

Emisiones acústicas generadas por el contacto entre dientes de engranaje con perfil evolvente

Felipe Segura da Fonseca¹, Félix Leaman²

¹Universidad de Concepción, Chile. Email: fsegura2017@udec.cl

²Universidad de Concepción, Chile. Email: fleaman@udec.cl

Resumen

El objetivo de este estudio es diseñar un banco de ensayos capaz de replicar la condición de contacto deslizante-rodante con el fin de validar la hipótesis sobre el origen de las ráfagas de emisiones acústicas generadas por el contacto entre dientes de engranajes con perfil evolvente. Se midieron las emisiones acústicas y se corroboraron con un tacómetro y el ángulo de giro para identificar la aparición de las ráfagas. Los resultados preliminares mostraron que el fenómeno de las ráfagas se observa para la mayoría de los ensayos. Sin embargo, se detectaron factores que podrían afectar la consistencia de los resultados, lo que sugiere la necesidad de ajustes adicionales en el diseño experimental. Este trabajo proporciona una base para futuras investigaciones en el desarrollo de modelos teóricos y validaciones fenomenológicas.

Palabras clave: Emisiones acústicas; Engranajes; Banco de ensayos; Medición de señales.

Abstract

The objective of this study is to design a test bench capable of replicating the sliding-rolling contact condition to validate the hypothesis regarding the origin of acoustic emission bursts generated by the contact between involute gear teeth. Acoustic emissions were measured and corroborated with a tachometer and the angle of rotation to identify the occurrence of bursts. Preliminary results showed that the burst phenomenon is observed for most of the trials. However, factors were detected that could affect the consistency of the results, suggesting the need for further adjustments in the experimental design. This work provides a foundation for future research in the development of theoretical models and phenomenological validations.

Keywords: Acoustic emissions; Gears; Bench test; Signal measurement

1. Introducción

Las emisiones acústicas han demostrado ser una herramienta valiosa para detectar fallas potenciales en equipos rotativos y deferentes tipos de elementos de máquinas. Dado que tiene la capacidad de “escuchar” el estado interno de un equipo, permite detectar problemas que generan fallas progresivas tales como picaduras en rodamientos, fricción excesiva, fallas en engranajes, entre otros, los cuales con los métodos convencionales de mantenimiento predictivo podrían pasar desapercibidos. Por ejemplo, esta técnica se ha usado comúnmente para detectar una picadura en una de las bolitas de un rodamiento a bajas velocidades de rotación [1].

Varios autores han utilizado las emisiones acústicas para la detección de fallas en distintos casos. Al respecto, Nirwan [2] utiliza las emisiones acústicas para monitorear el progreso de una falla en la pista externa de un rodamiento de rodillos cilíndricos de un laminador. A partir de las señales medidas, logra relacionar experimentalmente la amplitud con la progresión y desarrollo de la falla, observando en el espectro en frecuencia componentes a la misma frecuencia de paso de los rodillos por la pista externa (BPFO) y sus correspondientes armónicos, con un claro aumento en amplitud a medida que crece una grieta en la pista externa del rodamiento, para las mismas condiciones de operación. De la misma forma,

Hou et. al. realiza un modelo teórico que le permite predecir distintos tipos de falla presentes en los rodamientos cónicos de las ruedas de un tren de alta velocidad, obteniendo valores RMS predichos por su modelo muy similares a los valores obtenidos experimentalmente, para distintos casos y progresión de falla en los rodamientos [1].

Otro ejemplo de aplicación exitosa es la realizada por Yu y Li, donde a través del uso de emisiones acústicas logran detectar pequeñas fugas en una tubería de gas debido a una soldadura de una conexión roscada, las cuales pasaban desapercibidas a la vista. A partir de las mediciones realizadas, entrenaron modelos de aprendizaje automático para la detección automática de fugas a partir de mediciones de emisiones acústicas tomadas por medio de un sensor piezoeléctrico instalado en la superficie de la tubería [3].

Tal como se puede apreciar de los casos anteriormente mencionados, las emisiones acústicas surgen como una alternativa valiosa para casos con distintas condiciones de velocidad y de carga, para fallas que van aumentando gradualmente. Lo anterior es relevante para equipos que deben funcionar de manera continua dado que la evolución de la falla está relacionada con la vida que le queda a un activo. A pesar de ello, hoy en día sigue habiendo desafíos y barreras para el uso de las emisiones acústicas como una herramienta de monitoreo de condición. Entre ellos se encuentra la gran cantidad y complejidad de las fuentes generadoras de emisiones acústicas, que, sumado a la alta sensibilidad de las señales medibles a las condiciones de operación y forma de funcionar específica de cada máquina, hacen muy difícil desarrollar un modelo teórico general aplicable a cualquier tipo de máquina.

Una aplicación que ha tomado relevancia es la detección de fallas en sistemas de engranajes, dado que éstos son ampliamente utilizados en distintos tipos de industria en equipos de alta criticidad, tales como aerogeneradores, camiones mineros, maquinaria pesada, entre otros. Estos sistemas requieren de un funcionamiento continuo y generalmente presentan fallas de tipo desgaste, picaduras, desprendimiento por fatiga superficial y fractura [4], que llevan a un daño progresivo con un gran potencial de ser detectado por las emisiones acústicas. Sin embargo, el análisis de emisiones acústicas para el monitoreo de condición en engranajes ha presentado dificultades debido a la aparición de ráfagas en las señales aproximadamente a la frecuencia de contacto entre dientes, incluso en la condición sana del diente, tal como corrobora Vicuña a través de experimentos en un engranaje planetario, destacando un cierto factor de aleatoriedad debido a la característica no estacionaria de la señal [5]. Entender el origen de estas ráfagas es sumamente relevante dado que nos permite separar las emisiones acústicas

normales debido a la operación del sistema de las generadas por la presencia de alguna falla.

Una de las hipótesis que más ha resonado es el hecho de que las ráfagas aparecen aproximadamente en el periodo de contacto entre los dientes, lo que concuerda con el contacto en el punto de paso, donde se pasa de una condición mixta deslizamiento/rodadura a rodadura pura, incluyendo un cambio de dirección de la fuerza de roce entre los dientes. En concreto, Tan y Mba [6] establecen que el deslizamiento entre las superficies genera señales en forma continua, mientras que la rodadura pura es la responsable de generar ráfagas de corta duración, pero alta amplitud. observaron que al inducir una falla que afecte al perfil evolvente las ráfagas eran menos visibles que en el caso del diente sano, lo que refuerza su hipótesis. Un punto importante que recalcan es que al aumentar la velocidad de giro del piñón aumentan las amplitudes de las emisiones acústicas en el deslizamiento producto del aumento de la tasa de deformación de las asperezas, lo que se relaciona con un incremento en la velocidad de deslizamiento de las superficies. Contrariamente, este cambio de velocidad causa una mayor película de lubricante en el punto primitivo que es donde ocurre la rodadura pura, lo cual produce una disminución de las emisiones acústicas.

A pesar de que los resultados obtenidos por estudios empíricos de varios autores concuerdan con la hipótesis de Tan y Mba [7], esta no ha sido comprobada teóricamente. El contacto de los dientes de engranajes ocurre de manera tan rápida que es bastante difícil y poco concluyente apreciar la correlación entre el paso de deslizamiento a rodadura y la aparición de una ráfaga de emisión acústica.

Para contribuir a la validación de la hipótesis, en el presente trabajo se propone el diseño de un banco de ensayos capaz de replicar la condición rodante – deslizante que ocurre durante el contacto de un par de dientes de engranajes, pero de manera amplificada que permita diferenciar la condición deslizamiento, paso de deslizamiento a rodadura pura, y paso de rodadura a deslizamiento. Para ello, se diseña un diente de engranaje con perfil evolvente lo suficientemente grande para que se pueda separar las partes de la señal según la condición de contacto, y relacionarlo con el ángulo de giro. Se miden las emisiones acústicas y se corrobora con un tacómetro y el ángulo de giro el momento de aparición de la transiente, a través del uso de cintas reflectantes en las posiciones de inicio de contacto, punto de paso y final del contacto.

2. Diseño de un banco de ensayos

Con el fin de poder validar la hipótesis de la fuente de generación de transientes en las señales de emisiones acústicas, se diseñó un banco de ensayos con el fin de

tener una fuente fiable de emisiones acústicas que replique lo más cercano posible la condición de

del punto de contacto, y se relaciona con φ mediante la siguiente ecuación:

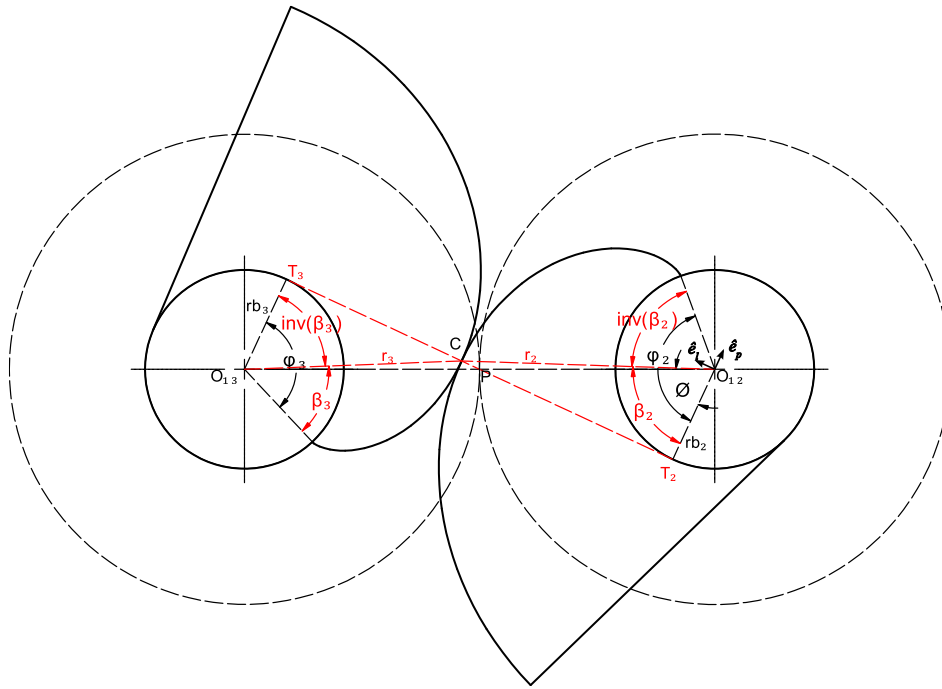


Figura 2.1. Vista superior del prototipo de perfiles evolventes.

contacto real en los sistemas de engranajes. Para ello, lo más importante es replicar la curva evolvente característica de la mayoría de los engranajes comerciales de hoy en día. A continuación, se presentan las características geométricas y cinemáticas derivadas de un perfil evolvente.

2.1. Condiciones geométricas

La curva evolvente es una curva paramétrica definida en sus componentes cartesianos por las ecuaciones:

$$x_n = r b_n (\cos(\varphi_n) + \varphi_n \sin(\varphi_n)) \quad (1)$$

$$y_n = r b_n (\sin(\varphi_n) - \varphi_n \cos(\varphi_n)) \quad (2)$$

Donde r_b corresponde al radio base, y corresponde al ángulo de presión. Por otra parte, φ es el llamado ángulo de apertura, el cual marca la posición angular presente entre la línea de acción y el punto de inicio de la curva evolvente, ubicado en el radio base. Este ángulo es relevante dado que nos define la posición angular que se encuentra actualmente el punto de contacto. La **Figura 2.1** muestra un esquema de los dos dientes con la curva evolvente engranando, donde el subíndice 2 hace referencia al diente conductor y el subíndice 3 al diente conducido. β es el ángulo que se encuentra entre la línea de acción y el vector posición

$$\varphi_n = \beta_n + \text{inv}(\beta_n) \quad (3)$$

Donde inv es llamada función evolvente de β :

$$\text{inv}(\beta_n) = \tan(\beta_n) - (\beta_n) \quad (4)$$

Para los cálculos, se eligen las direcciones normal y tangencial al punto de contacto como sistema de referencia, valiéndose de la propiedad de los engranajes de que la línea de acción no varía su ángulo durante todo el contacto, y siempre se mantiene normal a las superficies en el punto interacción de ambos dientes. Otro atributo de diseño relevante para el prototipo es la longitud de la línea de contacto, la cual representa la distancia total que recorre el punto de contacto, desde el inicio hasta la pérdida del contacto. Esta distancia queda contenida dentro de la línea de acción de los perfiles, y se define con la siguiente expresión:

$$LC = L_{ac} + L_{al} \quad (5)$$

Donde L_{ac} y L_{al} corresponden a las líneas de acercamiento y alejamiento, respectivamente. Estas pueden ser expresadas en función del ángulo de presión y los radios primitivos y de cabeza:

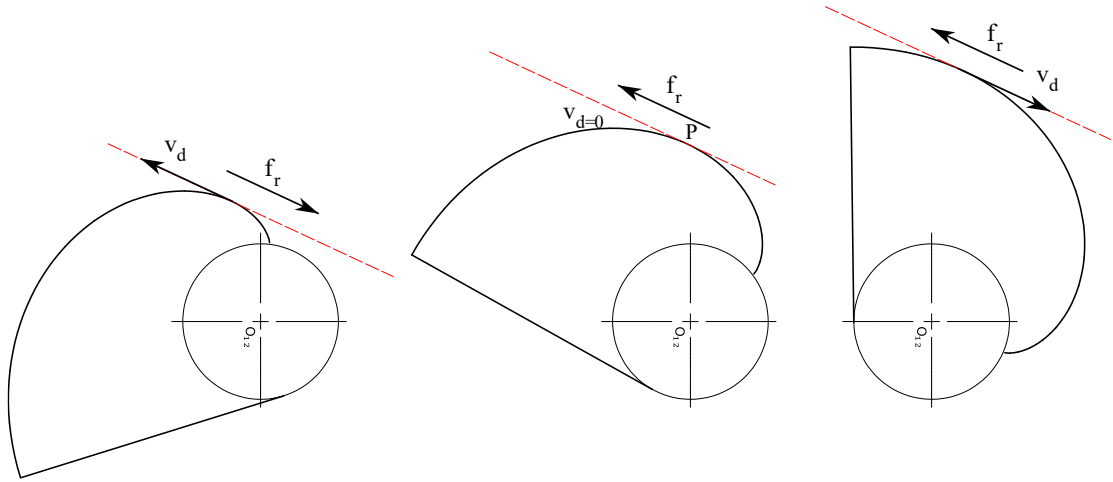


Figura 2.2. Evolución de la velocidad y la fuerza de roce a lo largo del contacto

$$Lac = \sqrt{r_{a3}^2 - r_{p3}^2 \cos^2(\phi)} - r_{p3} \sin(\phi) \quad (6)$$

$$Lal = \sqrt{r_{a2}^2 - r_{p2}^2 \cos^2(\phi)} - r_{p2} \sin(\phi) \quad (7)$$

r_a es el radio de cabeza, que se mide desde el centro hasta el último punto de la curva evolvente, y r_p es el radio primitivo característico de los engranajes. En consecuencia, la línea de contacto queda definida por:

$$LC = \sqrt{r_{a2}^2 - r_{p2}^2 \cos^2(\phi)} + \sqrt{r_{a3}^2 - r_{p3}^2 \cos^2(\phi)} - A_0 \sin(\phi) \quad (8)$$

Siendo A_0 la distancia entre centros de ambos dientes. Se puede relacionar las ecuaciones (6) y (7) con los ángulos de acercamiento y alejamiento del piñón como sigue:

$$\gamma_{12} = \frac{Lac}{r_{p2} \cos(\phi)} \quad (9)$$

$$\gamma_{22} = \frac{Lal}{r_{p2} \cos(\phi)} \quad (10)$$

Donde dichos ángulos corresponden a las distancias angulares que debe recorrer el diente para alcanzar el punto de paso, y para el caso del ángulo de alejamiento, el ángulo que debe recorrer desde el punto de paso para alcanzar el último punto de contacto. De este modo se define el ángulo de contacto como:

$$\begin{aligned} \gamma_{12} + \gamma_{22} = & \sqrt{\left(\frac{r_{a3}}{r_{p2}}\right)^2 \sec^2(\phi) - \left(\frac{r_{p3}}{r_{p2}}\right)^2} \\ & + \sqrt{\left(\frac{r_{a2}}{r_{p2}}\right)^2 \sec^2(\phi) - 1} \\ & - \left(\frac{r_{p3}}{r_{p2}} + 1\right) \tan(\phi) \end{aligned} \quad (11)$$

Por otro lado, se puede determinar la posición del punto de contacto respecto a ambos dientes y el ángulo de apertura:

$$\vec{r}_2 = -r_{b2}(\hat{e}l) + r_{b2}\phi_2(\hat{e}l) \quad (12)$$

$$\vec{r}_3 = r_{b3}(\hat{e}p) - r_{b3}\phi_3(\hat{e}l) \quad (13)$$

$\hat{e}p$ y $\hat{e}l$ corresponden a las direcciones normal y tangencial con respecto del punto de contacto, que se pueden observar en la Figura 2.1.

2.2. Condiciones cinemáticas

Las condiciones cinemáticas relevantes para analizar son los que se observan en la **Figura 2.2**, donde debe haber una disminución lineal de la velocidad de deslizamiento entre los dientes a medida que se desarrolla el contacto, hasta llegar a cero cuando el punto de contacto coincide con el punto de paso. Posterior a ello, durante la línea de alejamiento, la velocidad de deslizamiento debe aumentar gradualmente, pero en sentido contrario. Dado que la fuerza de roce se opone a la velocidad de deslizamiento, también se va a producir un cambio en la fuerza a medida que se desarrolla el contacto, lo cual se espera que sea el fenómeno que genera las ráfagas transientes de emisiones acústicas.

La condición de contacto implica que las velocidades en la dirección normal al contacto deben ser iguales, por ende, se obtiene la siguiente expresión:

$$\frac{\omega_3}{\omega_2} = \frac{r_{b2}}{r_{b3}} \quad (14)$$

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

$$r_{b2}\varphi_2 + r_{b3}\varphi_3 = \overline{T_2C} + \overline{T_3C} \quad (15)$$

Desarrollando se obtiene:

$$r_{b2}\varphi_2 + r_{b3}\varphi_3 = A_0 \sin(\varphi) \quad (16)$$

Se define la velocidad de rodadura como la velocidad de los dientes en el punto de contacto, proyectada en la dirección tangencial al punto de contacto:

$$v_{r2}(\widehat{ep}) = \omega_2 r_{b2} \varphi_2 \quad (17)$$

$$v_{r3}(\widehat{ep}) \omega_3 r_{b3} \varphi_3 \quad (18)$$

Por otro lado, la velocidad de deslizamiento corresponde a la velocidad relativa que existe en el punto de contacto entre la velocidad de rodadura medida desde la rueda 2 con respecto a la velocidad de rodadura medida desde la rueda 3, por lo que se tiene la siguiente expresión:

$$v_d(\widehat{ep}) = \omega_2 r_{b2} \varphi_2 - \omega_3 r_{b3} \varphi_3 \quad (19)$$

A partir de las ecuaciones (16) y (19) se puede definir la velocidad de deslizamiento como sigue:

$$v_d = \omega_2 r_{b2} \left[\varphi_2 \left(1 + \frac{r_{b2}}{r_{b3}} \right) - \frac{A_0 \sin(\varphi)}{r_{b3}} \right] \quad (20)$$

La velocidad de deslizamiento varía con el cambio del ángulo de apertura φ_2 , mientras que los otros parámetros de la expresión son constantes.

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

$$r_n = \frac{v_d}{v_{rn}} \quad (21)$$

2.3. Dimensionamiento del prototipo

A partir de las condiciones geométricas, se puede realizar un dimensionamiento inicial de los dientes, escogiendo los parámetros mostrados en la Tabla 1.

Tabla 1. Parámetros geométricos

Diente conductor		Diente conducido	
rp2 [mm]	118,31	rp3 [mm]	118,31
\varnothing [°]	65	\varnothing [°]	65
W2 [rpm]	25	W3 [rpm]	25
ra2 [mm]	182,89	ra3 [mm]	182,89
rb2 [mm]	50	rb3 [mm]	50

A partir de dichos parámetros, se obtienen las longitudes registradas en la de las ecuaciones:

Tabla 2. Longitudes relevantes

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

Además, la Tabla 3 muestra los distintos valores obtenidos para los ángulos de acercamiento, alejamiento y apertura:

Tabla 3. Ángulos calculados para el prototipo

Grados	Ángulos	radianes
78,72	γ_{12}	1,37
78,72	γ_{22}	1,37
157,44	γ_2	2,75
44,15	$\varphi_{2 \min}$	0,77
201,59	$\varphi_{2 \max}$	3,52
122,9	Apertura	2.15

Donde se destaca que a los 122,9° de apertura, el punto de contacto coincide con el punto primitivo. Dicho valor corresponde a la resta entre la apertura máxima y el ángulo de alejamiento.

Del punto de vista de las magnitudes de las velocidades no hay un criterio que limite los parámetros de diseño, solamente se tiene en cuenta que una mayor velocidad de deslizamiento va a producir mayores amplitudes de emisiones acústicas producto del aumento de la tasa de contacto de asperezas por unidad de tiempo. Sumado a lo anterior, se busca

obtener magnitudes de velocidad relativamente altas para exagerar el efecto de deslizamiento, de manera de separarlo lo más posible de la condición de rodadura pura, para su clara identificación en las señales obtenidas y su posterior estudio.

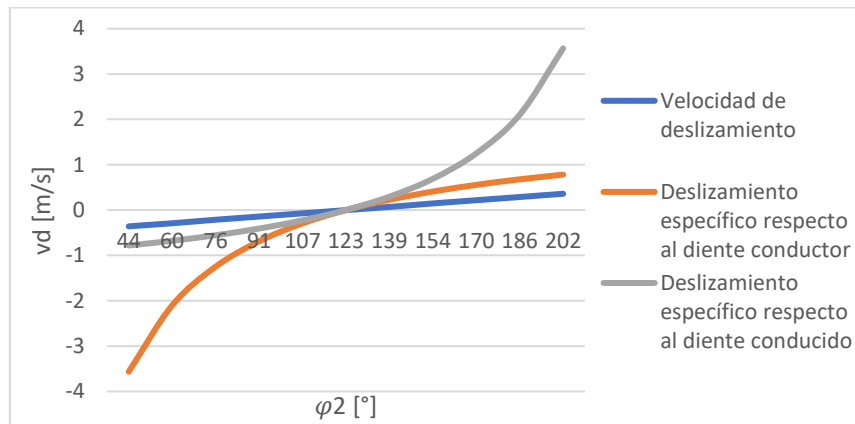


Figura 2.3. Comparación entre la velocidad de deslizamiento y la razón deslizamiento/rodadura

Reemplazando los valores correspondientes en las expresiones cinemáticas desarrolladas en la sección 2.2, se obtiene la **Figura 2.3** para distintos ángulos de apertura, donde se destaca el cambio de dirección que tiene la velocidad de deslizamiento después del punto primitivo. El repentino paso deslizamiento-rodadura-deslizamiento puede ser el causante de las ráfagas observadas en las emisiones acústicas, luego el diseño cumple con las condiciones buscadas del punto de vista cinemático. Además, se puede observar la comparación entre la velocidad de deslizamiento con la razón deslizamiento/rodadura, donde se puede ver que en los extremos del contacto el efecto del deslizamiento aumenta drásticamente, mientras que en las zonas cercanas al punto de paso el efecto del deslizamiento es muy bajo y aumenta en mucho menor proporción.

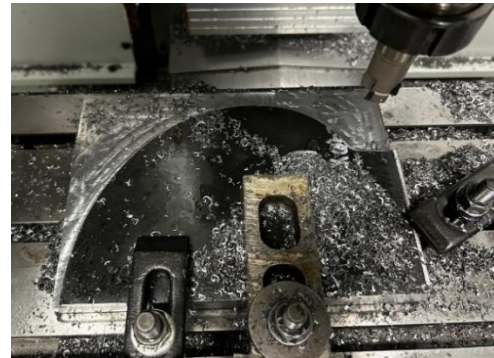


Figura 3.1. Fabricación de los dientes en acero

Por su parte, los ejes fueron desbastados y acabados en un torno, tal como se muestra en la **Figura 3.2**, donde además se les da las tolerancias necesarias para unirse por interferencia a la polea y con un ajuste giratorio estrecho al diente.

3. Implementación del banco de ensayos en acero

3.1. Fabricación

Para la fabricación del banco de ensayos se optó por fabricar en acero al carbono SAE 1020 los ejes, los dientes y los pesos. Para la fabricación de los dientes se hizo uso de la fresadora CNC, lo que se observa en la **Figura 3.1**.



Figura 3.2. Fabricación de los ejes en acero

La mesa para posicionamiento de los dientes se fabricó en polietileno de alta densidad molecular (UHMWPE), la cual también es fresada, tal como se puede observar en la **Figura 3.3**.

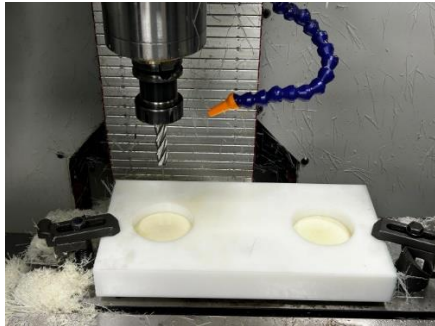


Figura 3.3. Fabricación de la mesa

La **Figura 3.4** muestra al banco de ensayos montado sobre la estructura de aluminio con el sistema de poleas tipo máquina de Atwood que permite generar una diferencia de torque motriz/resistente a partir de la diferencia de pesos.

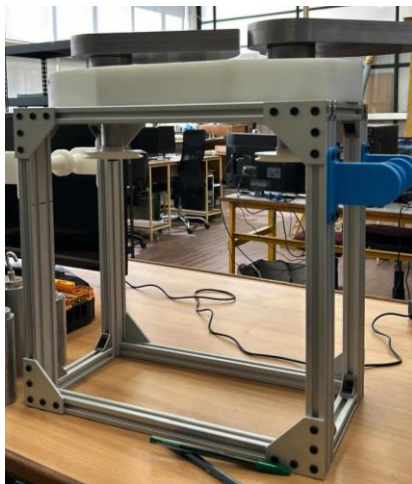


Figura 3.4. Banco de ensayos ensamblado

3.2. Instrumentación del banco de ensayos

Para la adquisición de datos, se utiliza la cadena de medición esquematizada en la **Figura 3.5**. Se utilizan dos sensores piezoeléctricos VS375-M, uno en cada diente, que poseen una frecuencia de resonancia de 375 KHz, y un rango de frecuencia de respuesta que va desde los 250 hasta los 700 kHz

El preamplificador utilizado cumple la función de amplificar la señal en un rango ajustable entre 34 y 49 dB. Además, tiene incorporado un filtro de paso alto de 95 kHz y uno de paso bajo de 1000 kHz, de manera de amplificar la señal en el rango ultrasónico de

relevancia. La caja de desacople DCPL2 se conecta después del preamplificador, ésta cumple la función de aislar los circuitos eléctricos para evitar que las señales no deseadas o los problemas eléctricos se propaguen de un circuito a otro, evitando de ese modo interferencias y ruidos. Por último, se utiliza el módulo de adquisición de datos NI-9223 que permite la conversión análoga-digital con una frecuencia de muestreo de 1 MHz y conexión USB a un computador.

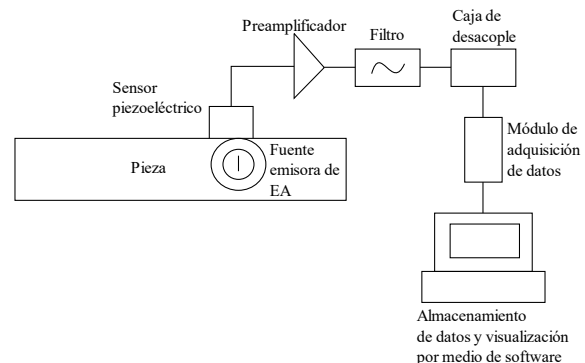


Figura 3.5. Cadena de medición

4. Mediciones preliminares

4.1. Procedimiento de medición

Para la realización de las mediciones preliminares, se instalan los dos sensores piezoeléctricos en la superficie superior de cada diente, en una posición lo bastante cerca del punto de paso, con el fin de evitar posibles atenuaciones de la señal al colocarlo en una posición más alejada.

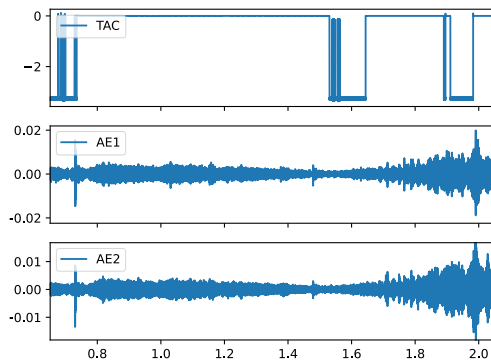
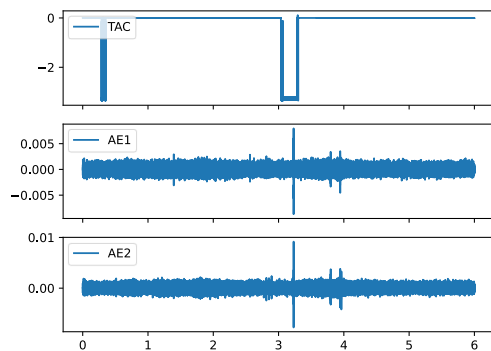
Con la cadena de medición ya preparada, se procede a colgar pesos desbalanceados buscando generar un movimiento. Dichos pesos se seleccionan en base de ensayos, buscando generar un torque motriz y resistente suficientes para permitir un movimiento controlado y suave. La **Tabla 4** muestra las configuraciones de torque que dieron mejor resultado, tomando como referencia un giro antihorario del diente conductor y un giro horario del diente conducido, donde lado izquierdo y derecho del diente se consideran como dos sistemas de referencia separados para cada diente, con el observador detrás del diente respectivo.

Por último, dado que es importante saber en qué momento del movimiento se alcanza el punto de paso,

Tabla 4. Valores de los pesos y el torque para las distintas mediciones

Mediciones	Medición 1		Medición 2	
Pesos utilizados [g]	Diente conductor	Diente conducido	Diente conductor	Diente conducido
Peso lado derecho	657	649	657	649
Peso lado izquierdo	3138	1047	4125	1047
Torque equivalente [N mm]	910,6	146,07	1272,8	146,07

se colocan cintas reflectantes en el eje en las posiciones

**Figura 4.1.** Primera muestra de una de las señales medidas en el banco de ensayos**Figura 4.2.** Segunda muestra de una de las señales medidas en el banco de ensayos

angulares del inicio del contacto, punto de paso y fin del contacto. Luego, se instala un tacómetro portátil en un trípode de manera que al alcanzar la cinta reflectante a medida que gira el eje, éste genera un pulso de voltaje que puede ser detectado y graficado junto a las señales de emisiones acústicas medidas.

4.2. Resultados

Con el banco de ensayos ya fabricado, se procedió a tomar mediciones de emisiones acústicas, obteniendo resultados variados. Los dientes se presentan en la condición sana, pero como se mencionó, presentan marcas debido al maquinado de la curva. La **Figura 4.1** y la **Figura 4.2** presentan dos muestras más representativas de las mediciones realizadas sobre el banco de ensayos, de donde se puede observar algunos

de los fenómenos esperados, como el aumento de la actividad de emisiones acústicas continuas con el aumento de la velocidad de deslizamiento, sin embargo, el fenómeno de la aparición de una ráfaga en el punto de paso no es tan consistente, presentando una variación en amplitud y tiempo de aparición.

La **Figura 4.1** presenta un caso con una clara transiente en el punto de paso, pero en otras mediciones, como la de la **Figura 4.2**, es muy sutil. Pasado el punto de paso, debido a la aceleración del sistema producto de los pesos, la velocidad aumenta levemente, haciendo que la segunda parte del contacto sea más corta que la primera.

Además de lo anterior, se pueden observar pequeños impulsos a lo largo de toda la señal, que pueden ser atribuidos a pequeños impactos que se producen a lo largo del impacto. Los impulsos que aparecen entre el inicio del contacto y el final son producto de un primer impacto debido a sacar el sistema del reposo de manera repentina y el descontrol que se produce por la aceleración de las masas, respectivamente.

5. Discusión

Al fabricar el banco de ensayos surgieron ciertos defectos que pueden ser los causantes de la inconsistencia de las mediciones obtenidas: en los dientes fabricados se puede observar marcas de la fresa, lo cual es un inconveniente, dado que rompe con la suavidad de la curva evolvente, pudiendo producir impactos e incluso la pérdida del contacto del punto de paso durante el engrane. Además, se observa cierto desalineamiento angular, es decir, los dientes están levemente inclinados, produciendo que al inicio del contacto el diente motriz esté un poco más arriba, pero al final del contacto más abajo. Ello causa efectos indeseados como el contacto incompleto y deslizamiento en la dirección axial, que va a afectar a las señales obtenidas.

Con el fin de mejorar el banco de ensayos y obtener mediciones más consistentes, se proponen las siguientes medidas:

- Suavizar la curva evolvente, asegurando que el contacto se logra a lo largo de toda la superficie a

medida que se desarrolla el movimiento, y evitando de este modo posibles impactos y pérdidas en el contacto.

- Controlar de mejor manera el movimiento, con el fin de evitar los impactos iniciales y finales de modo de obtener una señal más simétrica para su posterior análisis.
- Alinear de mejor manera los dientes, de manera de evitar problemas de contacto incompleto e inclinación de los dientes, que puede llevar a deslizamientos indeseados y por lo tanto una alteración de las señales.
- Fabricar un nuevo diente de engranaje con perfil evolvente modificado, de tal forma que el contacto nunca tenga un punto de paso. Ello implica que durante el contacto no va a haber un punto de rodadura pura, lo que es útil para asegurar que el transiente observado realmente aparece por el paso de deslizamiento a rodadura pura, y no por otra causa.

6. Conclusiones

En este estudio se presentó el diseño de un novedoso banco de ensayos para investigar la hipótesis sobre el origen de las ráfagas de emisiones acústicas en engranajes con perfil evolvente. En mediciones preliminares se identificaron patrones de emisiones acústicas que coinciden con las condiciones de contacto deslizante y rodante tal como era esperado. Sin embargo, algunas inconsistencias en la amplitud y el tiempo de aparición de las ráfagas sugieren que se requieren ajustes adicionales en el diseño experimental para minimizar posibles sesgos en los resultados.

Con la implementación mejoras tales como un mejor acabado de la superficie evolvente de los dientes, un mejor alineamiento, un movimiento más controlado y una comparación con otros dientes con el perfil evolvente modificado, se espera obtener resultados más consistentes y concluyentes.

El banco de ensayos diseñado proporciona una base para obtener emisiones acústicas representativas del contacto entre perfiles evolventes, lo cual es útil para futuras investigaciones. Esto representa un aporte significativo para desarrollar modelos teóricos más precisos y metodologías de monitoreo de condición más efectivas en sistemas de engranajes.

7. Referencias

- [1] D. Hou, H. Qi, D. Li, C. Wang, D. Han, H. Luo y C. Peng, «High-speed train wheel set bearing fault diagnosis and prognostics: Research on acoustic emission detection mechanism,» Elsevier, Chongqing, 2022.
- [2] N. W. Nirwan y H. B. Ramani, «Condition monitoring and fault detection in roller bearing used in rolling mill by acoustic emission and vibration analysis,» Elsevier, Lucknow, 2021.
- [3] L. Yu y S. Li, «Acoustic emission (AE) based small leak detection of galvanized steel pipe due to loosening of screw thread connection,» Elsevier, Shanghai, China, 2017.
- [4] O. D. Mohammed y M. Rantatalo, «Gear fault models and dynamics-based modelling for gear fault detection – A review,» Elsevier, 2021.
- [5] C. Vicuña Molina y P. Burgwinkel, «Analysis of the acoustic emissions generated during the meshing process of planetary gearboxes,» Aachen, Alemania., 2009.
- [6] C. K. Tan y D. Mba, «Identification of the acoustic emission source during a comparative study on diagnosis of a spur gearbox,» Elsevier, Cranfield, 2004.
- [7] F. Leaman, C. Vicuña Molina y E. Clausen, «A Review of Gear Fault Diagnosis of Planetary Gearboxes Using Acoustic Emissions,» Springer, 2021.