas que pueden implicar que en el estudio de roce "0" existan resultados numéricos lejanos a lo esperado son:

1. La representación del contacto entre los cuerpos en la simulación. Se asume que el contacto entre las asperezas de los cuerpos genera emisiones acústicas, pero en la simulación este fenómeno se modela mediante funciones matemáticas, lo que podría llevar a resultados que carecen de una explicación física congruente con los fenómenos observados experimentalmente. Esta discrepancia se evidencia en las formas de onda obtenidas tanto para el caso de deslizamiento como para el de rodadura, donde se observan fenómenos opuestos a los esperados y medidos experimentalmente.
2. La discretización del contacto entre el cilindro y la placa en la simulación. La definición del contacto depende del número de elementos en la zona de contacto, lo que podría implicar que esta no sea lo suficientemente fina en relación con el tamaño de los cuerpos simulados debido a limitaciones computacionales. En la práctica, se evidenció que una variación de 1 mm en el tamaño de la malla en la zona de contacto, es decir, de 4 mm que se utilizó en los cuerpos a 3 mm, resultó en un aumento de 2 horas de cálculo adicional. Esto implicó un cambio en la cantidad de elementos de 19767 a 32003. Sin embargo, los resultados obtenidos con una malla de 3 mm mostraron una mayor discrepancia en términos de magnitud con respecto a la referencia experimental, incluso superior a los resultados obtenidos con una malla de 4 mm. De aquí se puede establecer que el modelo no logra la convergencia debido a que en cada iteración el tamaño de los elementos designados cambia, lo que resulta en un aumento de los esfuerzos debido a la disminución del área de estudio.
3. Otra posible causa relacionada con el tamaño de la malla podría ser la presencia de puntos de inflexión en el modelo debido al contacto entre los cuerpos. Esto implica el contacto entre puntas o bordes de los elementos, lo que resulta en puntos de concentración de esfuerzos y genera un aumento en su magnitud.

Es importante abordar estas posibles fuentes de error en las simulaciones para obtener resultados más precisos y coherentes con los datos experimentales. Esto podría implicar ajustes en la modelización del contacto entre los cuerpos y una mayor refinación en la discretización de las superficies en contacto para mejorar la correspondencia entre las simulaciones y las observaciones experimentales.

5.4 Factibilidad de simulación de EA en engranajes

Para futuros estudios sobre las emisiones acústicas en engranajes, se recomienda enfocar las simulaciones en el crecimiento de grietas mediante elementos finitos bajo diferentes condiciones de carga. Dado que la medición de EA por deslizamientos o contacto presenta problemas, como se detalló anteriormente, el análisis debe centrarse en la propagación de grietas causadas por cargas cíclicas y dinámicas, empleando técnicas de fractura mecánica disponibles en ANSYS. Entre estas técnicas, se destacan el criterio de máxima tensión principal y el criterio de energía de deformación, ambos comúnmente utilizados para el estudio de grietas en materiales frágiles o dúctiles. Además, considerando que el crecimiento de grietas es un proceso altamente no lineal, las herramientas de LS-DYNA ofrecen una potente solución gracias a su eficiencia y módulos especializados, lo que permite realizar este análisis de manera efectiva.

Por otro lado, el estudio de los engranajes a través de elementos finitos, enfocado en impactos y deslizamientos, puede ser de gran interés. En este caso, se deben considerar los efectos de las cargas dinámicas, las concentraciones de esfuerzos y el desgaste, entre otros factores. La combinación de estos tres aspectos permitirá obtener una visión más completa del

comportamiento de los engranajes bajo diferentes condiciones de operación, lo cual contribuirá a una mejor comprensión de estos componentes mecánicos. Actualmente, podemos encontrar diferentes estudios relacionados con simulaciones FEM en LS-DYNA de engranes, relacionados con estudios estructurales, contactos dinámicos, desgaste, entre otros estudios (Kuo Huang & Hsin Su, 2010; Egle Rackauskaite et al., 2017; M.L. Puneeth & G. Malleth, 2021).

6 CONCLUSIONES Y PERSPECTIVAS

Las emisiones acústicas son una valiosa fuente de información para la exploración y el monitoreo de activos, especialmente en el estudio de fallas en engranajes. Esta modalidad de análisis ofrece ventajas significativas en comparación con el análisis por vibraciones, especialmente en lo que respecta al rango de frecuencia utilizado, el cual supera los 20 kHz. Esta característica permite la detección de efectos microscópicos que ocurren en el contacto entre engranajes, lo que facilita el monitoreo efectivo de los activos.

Sin embargo, es importante destacar que la investigación en esta área aún se encuentra en desarrollo. Hasta el momento, gran parte de los estudios se han centrado en investigaciones experimentales y en casos de aplicación práctica. A pesar de estos avances, aún no se ha desarrollado un modelo analítico completo que permita predecir el comportamiento de las emisiones acústicas en función de parámetros operativos específicos o posibles fallas.

En este sentido, el presente estudio propone obtener señales de emisiones acústicas mediante simulación por el método de elementos finitos, abordando tres problemas de interés: impacto entre placas fabricadas en PLA, así como contacto deslizante y contacto rodante entre un cilindro de aluminio y una placa de hierro. Se extrajeron resultados numéricos de presión en nodos definidos, lo cual sirve como una analogía a la posición de los sensores de ultrasonidos, y se llevó a cabo un posterior postprocesamiento de señales, en concordancia con los procedimientos realizados de manera experimental.

Las principales conclusiones del estudio se detallan a continuación:

6.1 Conclusiones

1. Para el estudio del impacto, las señales simuladas y experimentales muestran similitudes cualitativas en los picos más altos que representan el inicio y la finalización del impacto sobre la placa, indicando que el modelo captura adecuadamente los eventos principales. A su vez, el modelo por elementos finitos entrega resultados cuantitativos en el rango esperado para las emisiones acústicas, concluyendo que este modelo logra satisfactoriamente la simulación de emisiones acústicas obtenidas de manera experimental y establece las bases para estudiar los comportamientos relacionados con impactos debido al contacto de engranajes.
2. Del estudio del impacto, se concluye además que los factores relacionados con la densidad del material utilizado, las propiedades mecánicas del mismo, y la simplificación del estudio del impacto en términos de su duración y magnitud, son determinantes en el resultado final y constituyen fuentes de error a estudiar para lograr generar un modelo que se ajuste de manera más precisa a los resultados experimentales.
3. Del estudio deslizante-rodante, se evidencia una discrepancia notable entre los resultados de las simulaciones y los datos experimentales, tanto en el caso de rodadura como en el de deslizamiento. Se identifica que el modelo no logra captar el fenómeno de contacto entre las asperezas de los cuerpos, siendo esta la causa principal de emisiones acústicas, con lo cual, se logra concluir que el modelo propuesto no permite simular las emisiones acústicas experimentales.

6.2 Perspectivas

En cuanto a las perspectivas para el estudio del impacto se tiene:

1. Se sugiere la posibilidad de realizar ajustes en el modelo para mejorar su precisión, teniendo en cuenta la influencia de la densidad del material y otras posibles simplificaciones en el estudio analítico del impacto.
2. Es importante validar los resultados simulados mediante experimentos adicionales que permitan corroborar la influencia de la densidad del material y la efectividad de los ajustes realizados en el modelo.
3. Se recomienda realizar un análisis más detallado del impacto, considerando el impulso real en relación con el tiempo de impacto y otras propiedades del material, para mejorar la precisión de los resultados.

En cuanto a las perspectivas para el estudio del caso rodante-deslizante se tiene:

1. Evaluar la posibilidad de modelar el contacto entre asperezas y analizar las emisiones acústicas obtenidas mediante simulación, con el fin de determinar su magnitud y compararla con los resultados experimentales existentes. Esto permitirá concluir si es factible desarrollar un modelo que proporcione datos físicamente correctos.
2. Modelar el crecimiento de grietas debido a la interacción entre engranajes y obtener emisiones acústicas con el fin de evaluar otros usos del software ANSYS LS-DYNA.

BIBLIOGRAFÍA

Antoni, J., Griffaton, J., André, H., Valencia, L.D., Bonnardot, F., Morales, O.C., Dominguez, G.C., Daga, A.P., Leclere, Q., Vicuña, C.M., Acuña, D.Q., Ompunggu, A.P. & Alonso, E.F. (2017) Feedback on the Surveillance 8 challenge: Vibration-based diagnosis of a Safran aircraft engine. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 97, 112-144. <https://doi.org/10.1016/j.ymssp.2017.01.037>

Carrasco, A., Mendez, F., Leaman, F. & Vicuña, C.M. (2021). Short Review of the Use of Acoustic Emissions for Detection and Monitoring of Cracks. *Acoustics Australia*, 49, 273-280. <https://doi.org/10.1007/s40857-021-00219-4>

Cheng Min, Liu Baoguo, Cao Xianzhou. (2018). Discussion on the Application of LS-DYNA in Superfine Grinding of Wheat Bran. <https://doi.org/10.3724/SP.J.1447.GOST.2018.18008>

Chongyang Wang, Dongming Zhang, Ziyang Xiong, Beichen Yu, Xiaolei Wang, Fake Ren, Yu Chen. (2024). Acoustic emission noise reduction: A case of a uniaxial compression test of gypsum-like rock. <https://doi.org/10.1016/j.ijrmms.2024.105781>

Deutsches Institut für Normung. (2017). Zerstörungsfreie Prüfung – Terminologie – Teil 9: Begriffe der Schallemissionsprüfung (DIN 1330-9:2017). Retrieved from: <https://www.din.de/de/mitwirken/normenausschuesse/nmp/veroeffentlichungen/wdcbeuth:din21:267061913> (in German)

Du, H., & Liu, Y. (2015). The Application of Finite Element Simulation on Sheet Plate Modal Acoustic Emission Testing. In *Applied Mechanics and Materials* (Vols. 713–715, pp. 449–455). Trans Tech Publications, Ltd. <https://doi.org/10.4028/www.scientific.net/amm.713-715.449>

Egle Rackauskaite, Panagiotis Kotsovinos, Guillermo Rein. (2017). Model parameter sensitivity and benchmarking of the explicit dynamic solver of LS-DYNA for structural analysis in case of fire. <https://doi.org/10.1016/j.firesaf.2017.03.002>

Francisco J. Rescalvo, María Portela, Carlos Cruz, Rafael Bravo, Jose A. Lorenzana. (2024). Relationship between the acoustic emission and the strain field in finger joints of engineered wood products for construction. <https://doi.org/10.1016/j.engfailanal.2024.108411>

Gao, Y., & Xiao, D. (2018). Simulation and feature analysis of modal acoustic emission wave in planar C/SiC composite. *Journal of Vibroengineering*, 20, 748-761.

Hellier, C. (2003). *Handbook of Nondestructive Evaluation*. New York, USA: McGraw-Hill.
International Organization for Standardization. (2001). *Non-destructive Testing – Acoustic Emission Inspection – Vocabulary* (ISO 12716:2001). Retrieved from <https://www.iso.org/standard/34090.html>

Jianchao, Z., Rujiang, H., Zhe, W., Green, J., & Shaohua, L. (2015). Signal Simulation and Experimental Research on Acoustic Emission using LS-DYNA. *Journal of Engineering Science and Technology Review*, 8, 151-157.

Jingpin Jiao, Jiawei Zhang, Yubao Ren, Guanghai Li, Bin Wu, Cunfu He. (2023). Sparse representation of acoustic emission signals and its application in pipeline leak location. <https://doi.org/10.1016/j.measurement.2023.112899>

Kuo Jao Huang, Hsin Wei Su. (2010). Approaches to parametric element constructions and dynamic analyses of spur/helical gears including modifications and undercutting. <https://doi.org/10.1016/j.finel.2010.08.002>

Leaman, F., Vicuña, C.M. & Clausen, E. (2021a). A Review of Gear Fault Diagnosis of Planetary Gearboxes Using Acoustic Emissions. *Acoustics Australia*, 49, 265-272. <https://doi.org/10.1007/s40857-021-00217-6>

M.L. Puneeth, G. Mallesh. (2021). Dynamic contact behavior of asymmetric spur gear. <https://doi.org/10.1016/j.matpr.2020.12.125>

Mohammed, O.D. & Rantatalo, M. (2020). Gear fault models and dynamics-based modelling for gear fault detection – A review. *Engineering Failure Analysis*, 117, 104798. <https://doi.org/10.1016/j.engfailanal.2020.104798>

Mongia, C., Goyal, D. & Sehgal, S. (2022). Vibration response-based condition monitoring and fault diagnosis of rotary machinery. *Materials Today: Proceedings*, 50(5), 679-683. <https://doi.org/10.1016/j.matpr.2021.04.395>

Mu, W., Gao, Y., Wang, Y., Liu, G., & Hu, H. (2022). Modeling and Analysis of Acoustic Emission Generated by Fatigue Cracking. *Sensors (Basel, Switzerland)*, 22(3), 1208. <https://doi.org/10.3390/s22031208>

Novoa, A.B. & Vicuña, C.M (2016). New aspects concerning the generation of acoustic emissions in spur gears, the influence of operating conditions and gear defects in planetary gearboxes. *Insight NonDestructive Testing and Condition Monitoring*, 58(1), 18–27. <https://doi.org/10.1784/insi.2016.58.1.18>

Qin, Z., Wu, Y. & Lyu, S. (2018) A Review of Recent Advances in Design Optimization of Gearbox. *International Journal of Precision Engineering and Manufacturing*, 19, 1753-1762. <https://doi.org/10.1007/s12541-018-0203-z>

R. Alzugaray-Franz, E. Diez, M. Villaverde, A. Vizán. (2024). Indirect measurement of process parameters in peripheral end milling based on acoustic emission signals. <https://doi.org/10.1016/j.measurement.2024.114801>

Shengli Li, Siyuan Chang, Panjie Li, Xiaoyu Zhang, Nan Jiang. (2024). Optimization of concrete surface sensor arrangement for acoustic emission monitoring of prestressed steel strand damage in T-beams. <https://doi.org/10.1016/j.apacoust.2024.110082>

Talha Masood Khan, Raguez Taha, Tonghao Zhang, Didem Ozevin. (2023). Multi-frequency MEMS acoustic emission sensor. <https://doi.org/10.1016/j.sna.2023.114648>

Tan, C. & Mba, D. (2005a). Identification of the acoustic emission source during a comparative study on diagnosis of a spur gearbox. *Tribology International*, 38(5), 469-480. <https://doi.org/10.1016/j.triboint.2004.10.007>

Tan, C. & Mba, D. (2005b). Correlation between acoustic emission activity and asperity contact during meshing of spur gears under partial elastohydrodynamic lubrication. *Tribology Letters*, 20(1), 63-67. <https://doi.org/10.1007/s11249-005-7793-1>

Tan, C. & Mba, D. (2005c). Experimentally established correlation between acoustic emission activity, load, speed, and asperity contact of spur gears under partial elastohydrodynamic lubrication. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology*, 219(6), 401-409. <https://doi.org/10.1243/135065005X34099>

Vicuña, C.M. (2014). Effects of operating conditions on the acoustic emissions (AE) from planetary gearboxes. *Applied Acoustics*, 77, 150-158. <https://doi.org/10.1016/j.apacoust.2013.04.017>

Vinnem, J.E. & Roed, W. (2019) *Helicopter Transportation Fatality Risk Assessment*. London, UK: Springer. https://doi.org/10.1007/978-1-4471-7444-8_13

Wang, T., Han, Q., Chu, F. & Feng, Z. (2019). Vibration based condition monitoring and fault diagnosis of wind turbine planetary gearbox: A review. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 126, 662-685. <https://doi.org/10.1016/j.ymssp.2019.02.051>

Yonglai Zheng, Yuan Wen, Tanbo Pan, Yongcheng Liu, Yujue Zhou, Ruizhi Li, Yubao Zhou. (2022). Fractal characteristics and damage evaluation of corroded beams under four-point bending tests based on acoustic emission techniques. <https://doi.org/10.1016/j.measurement.2022.111792>