



Departamento de
Ingeniería Mecánica
Universidad de Concepción

Monitoreo de apriete en uniones apernadas sometidas a carga cíclica mediante emisiones acústicas

Rodrigo Ignacio Castro Rubilar

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

Profesor guía:
Dr.-Ing. Félix Leaman W.

Julio 2026
Concepción, Chile

©2026 Rodrigo Ignacio Castro Rubilar

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

Agradecimientos

Agradezco profundamente a mi familia por el apoyo, la confianza y la motivación entregada durante toda mi formación académica. Su compañía y esfuerzo fueron fundamentales para alcanzar esta etapa.

También agradezco a mi profesor guía, Dr.-Ing. Félix Leaman W., por su orientación, disposición y apoyo durante el desarrollo de esta memoria.

De manera especial, agradezco a mi novia, Emma Aburto, por acompañarme durante este proceso, por su paciencia, comprensión y apoyo constante, especialmente en los momentos de mayor dificultad.

Finalmente, agradezco a todas las personas que colaboraron en la implementación experimental y que, de una u otra forma, contribuyeron al desarrollo de este trabajo.

Resumen

El presente trabajo evalúa la factibilidad de utilizar emisiones acústicas como técnica de monitoreo no invasivo de la pérdida de apriete en una unión apernada sometida a carga cíclica. Para ello, se implementó un banco de ensayos compuesto por una base rígida y una pletina superior de acero, unidas mediante pernos y excitadas por un motor desbalanceado. La configuración permitió modificar de manera controlada el torque aplicado sobre uno de los pernos exteriores e imponer condiciones de soldadura mediante galgas de espesores.

La respuesta acústica fue registrada simultáneamente mediante dos sensores. Uno de ellos se ubicó próximo a un perno que permaneció bajo condición nominal de apriete, mientras que el segundo se instaló cerca del perno intervenido. Para cada condición mecánica se realizaron tres ensayos. Las señales adquiridas fueron procesadas mediante el cálculo del valor cuadrático medio (RMS), empleándose los valores promedio y sus desviaciones estándar para analizar la evolución de la respuesta acústica. De manera complementaria, se realizaron mediciones de vibración para caracterizar la respuesta dinámica del banco de ensayos y proporcionar una referencia experimental para la identificación de la rigidez equivalente utilizada en el modelo dinámico.

Los resultados experimentales mostraron que, durante el descenso de apriete, el canal ubicado próximo al perno intervenido presentó una disminución promedio del valor RMS al reducir el torque aplicado, mientras que el canal ubicado en el lado opuesto mostró variaciones de menor magnitud. Estos resultados indican que la respuesta acústica depende tanto del estado mecánico de la unión como de la ubicación del sensor respecto del perno intervenido. Sin embargo, debido a la dispersión observada entre las repeticiones y a que no se realizó una caracterización independiente del piso de ruido, las diferencias obtenidas se interpretaron como tendencias promedio y no como un criterio definitivo de clasificación del estado de la unión.

De manera complementaria, se desarrolló un modelo dinámico equivalente del banco de ensayos, resuelto numéricamente en MATLAB, que permitió relacionar la reducción del torque con una disminución de la rigidez equivalente del sistema. Posteriormente, se implementó un modelo de emisión acústica basado en el contacto elástico de asperidades, el cual reprodujo de manera aproximada la tendencia experimental observada durante el descenso de apriete, luego del ajuste del factor de escala asociado al modelo.

Para las condiciones de soldadura no fue posible establecer una relación concluyente entre la holgura impuesta y el valor RMS. Las separaciones aplicadas mediante galgas fueron mayores que la amplitud de vibración alcanzada por el banco, por lo que no se generó un contacto representativo entre los miembros de la unión. En consecuencia, la hipótesis se cumple parcialmente y el principal aporte del trabajo corresponde a la evaluación experimental y numérica de la pérdida progresiva de apriete mediante emisiones acústicas.

Palabras clave: emisiones acústicas, uniones apernadas, pérdida de apriete, carga cíclica, valor RMS, rigidez equivalente, contacto de asperidades.

Abstract

This work evaluates the feasibility of using acoustic emission as a non-invasive monitoring technique for detecting preload loss in a bolted joint subjected to cyclic loading. For this purpose, a test bench was implemented, consisting of a rigid base and an upper steel plate joined by bolts and excited by an unbalanced motor. The configuration allowed the tightening torque applied to one of the outer bolts to be modified in a controlled manner, as well as controlled loosening conditions to be imposed using feeler gauges.

The acoustic response was recorded simultaneously using two sensors. One sensor was positioned near a bolt that remained under the nominal tightening condition, while the second sensor was installed close to the modified bolt. Three tests were performed for each mechanical condition. The acquired signals were processed by calculating the root mean square (RMS) value, and the average values and standard deviations were used to analyse the evolution of the acoustic response. Complementary vibration measurements were also performed to characterise the dynamic response of the test bench and provide an experimental reference for identifying the equivalent stiffness used in the dynamic model.

The experimental results showed that, during the progressive reduction in tightening torque, the channel located near the modified bolt exhibited an average decrease in the RMS value, whereas the channel located on the opposite side showed smaller variations. These results indicate that the acoustic response depends both on the mechanical condition of the joint and on the sensor position relative to the modified bolt. However, due to the dispersion observed among the repetitions and because the noise floor was not independently characterised, the differences obtained were interpreted as average trends rather than as a definitive criterion for classifying the condition of the joint.

In addition, an equivalent dynamic model of the test bench was developed and numerically solved in MATLAB. This model allowed the reduction in tightening torque to be related to a decrease in the equivalent stiffness of the system. Subsequently, an acoustic emission model based on elastic asperity contact was implemented. After adjusting the scale factor associated with the model, it reproduced the general experimental trend observed during the progressive reduction in tightening torque.

For the loosening conditions, it was not possible to establish a conclusive relationship between the imposed gap and the RMS value. The separations applied using feeler gauges were greater than the vibration amplitude reached by the test bench, and therefore representative contact between the joined members was not generated. Consequently, the hypothesis was partially supported, and the main contribution of this work lies in the experimental and numerical evaluation of progressive preload loss using acoustic emission.

Keywords: acoustic emission, bolted joints, preload loss, cyclic loading, RMS value, equivalent stiffness, asperity contact.

Contenidos

Lista de Figuras	1
Lista de Tablas	2
Nomenclatura	3
1 Introducción	4
1.1 Contexto	4
1.2 Hipótesis	4
1.3 Objetivo general	5
1.4 Objetivos específicos	5
2 Estado del Arte	6
2.1 Aflojamiento de uniones apernadas sometidas a cargas cíclicas	6
2.2 Técnicas de monitoreo del estado de apriete	7
2.3 Emisiones acústicas aplicadas al monitoreo de uniones apernadas	7
2.4 Emisiones acústicas en sistemas vibratorios y maquinaria rotatoria	8
2.5 Monitoreo vibratorio y modelación dinámica simplificada	9
3 Marco teórico	10
3.1 Uniones apernadas sometidas a carga dinámica	10
3.2 Emisión acústica asociada a fricción y contacto	10
3.3 Valor RMS como indicador de la señal	11
3.4 Aplicación del modelo de emisión acústica a uniones roscadas	11
4 Metodología	13
5 Banco de ensayos e instrumentación	14
5.1 Descripción del banco de ensayos	14
5.2 Motor desbalanceado utilizado	14
5.3 Instrumentación utilizada	15
6 Definición de las condiciones de ensayo	18
6.1 Selección del perno de ensayo	18
6.2 Determinación teórica de la precarga y del torque de apriete	18
6.2.1 Cálculo de la precarga de referencia	18
6.3 Definición de las condiciones de ensayo	21
6.3.1 Condiciones de apriete	21
6.3.2 Condiciones de soltura	22
7 Medición y procesamiento experimental de emisiones acústicas	23
7.1 Ensayo experimental	23
7.2 Procesamiento de las señales de emisión acústica	24
7.3 Resultados experimentales de emisión acústica	25
7.3.1 Descenso de apriete	26
7.3.2 Descenso de soltura	26
7.3.3 Ascenso de soltura	27
8 Modelo dinámico equivalente	29

8.1	Expresión del sistema dinámico	29
8.2	Ecuaciones del movimiento	30
8.3	Modelación de la soldadura	30
8.4	Fuerza de excitación del motor desbalanceado	31
8.5	Resolución numérica del sistema	31
8.6	Ensayo de vibración	32
8.7	Identificación de la rigidez equivalente	33
8.7.1	Comparación de la rigidez equivalente para distintas condiciones de apriete	34
9	Modelo de emisión acústica y comparación de tendencias	36
9.1	Modelo de emisión acústica considerado	36
9.2	Precarga y rigidez utilizadas en el modelo	36
9.3	Parámetros del modelo de emisión acústica	37
9.4	Evaluación numérica del modelo para condición de apriete	39
9.5	Resultados del modelo de emisión acústica para condición de apriete	39
9.6	Comparación entre respuesta teórica y experimental	40
9.7	Limitación del modelo para la condición de soldadura	41
10	Conclusiones	43
Anexo A	Planos de fabricación	45
Anexo B	Código en Matlab	47
B.1	Código del modelo dinámico equivalente	47
B.2	Código del modelo de emisión acústica	52
Anexo C	Resultados experimentales complementarios	60
C.1	Valores RMS individuales	60
C.2	Promedios y desviaciones estándar	61

Lista de Figuras

Figura 5.1	Vista general del banco de ensayos utilizado en la etapa experimental. . .	14
Figura 5.2	Motor desbalanceado utilizado como fuente de excitación del banco de ensayos.	15
Figura 5.3	Medidor de torque digital acoplado a llave manual, utilizado para aplicar las condiciones de apriete en el banco de ensayos.	16
Figura 5.4	Juego de galgas de espesores utilizado para imponer condiciones de soldadura controlada en la unión apernada.	17
Figura 6.1	Área de esfuerzo de tensión para roscas métricas ISO. Adaptado de Shigley [1].	19
Figura 6.2	Resistencia de prueba mínima para distintas clases de pernos métricos. Adaptado de Shigley [1].	20
Figura 7.1	Vista superior del banco de ensayos utilizado para las mediciones de emisión acústica.	23
Figura 7.2	Evolución del valor RMS promedio en función del torque aplicado para la condición de descenso de apriete. Las barras de error representan la desviación estándar obtenida a partir de tres ensayos realizados para cada condición.	26
Figura 7.3	Evolución del valor RMS promedio en función de la holgura impuesta durante el descenso de soldadura. Las barras de error representan la desviación estándar obtenida a partir de tres ensayos realizados para cada condición.	27
Figura 7.4	Evolución del valor RMS promedio en función de la holgura impuesta durante el ascenso de soldadura. Las barras de error representan la desviación estándar obtenida a partir de tres ensayos realizados para cada condición.	28
Figura 8.1	Esquema simplificado del modelo dinámico equivalente del banco de ensayos.	29
Figura 8.2	Banco de ensayos utilizado para la medición de vibraciones, indicando la ubicación del acelerómetro y del motor desbalanceado.	33
Figura 8.3	Comparación entre el valor RMS simulado y el valor RMS experimental para la identificación de la rigidez equivalente en la condición nominal.	34
Figura 8.4	Comparación entre la señal experimental y la señal simulada para la rigidez equivalente identificada en la condición nominal.	34
Figura 8.5	Variación de la rigidez equivalente identificada en función de la condición de apriete.	35
Figura 9.1	Respuesta RMS teórica en mV obtenida mediante el modelo de emisión acústica para la condición de apriete.	40

Lista de Tablas

Tabla 5.1	Especificaciones principales del motor desbalanceado utilizado en el banco de ensayos.	15
Tabla 6.1	Condiciones de apriete consideradas en el análisis experimental.	22
Tabla 6.2	Condiciones de soldadura consideradas en el análisis experimental.	22
Tabla 7.1	Valores RMS promedio obtenidos para las distintas condiciones de ensayo.	25
Tabla 8.1	Parámetros principales utilizados en la resolución numérica del modelo dinámico equivalente.	32
Tabla 8.2	Rigidez equivalente identificada para las distintas condiciones de apriete. .	35
Tabla 9.1	Precarga y rigidez equivalente utilizadas en el modelo de emisión acústica.	37
Tabla 9.2	Parámetros utilizados en el modelo de emisión acústica.	38
Tabla C.1	Valores RMS individuales utilizados para el cálculo de los promedios y desviaciones estándar.	60
Tabla C.2	Promedios y desviaciones estándar utilizados en la construcción de los gráficos experimentales.	62

Nomenclatura

AE0	Canal de emisión acústica ubicado en el lado con apriete nominal.
AE1	Canal de emisión acústica ubicado próximo al perno intervenido.
EA	Emisiones acústicas.
ISO	Organización Internacional de Normalización.
KAE	Factor de escala de energía de emisión acústica.
MATLAB	Entorno de cálculo numérico y programación.
ODE45	Método numérico utilizado para resolver ecuaciones diferenciales ordinarias.
RMS	Valor cuadrático medio.

1 Introducción

1.1 Contexto

Las uniones apernadas son componentes críticos presentes en una amplia variedad de maquinarias y sistemas mecánicos. Su uso masivo se debe a las múltiples ventajas que ofrecen, entre ellas su facilidad de instalación, disponibilidad en el mercado y relativa sencillez de mantenimiento. Sin embargo, con el tiempo y dependiendo de las condiciones de operación a las que se encuentren sometidas, estas uniones pueden experimentar pérdida de apriete o aflojamiento, fenómeno que se busca evitar debido a las consecuencias que puede tener sobre la seguridad, confiabilidad y correcto funcionamiento del sistema.

La detección temprana de este fenómeno es importante, ya que el aflojamiento de un perno puede afectar el comportamiento dinámico del sistema y en casos más severos, comprometer su funcionamiento. En la práctica, el estado de apriete suele revisarse mediante inspección visual o monitoreo del torque, sin embargo para realizar estas revisiones generalmente es necesario detener el equipo, lo que implica interrupciones operativas y, en consecuencia, pérdidas económicas.

Frente a esto, se han estudiado distintas técnicas de ensayo no destructivo para detectar aflojamiento en uniones apernadas, entre ellas métodos basados en análisis de vibraciones, impedancia electromecánica, ondas guiadas y emisiones acústicas. Dentro de estas alternativas, las emisiones acústicas resultan especialmente atractivas, ya que permiten detectar cambios locales en las uniones, asociados a fricción, microdeslizamiento y variaciones en las condiciones de contacto, además de poder aplicarse en tiempo real.

En este contexto, estudiar el uso de emisiones acústicas en uniones sometidas a carga cíclica resulta de interés, ya que, en primer lugar, existe un número reducido de investigaciones enfocadas específicamente en esta temática. En segundo lugar, el interés no solo radica en detectar la presencia de una falla, sino en identificar de manera anticipada el inicio del aflojamiento, antes de que este evolucione hacia una condición crítica. Esta idea es importante, ya que en gran parte de la literatura existente el énfasis se ha puesto en la caracterización de fallas ya desarrolladas, más que en la detección temprana de su aparición.

En el presente trabajo, este problema se aborda mediante un banco de ensayos instrumentado, donde un motor desbalanceado genera la excitación dinámica, mientras que la condición de apriete y soltura de uno de los pernos puede variarse de manera controlada. A partir de ello, se busca evaluar la factibilidad de la técnica de emisiones acústicas para monitorear el estado de apriete de uniones apernadas sometidas a cargas cíclicas.

1.2 Hipótesis

Se plantea que una unión apernada sometida a cargas cíclicas puede presentar variaciones detectables en su respuesta de emisiones acústicas en función de su estado de apriete. Bajo condiciones controladas de excitación dinámica, montaje e instrumentación, se hipotetiza que la disminución del torque en uno de los pernos producirá cambios en los mecanismos de contacto de la unión, tales como fricción local, microdeslizamientos y redistribución de carga, los cuales se reflejarán en la señal de emisión acústica multicanal. En particular, se espera que parámetros como el valor RMS presenten una variación en función del nivel de apriete y la soltura del perno estudiado, permitiendo evaluar la factibilidad de la técnica de emisiones acústicas como método de monitoreo no invasivo del estado de apriete en uniones

apernadas sometidas a carga cíclica.

1.3 Objetivo general

Evaluar la técnica de emisiones acústicas para monitoreo del apriete de uniones apernadas sometidas a carga cíclica.

1.4 Objetivos específicos

OE1: Implementar banco de ensayos de motor de vibración montado sobre pletinas apernadas.

OE2: Realizar mediciones de emisión acústica multicanal y de vibraciones para distintos niveles de torque de apriete y condiciones de soltura de uno de los pernos.

OE3: Analizar el comportamiento del valor RMS de las señales de emisión acústica multicanal y de vibraciones para distintos niveles de torque de apriete y condiciones de soltura de uno de los pernos.

OE4: Comparar resultados obtenidos contra simulaciones dinámicas desarrolladas en base a un enfoque analítico con resolución numérica.

2 Estado del Arte

El monitoreo del estado de apriete en uniones apernadas ha sido estudiado debido a la importancia que estas uniones tienen en sistemas mecánicos sometidos a vibraciones y cargas cíclicas. La pérdida de apriete puede modificar la condición de contacto entre las piezas, reducir la rigidez efectiva del conjunto y afectar la respuesta dinámica del sistema. Por esta razón, distintos autores han propuesto métodos de monitoreo orientados a detectar cambios en la unión antes de que se alcance una condición crítica de operación [2].

En esta sección se presentan los principales antecedentes relacionados con el fenómeno de aflojamiento en uniones apernadas, las técnicas utilizadas para su monitoreo, la aplicación de emisiones acústicas y el uso de modelos dinámicos simplificados para interpretar el comportamiento de este tipo de sistemas. Estos antecedentes permiten situar el presente trabajo dentro de una línea de investigación orientada al monitoreo no invasivo de uniones sometidas a excitación dinámica.

2.1 Aflojamiento de uniones apernadas sometidas a cargas cíclicas

Las uniones apernadas son ampliamente utilizadas en estructuras, máquinas y equipos mecánicos, ya que permiten unir componentes de manera desmontable, simple y con relativa facilidad de mantenimiento. Sin embargo, cuando estas uniones se encuentran sometidas a vibraciones, cargas cíclicas o excitaciones transversales, pueden experimentar pérdida progresiva de apriete. Este fenómeno resulta relevante porque altera la presión de contacto entre las superficies unidas y puede afectar la forma en que se transmiten los esfuerzos dentro del conjunto [2].

El aflojamiento no debe entenderse solamente como la pérdida de torque en un perno. En la práctica, corresponde a un cambio en la condición mecánica de la unión. Al disminuir la precarga, también se modifica la presión de contacto entre las superficies, la rigidez efectiva de la unión y la distribución de carga entre los elementos apernados. Por esta razón, el fenómeno no solo afecta al perno intervenido, sino que también puede influir en la respuesta global del sistema donde se encuentra instalada la unión [2, 3].

Uno de los mecanismos más importantes asociados al inicio del aflojamiento es el microdeslizamiento entre las superficies en contacto. Pai y Hess [4] estudiaron experimentalmente el aflojamiento de uniones roscadas sometidas a cargas dinámicas de corte, mostrando que el proceso puede comenzar por deslizamientos localizados en las zonas de contacto. Esto indica que la pérdida de apriete puede iniciarse antes de que exista una soltura evidente o una separación visible entre los elementos unidos.

A medida que la unión pierde apriete, sus propiedades dinámicas también pueden cambiar. La reducción de precarga puede producir una disminución de la rigidez, cambios en la disipación por fricción y aparición de no linealidades asociadas al contacto. En sistemas sometidos a excitación periódica, estos cambios pueden reflejarse en la amplitud de vibración, desplazamientos relativos o variaciones en la condición de contacto entre componentes [3]. Por este motivo, el aflojamiento deja de ser un fenómeno puramente local y pasa a influir en el comportamiento dinámico del sistema completo.

La revisión desarrollada por Huang et al. [2] muestra que actualmente existe interés en detectar no solo uniones completamente sueltas, sino también etapas tempranas de pérdida de apriete. Esto es importante porque una detección anticipada permite tomar acciones correctivas antes de que la unión llegue a una condición crítica de operación. En este contexto, el

estudio de uniones apernadas sometidas a carga cíclica resulta especialmente relevante para aplicaciones donde la vibración forma parte normal del funcionamiento del sistema.

2.2 Técnicas de monitoreo del estado de apriete

Para evaluar el estado de apriete en uniones apernadas se han propuesto distintas técnicas de monitoreo no destructivo. Entre ellas se encuentran métodos basados en vibraciones, ultrasonido, ondas guiadas, impedancia electromecánica, respuesta acústica y emisiones acústicas [2]. En general, estas técnicas buscan identificar cambios en la condición de la unión sin desmontar el sistema, lo cual permite reducir tiempos de inspección y evitar interrupciones innecesarias en la operación.

Uno de los enfoques más utilizados corresponde al análisis vibratorio. En este tipo de método, la pérdida de apriete se relaciona con cambios en la respuesta dinámica del sistema, tales como variaciones en frecuencias naturales, amplitudes de vibración, modos de vibración o funciones de respuesta en frecuencia. Huda et al. [3] utilizaron excitación láser no invasiva y medición de respuesta vibratoria para diagnosticar aflojamiento en uniones apernadas, mostrando que el cambio en la rigidez de la unión puede reflejarse en la respuesta global de la estructura.

También se han utilizado técnicas basadas en sensores piezoeléctricos, ondas guiadas e impedancia electromecánica. Estas metodologías buscan aprovechar la sensibilidad de las señales propagadas en la estructura frente a variaciones locales de contacto o rigidez. En trabajos recientes, Tan et al. [5] aplicaron técnicas de monitoreo basadas en sensores piezoeléctricos para evaluar condiciones de soltura, lo que muestra el interés actual por desarrollar métodos capaces de distinguir distintos estados de apriete.

Sin embargo, cada técnica presenta ventajas y limitaciones. Los métodos vibratorios pueden ser útiles para detectar cambios globales, pero su sensibilidad depende de cuánto afecte la pérdida de apriete a la respuesta general del sistema. Por otra parte, técnicas más locales, como emisiones acústicas o ultrasonido, pueden entregar información más directa sobre fenómenos de contacto, aunque normalmente requieren una adecuada ubicación de sensores y procesamiento de señal. Por esta razón, la selección de la técnica depende del tipo de unión, de la condición de operación y del nivel de pérdida de apriete que se desea identificar.

2.3 Emisiones acústicas aplicadas al monitoreo de uniones apernadas

Dentro de las técnicas disponibles, las emisiones acústicas resultan de interés porque permiten registrar fenómenos locales asociados al contacto entre superficies. En una unión apernada, la pérdida de apriete puede generar cambios en la fricción, microdeslizamientos y variaciones en la presión de contacto. Estos fenómenos pueden producir señales de emisión acústica que son captadas mediante sensores instalados sobre la estructura [2].

A diferencia de los métodos basados únicamente en la respuesta vibratoria global, la emisión acústica permite obtener información asociada a eventos locales que ocurren dentro de la unión. Esto es relevante para el monitoreo de apriete, ya que el inicio del aflojamiento puede estar relacionado con cambios pequeños en la condición de contacto, antes de que la respuesta dinámica global del sistema presente variaciones evidentes. Por esta razón, la emisión acústica se ha planteado como una herramienta útil para detectar etapas tempranas de pérdida de apriete [2].

En los últimos años, distintos trabajos han aplicado emisiones acústicas al monitoreo de uniones apernadas. Wang et al. [6] estudiaron la identificación de daño y soldadura en uniones traslapadas mediante emisión acústica y aprendizaje automático, mostrando que la señal acústica contiene información útil sobre el estado de la unión. De forma similar, Fu et al. [7] propusieron un método de detección automática de apriete utilizando emisiones acústicas y aprendizaje profundo, orientado a distinguir diferentes niveles de ajuste en uniones apernadas.

Estos enfoques muestran que la emisión acústica puede ser utilizada junto con herramientas avanzadas de procesamiento de datos. Sin embargo, muchos de estos métodos requieren una etapa importante de entrenamiento, clasificación o extracción de características. Por ello, sigue siendo relevante estudiar parámetros más directos e interpretables, como el valor RMS de la señal. Este parámetro permite representar el nivel efectivo de la respuesta acústica y comparar de manera simple la evolución de la señal frente a distintos estados mecánicos de la unión.

En el presente trabajo, el análisis se centra justamente en el valor RMS de emisiones acústicas, con el objetivo de evaluar si este parámetro presenta una tendencia asociada a la variación del torque de apriete en una unión sometida a carga cíclica. Este enfoque no busca reemplazar métodos de clasificación más complejos, sino establecer primero si existe una respuesta medible y físicamente interpretable frente a la pérdida progresiva de apriete.

2.4 Emisiones acústicas en sistemas vibratorios y maquinaria rotatoria

Además de su aplicación en uniones apernadas bajo condiciones controladas, las emisiones acústicas también han sido utilizadas en sistemas vibratorios y maquinaria rotatoria. Esta línea de investigación es importante para el presente trabajo, ya que el banco de ensayos utilizado no corresponde a una unión estática aislada, sino a un sistema excitado mediante un motor desbalanceado. Por lo tanto, resulta necesario considerar antecedentes donde la emisión acústica se emplee en sistemas sometidos a excitación dinámica continua.

Mba [8] estudió la aplicabilidad de emisiones acústicas para monitorear la integridad mecánica de estructuras apernadas en maquinaria rotatoria de baja velocidad. Este trabajo muestra que la emisión acústica puede entregar información complementaria al análisis vibratorio, especialmente en condiciones donde los fenómenos locales de contacto o fricción pueden no reflejarse de forma clara en la respuesta global del sistema.

Por otra parte, Toutountzakis y Mba [9] analizaron la actividad de emisión acústica durante el diagnóstico de defectos en engranajes. Aunque este estudio no se enfoca directamente en uniones apernadas, permite evidenciar la sensibilidad de la técnica frente a fenómenos de contacto en sistemas rotatorios. Este antecedente resulta útil porque muestra que la emisión acústica puede capturar eventos asociados a interacción entre superficies en sistemas sometidos a movimiento y vibración.

Desde el punto de vista de este trabajo, estos estudios permiten justificar el uso de emisiones acústicas en un banco sometido a carga cíclica. La señal acústica puede aportar información local sobre la unión apernada, mientras que la excitación del motor desbalanceado permite generar una condición dinámica repetitiva. De esta manera, el montaje experimental se aproxima más a un sistema vibratorio que a un ensayo estático, lo que permite evaluar la técnica en una condición más representativa de aplicaciones mecánicas reales.

2.5 Monitoreo vibratorio y modelación dinámica simplificada

El monitoreo vibratorio ha sido ampliamente utilizado para estudiar sistemas mecánicos, ya que permite identificar cambios en la respuesta dinámica a partir de variaciones en amplitud, frecuencia o rigidez equivalente. En el caso de las uniones apernadas, la pérdida de apriete puede disminuir la rigidez efectiva de la unión y modificar el comportamiento global del sistema. Por esta razón, el análisis vibratorio resulta útil como herramienta complementaria para interpretar el efecto mecánico del aflojamiento.

Diversos autores han desarrollado modelos dinámicos simplificados para estudiar sistemas con uniones apernadas. Estos modelos normalmente representan la unión mediante elementos equivalentes de masa, rigidez y amortiguamiento, con el objetivo de capturar los efectos principales del aflojamiento sin reproducir todos los detalles geométricos del sistema real. En este tipo de enfoques, la pérdida de apriete puede incorporarse mediante una reducción de rigidez o mediante condiciones de contacto no lineal asociadas a holgura [10, 11].

Yu et al. [10] estudiaron la modelación dinámica y las características vibratorias de un sistema rotor con unión apernada, mostrando que la condición de la unión puede influir en la respuesta vibratoria global. Daouk et al. [11] analizaron el comportamiento dinámico de una unión apernada bajo cargas elevadas, destacando la importancia de considerar la respuesta de la unión dentro del comportamiento mecánico del sistema completo. Más recientemente, Li et al. [12] estudiaron un sistema rotor-rodamiento con fallas acopladas, incorporando condiciones de rozamiento y soldadura, lo que muestra la relevancia de incluir fenómenos no lineales en sistemas apernados sometidos a vibración.

En el presente trabajo, el modelo dinámico equivalente se utiliza como una herramienta de apoyo para interpretar la respuesta experimental del banco de ensayos. La finalidad del modelo no es reproducir cada detalle del montaje, sino relacionar la pérdida de apriete con cambios en la rigidez equivalente y en la respuesta mecánica del sistema. De esta forma, el análisis dinámico complementa la interpretación de las señales de emisión acústica y permite vincular el comportamiento experimental con una representación mecánica simplificada.

En síntesis, los antecedentes revisados muestran que el aflojamiento de uniones apernadas es un fenómeno progresivo que puede afectar tanto la condición local de contacto como la respuesta global del sistema. Las emisiones acústicas aparecen como una técnica prometedora para detectar cambios locales asociados a fricción y microdeslizamiento, mientras que el análisis vibratorio y la modelación dinámica permiten interpretar el efecto de la pérdida de apriete sobre la rigidez equivalente del banco. A partir de estos antecedentes, el presente trabajo busca evaluar la factibilidad de utilizar emisiones acústicas para monitorear la pérdida progresiva de apriete en una unión apernada sometida a carga cíclica.

3 Marco teórico

En este capítulo se presentan los fundamentos teóricos utilizados para interpretar el comportamiento de una unión apernada sometida a carga dinámica y su relación con la respuesta de emisión acústica. En particular, se describen los conceptos asociados a la precarga de un perno, la variación de rigidez producto de la pérdida de apriete, la emisión acústica generada por fenómenos de fricción y contacto, el uso del valor RMS como parámetro de análisis y la aplicación del modelo de emisión acústica a uniones roscadas.

3.1 Uniones apernadas sometidas a carga dinámica

Una unión apernada permite unir dos o más elementos mediante la aplicación de una fuerza axial generada por el apriete del perno. Esta fuerza axial se conoce como precarga y tiene como función principal mantener comprimidos los miembros unidos, asegurando la transmisión de carga entre las superficies en contacto. En condiciones ideales, una mayor precarga genera una mayor presión de contacto y, por lo tanto, una unión más rígida y estable frente a sollicitaciones externas.

El torque aplicado durante el montaje del perno se relaciona de forma aproximada con la precarga mediante la expresión:

$$T = KF_id \quad (1)$$

donde T corresponde al torque de apriete, K al factor de torque, F_i a la precarga del perno y d al diámetro nominal. El factor K depende principalmente de las condiciones de fricción en la rosca y en la superficie de apoyo, por lo que esta relación debe entenderse como una estimación práctica y no como una expresión exacta.

Cuando una unión apernada se encuentra sometida a cargas dinámicas o vibraciones, la condición de contacto entre los miembros puede modificarse con el tiempo. La reducción progresiva de la precarga puede generar disminución de la presión de contacto, redistribución de carga, microdeslizamientos y cambios en la rigidez equivalente de la unión. Por esta razón, el aflojamiento de un perno no solo corresponde a una pérdida de torque, sino también a una modificación del comportamiento mecánico del sistema.

Desde el punto de vista dinámico, una unión apernada puede representarse de forma simplificada mediante elementos equivalentes de rigidez y amortiguamiento. Bajo este enfoque, la pérdida de apriete se asocia a una reducción de la rigidez efectiva del sistema, lo que puede modificar su respuesta vibratoria. Esta idea resulta relevante para el presente trabajo, ya que el banco de ensayos se encuentra sometido a una excitación periódica generada por un motor desbalanceado, por lo que la variación del apriete puede reflejarse tanto en la respuesta mecánica como en la señal de emisión acústica medida experimentalmente.

3.2 Emisión acústica asociada a fricción y contacto

La emisión acústica corresponde a ondas elásticas generadas por la liberación repentina de energía dentro de un material o sistema mecánico. En el caso de una unión apernada, esta energía puede estar asociada a fenómenos locales de contacto entre superficies, tales como fricción, microdeslizamiento, cambios de presión normal, interacción entre asperezas y redistribución de carga.

Las superficies reales no son perfectamente lisas, sino que presentan irregularidades microscópicas denominadas asperezas. Cuando dos superficies están en contacto, la carga no se transmite de manera uniforme en toda el área aparente, sino principalmente a través de estas pequeñas zonas de contacto. Por lo tanto, cambios en la precarga o en la fuerza dinámica aplicada pueden modificar la interacción entre asperezas y generar actividad acústica.

En una unión apertada, los principales mecanismos que pueden contribuir a la emisión acústica son el contacto entre las roscas del perno y la tuerca, y el contacto entre los miembros unidos. En ambos casos, la fricción y el movimiento relativo entre superficies pueden generar señales medibles mediante sensores de emisión acústica. Por esta razón, esta técnica resulta de interés para el monitoreo de apriete, ya que permite captar fenómenos locales que pueden ocurrir antes de que exista una soltura visible o una falla desarrollada.

En el presente trabajo, la emisión acústica se interpreta como una respuesta asociada a la condición mecánica de la unión. Por lo tanto, se espera que variaciones en el torque aplicado, en la precarga y en la rigidez equivalente del sistema puedan reflejarse en cambios del nivel de la señal medida por los sensores instalados en el banco de ensayos.

3.3 Valor RMS como indicador de la señal

Las señales de emisión acústica registradas durante los ensayos corresponden a señales variables en el tiempo. Para comparar distintas condiciones de apriete y soltura, es necesario utilizar un parámetro que represente de manera resumida el nivel global de la señal. En este trabajo se utiliza el valor RMS, ya que permite obtener una medida efectiva de la magnitud de la señal registrada.

Para una señal discreta x_i , el valor RMS se define como:

$$x_{RMS} = \sqrt{\frac{1}{N} \sum_{i=1}^N x_i^2} \quad (2)$$

donde N corresponde al número de muestras consideradas y x_i representa el valor instantáneo de la señal en cada muestra. Este parámetro entrega una medida escalar del nivel efectivo de la señal, permitiendo comparar mediciones obtenidas bajo diferentes condiciones mecánicas.

En el contexto de este trabajo, el RMS se utiliza como indicador comparativo de la respuesta acústica frente a la reducción progresiva del torque de apriete y frente a las condiciones de soltura impuestas experimentalmente. Sin embargo, debido a que las variaciones medidas pueden ser pequeñas, el análisis del RMS debe complementarse con la dispersión experimental de las mediciones. Por esta razón, los resultados se presentan considerando valores promedio y desviación estándar para las repeticiones realizadas en cada condición.

De esta manera, el RMS no se interpreta como una medida absoluta de daño o soltura, sino como un parámetro útil para analizar tendencias promedio en la respuesta acústica del sistema.

3.4 Aplicación del modelo de emisión acústica a uniones roscadas

Para complementar la interpretación experimental, en este trabajo se utiliza un modelo de emisión acústica basado en el contacto de asperezas. Este modelo relaciona la respuesta

acústica con variables mecánicas de la unión, tales como la precarga del perno, la fuerza dinámica transmitida, la velocidad relativa entre superficies y las propiedades geométricas del contacto.

En una unión roscada, la emisión acústica puede considerarse como la suma de dos contribuciones principales: la emisión generada por el contacto entre las roscas del perno y la tuerca, y la emisión generada por el contacto entre los miembros unidos. De forma general, esta relación puede expresarse como:

$$V_{RMS}^{joint} = V_{RMS}^{threads} + V_{RMS}^{members} \quad (3)$$

donde V_{RMS}^{joint} corresponde a la respuesta acústica total de la unión, $V_{RMS}^{threads}$ representa la contribución asociada al contacto entre roscas y $V_{RMS}^{members}$ corresponde a la contribución asociada al contacto entre las superficies de los miembros unidos.

La contribución asociada a las roscas depende de la precarga, la fricción y la geometría del perno, mientras que la contribución asociada a los miembros unidos depende de la condición de contacto entre las superficies comprimidas. Al disminuir el torque de apriete, se reduce la precarga del perno y se modifica la condición de contacto, lo que puede alterar la respuesta acústica calculada por el modelo.

En este trabajo, el modelo de emisión acústica no se utiliza como una predicción exacta punto a punto del valor RMS experimental, sino como una herramienta de apoyo para comparar la tendencia teórica con la tendencia medida durante el descenso de apriete. Debido a las simplificaciones consideradas y al ajuste del factor de escala asociado al modelo, la comparación se interpreta principalmente en términos de tendencia general y orden de magnitud.

4 Metodología

La metodología utilizada en este trabajo se basó en el desarrollo experimental y numérico de una unión apernada sometida a carga cíclica. En primer lugar, se realizó una revisión bibliográfica sobre el aflojamiento de uniones apernadas, técnicas de monitoreo no destructivo y aplicaciones de emisión acústica en sistemas mecánicos sometidos a vibración. Esta revisión permitió establecer los fundamentos necesarios para definir el enfoque experimental y los modelos utilizados.

Posteriormente, se implementó un banco de ensayos compuesto por una base rígida, una placa superior apernada y un motor desbalanceado encargado de generar la excitación dinámica. La unión fue instrumentada mediante sensores de emisión acústica ubicados en zonas representativas del sistema, con el objetivo de registrar la respuesta acústica frente a distintas condiciones mecánicas.

Adicionalmente, se realizaron ensayos de vibración mediante un acelerómetro instalado sobre el banco. Estas mediciones se utilizaron para caracterizar la respuesta dinámica del sistema y obtener valores RMS experimentales bajo distintas condiciones de apriete. Posteriormente, dichos valores fueron comparados con la respuesta del modelo dinámico implementado en MATLAB, permitiendo identificar la rigidez equivalente más representativa para cada condición analizada.

Las condiciones experimentales se dividieron en dos grupos principales: descenso progresivo de apriete y condiciones de soltura impuestas mediante galgas. En el primer caso, se redujo el torque aplicado en uno de los pernos de la unión, mientras que en el segundo se generaron separaciones controladas entre los miembros unidos. Para cada condición se realizaron mediciones repetidas, permitiendo obtener valores promedio y desviaciones estándar del valor RMS de la señal.

Las señales registradas fueron procesadas mediante el cálculo del valor RMS, con el objetivo de comparar la magnitud efectiva de la emisión acústica entre condiciones de ensayo. Este procesamiento permitió evaluar la evolución de la respuesta acústica frente a la pérdida progresiva de apriete y analizar de manera exploratoria la condición de soltura.

Finalmente, se desarrolló un modelo dinámico equivalente del banco de ensayos y un modelo de emisión acústica basado en contacto de asperezas. Ambos modelos fueron utilizados como herramientas de apoyo para interpretar los resultados experimentales, principalmente en la condición de descenso de apriete, donde fue posible comparar la tendencia teórica con la respuesta medida.

5 Banco de ensayos e instrumentación

5.1 Descripción del banco de ensayos

El banco de ensayos utilizado en este trabajo fue diseñado para estudiar el comportamiento de una unión apernada sometida a excitación dinámica. El sistema está compuesto por una base rígida de acero y una pletina superior también de acero, unidas mediante cuatro pernos exteriores M12. Sobre la pletina superior se encuentra montado un motor desbalanceado, el cual genera la excitación mecánica del sistema durante los ensayos.

La configuración del banco permite modificar de manera controlada la condición de apriete de uno de los pernos exteriores, así como también imponer condiciones de soltura mediante el uso de galgas de espesores. De esta forma, fue posible analizar experimentalmente la respuesta del sistema frente a distintos estados mecánicos de la unión apernada.

La disposición general del banco de ensayos se presenta en la Figura 5.1. En ella se aprecia la pletina superior, la base rígida, el motor desbalanceado y la ubicación general de la unión apernada analizada.



Figura 5.1 Vista general del banco de ensayos utilizado en la etapa experimental.

5.2 Motor desbalanceado utilizado

La excitación dinámica del banco de ensayos fue generada mediante un motor desbalanceado instalado sobre la pletina superior. Este motor fue el encargado de inducir la vibración del sistema, permitiendo así someter la unión apernada a una carga dinámica repetitiva.

Las principales especificaciones del motor fueron obtenidas a partir de los antecedentes técnicos disponibles y de la información registrada en el equipo utilizado. En particular, se consideró un motor vibratorio monofásico modelo HY-0.6, con alimentación de 220 V, potencia de 60 W y una velocidad nominal cercana a 2940 rpm. Además, para la modelación dinámica posterior se consideró que el motor dispone de 12 masas desbalanceadas, con una

masa aproximada de 16 g por masa. De forma complementaria, el catálogo del equipo indica una fuerza nominal del orden de 38 kgf, valor que fue utilizado como referencia para definir la excitación del modelo dinámico.

En la Figura 5.2 se muestra el motor desbalanceado utilizado en el banco de ensayos.



Figura 5.2 Motor desbalanceado utilizado como fuente de excitación del banco de ensayos.

Con el fin de resumir sus propiedades principales, en la Tabla 5.1 se presentan las especificaciones consideradas en este trabajo.

Tabla 5.1 Especificaciones principales del motor desbalanceado utilizado en el banco de ensayos.

Parámetro	Valor
Modelo	HY-0.6
Tipo de alimentación	Monofásica
Voltaje nominal	220 V
Potencia nominal	60 W
Corriente nominal	0,28 A
Velocidad nominal	2940 rpm
Número de masas desbalanceadas	12
Masa por desbalance	16 g
Fuerza nominal de catálogo	38 kgf aprox.

5.3 Instrumentación utilizada

Para la aplicación de las condiciones mecánicas ensayadas se utilizó instrumentación, orientada principalmente al control del apriete y a la imposición de holguras conocidas en la unión apernada.

En primer lugar, para aplicar los distintos niveles de apriete se empleó un medidor de torque digital acoplado a una llave manual tipo chicharra. Esta configuración permitió aplicar de

manera controlada los valores de torque definidos para cada ensayo, facilitando la repetibilidad de las condiciones de apriete consideradas en el estudio. La instrumentación utilizada para esta tarea se muestra en la Figura 5.3.



Figura 5.3 Medidor de torque digital acoplado a llave manual, utilizado para aplicar las condiciones de apriete en el banco de ensayos.

Por otra parte, para representar condiciones de soldadura controlada se utilizaron galgas de espesores. Estas permitieron imponer separaciones conocidas entre los elementos de la unión, con el fin de estudiar la respuesta del sistema frente a distintos niveles de holgura geométrica. La herramienta utilizada para este propósito se presenta en la Figura 5.4.



Figura 5.4 Juego de galgas de espesores utilizado para imponer condiciones de soldadura controlada en la unión apernada.

En conjunto, esta instrumentación permitió definir de manera controlada las condiciones de apriete y soldadura consideradas posteriormente en la etapa experimental.

6 Definición de las condiciones de ensayo

6.1 Selección del perno de ensayo

La selección del perno de ensayo se realizó considerando la geometría del banco implementado y, además, la necesidad de estudiar una unión apernada cuya respuesta pudiera analizarse de forma lo más clara posible durante los ensayos de apriete y soltura.

En el banco de ensayos existen pernos interiores, encargados de fijar el motor a la pletina superior, y pernos exteriores, que unen la pletina con la base. Para este trabajo se decidió utilizar los pernos exteriores como elemento principal de estudio, ya que sobre ellos era posible aplicar de forma controlada las distintas condiciones de apriete y soltura.

Esta elección también se relaciona con la interpretación de los resultados experimentales. Si se hubiese trabajado directamente sobre los pernos interiores que sujetan el motor, la respuesta medida habría estado influida no solo por esa unión, sino también por la unión exterior entre la pletina y la base. En otras palabras, el efecto de interés no se habría podido aislar con la misma claridad. Por esta razón, se optó por estudiar los pernos exteriores, donde la variación del estado de apriete podía relacionarse de forma más directa con la respuesta medida.

De acuerdo con la geometría definida para el montaje, se seleccionó un perno métrico M12 de paso normal 1,75 mm, correspondiente a clase mecánica 8.8. Esta elección es consistente con el diámetro de los agujeros exteriores considerados en el diseño del banco, los cuales fueron definidos para el montaje de pernos M12.

Finalmente, la elección de un perno M12 clase 8.8 también resulta conveniente para el modelado posterior, ya que corresponde a una configuración utilizada frecuentemente en estudios de uniones apernadas. En consecuencia, el perno seleccionado para los ensayos corresponde a un perno métrico M12×1,75, clase 8.8, de rosca de paso normal, el cual constituye la base para la determinación teórica de la precarga y la definición de las condiciones de ensayo.

6.2 Determinación teórica de la precarga y del torque de apriete

Con el fin de definir las condiciones de apriete a ensayar en el banco experimental, se realizó una estimación teórica de la precarga y del torque de apriete del perno seleccionado. Esta determinación se basó en criterios de diseño de uniones apernadas reportados en la literatura, particularmente en el enfoque presentado por Shigley [1], el cual permite relacionar las propiedades mecánicas del perno con una fuerza de apriete de referencia y, posteriormente, con el torque necesario para generarla. A partir de ello, se definió un valor de torque base, el cual fue disminuido progresivamente para obtener las distintas condiciones de ensayo consideradas en este trabajo.

6.2.1 Cálculo de la precarga de referencia

Para determinar la precarga teórica del perno, es necesario considerar sus propiedades geométricas y mecánicas. En este caso, el perno utilizado en los ensayos corresponde a un perno métrico M12 × 1,75, clase 8.8, de rosca de paso normal. De acuerdo con lo presentado por Shigley [1], uno de los parámetros necesarios para estimar la capacidad de apriete del perno es el área de esfuerzo de tensión A_t , la cual depende directamente del diámetro nominal y del paso de la rosca.

En la Figura 6.1 se presenta la tabla utilizada para obtener el valor de A_t en función del perno seleccionado.

Diámetro mayor nominal d , mm	Serie de paso grueso			Serie de paso fino		
	Paso p , mm	Área de esfuerzo de tensión A_t , mm ²	Área del diámetro menor A_r , mm ²	Paso p , mm	Área de esfuerzo de tensión A_t , mm ²	Área del diámetro menor A_r , mm ²
1.6	0.35	1.27	1.07			
2	0.40	2.07	1.79			
2.5	0.45	3.39	2.98			
3	0.5	5.03	4.47			
3.5	0.6	6.78	6.00			
4	0.7	8.78	7.75			
5	0.8	14.2	12.7			
6	1	20.1	17.9			
8	1.25	36.6	32.8	1	39.2	36.0
10	1.5	58.0	52.3	1.25	61.2	56.3
12	1.75	84.3	76.3	1.25	92.1	86.0
14	2	115	104	1.5	125	116
16	2	157	144	1.5	167	157
20	2.5	245	225	1.5	272	259
24	3	353	324	2	384	365
30	3.5	561	519	2	621	596
36	4	817	759	2	915	884
42	4.5	1 120	1 050	2	1 260	1 230
48	5	1 470	1 380	2	1 670	1 630
56	5.5	2 030	1 910	2	2 300	2 250
64	6	2 680	2 520	2	3 030	2 980
72	6	3 460	3 280	2	3 860	3 800
80	6	4 340	4 140	1.5	4 850	4 800
90	6	5 590	5 360	2	6 100	6 020
100	6	6 990	6 740	2	7 560	7 470
110				2	9 180	9 080

Figura 6.1 Área de esfuerzo de tensión para roscas métricas ISO. Adaptado de Shigley [1].

A partir de la figura anterior, para un perno $M12 \times 1,75$ de paso normal, se obtiene un área de esfuerzo de tensión igual a $A_t = 84,3 \text{ mm}^2$. Este valor se emplea posteriormente en el cálculo de la precarga de referencia del perno. Una vez determinada el área de esfuerzo de tensión A_t , se requiere conocer la resistencia de prueba mínima del perno S_p , ya que este parámetro permite estimar una carga axial de referencia para el apriete. Para el perno utilizado, correspondiente a clase 8.8, este valor depende directamente de la clase mecánica del perno.

Clase de propiedad	Intervalo de tamaños, inclusive	Resistencia de prueba mínima, [†] MPa	Resistencia mínima a la tensión, [†] MPa	Resistencia mínima a la fluencia, [†] MPa	Material	Marca en la cabeza
4.6	M5-M36	225	400	240	Acero de bajo o medio carbono	
4.8	M1.6-M16	310	420	340	Acero de bajo o medio carbono	
5.8	M5-M24	380	520	420	Acero de bajo o medio carbono	
8.8	M16-M36	600	830	660	Acero de medio carbono, T y R	
9.8	M1.6-M16	650	900	720	Acero de medio carbono, T y R	
10.9	M5-M36	830	1 040	940	Acero martensítico de bajo carbono, T y R	
12.9	M1.6-M36	970	1 220	1 100	Acero aleado, T y R	

Figura 6.2 Resistencia de prueba mínima para distintas clases de pernos métricos. Adaptado de Shigley [1].

A partir de la Figura 6.2, para un perno métrico clase 8.8 se obtiene una resistencia de prueba mínima aproximada de $S_p = 600$ MPa. Este valor representa una referencia de carga admisible para el perno antes de alcanzar una condición crítica de deformación permanente. Por esta razón, en este trabajo se adopta un criterio conservador correspondiente al 50% de la resistencia de prueba, con el objetivo de mantener el perno dentro del rango elástico durante el apriete y evitar deformaciones permanentes. La precarga de referencia se determina mediante:

$$F_i = 0,5S_pA_t \quad (4)$$

Donde F_i corresponde a la precarga de referencia, S_p a la resistencia de prueba mínima del perno y A_t al área de esfuerzo de tensión de la rosca. Reemplazando los valores obtenidos desde las tablas de Shigley:

$$F_i = 0,5(600)(84,3) \quad (5)$$

$$F_i = 25\,290 \text{ N} \quad (6)$$

Por lo tanto, la precarga teórica de referencia corresponde aproximadamente a:

$$F_i \approx 25,3 \text{ kN} \quad (7)$$

Para estimar el torque asociado a dicha precarga, se utiliza la relación aproximada entre torque de apriete y precarga del perno presentada por Shigley [1]. Esta expresión permite obtener una estimación práctica del torque necesario para generar una determinada fuerza axial en el perno:

$$T = KF_id \quad (8)$$

donde T corresponde al torque de apriete, K al factor de torque, F_i a la precarga del perno y d al diámetro nominal. El factor K depende principalmente de las condiciones de fricción en la rosca y en la superficie de apoyo de la tuerca o cabeza del perno, por lo que el torque estimado mediante esta relación debe entenderse como una aproximación.

Considerando un valor típico $K = 0,20$, $F_i = 25\,290$ N y $d = 0,012$ m, se obtiene:

$$T = 0,20(25290)(0,012) \quad (9)$$

$$T = 60,7 \text{ N m} \quad (10)$$

Sin embargo, debido a que el factor K puede variar según las condiciones reales de fricción del montaje, el torque requerido para alcanzar una misma precarga también puede cambiar. Por ejemplo, para un valor $K = 0,18$, el torque estimado corresponde a:

$$T = 0,18(25290)(0,012) \quad (11)$$

$$T = 54,6 \text{ N m} \quad (12)$$

Por lo tanto, el torque teórico de referencia se encuentra aproximadamente entre 55 y 61 N m, dependiendo del factor de torque considerado. Durante las pruebas preliminares del banco de ensayos se observó deformación en las golillas del sistema de apoyo al aproximarse a este nivel de apriete. Debido a esto, se adoptó experimentalmente un torque nominal de 50 N m, valor cercano al rango teórico estimado y que permite mantener la integridad del montaje, evitando una deformación excesiva de los elementos de apoyo y favoreciendo la repetibilidad de las mediciones.

6.3 Definición de las condiciones de ensayo

A partir de la condición nominal definida previamente, se establecieron dos grupos de condiciones mecánicas para el desarrollo experimental. El primer grupo corresponde a la variación progresiva del torque de apriete aplicado sobre el perno intervenido. El segundo grupo corresponde a condiciones de soltura controlada, generadas mediante la incorporación de galgas de espesores entre los miembros de la unión.

Debido a que ambas condiciones representan fenómenos mecánicos diferentes y se expresan mediante magnitudes distintas, sus niveles experimentales se presentan por separado.

6.3.1 Condiciones de apriete

Para evaluar el efecto de la pérdida progresiva de apriete, se consideró una secuencia descendente de torque. El ensayo comenzó con la condición nominal de apriete y continuó mediante reducciones sucesivas hasta alcanzar la condición sin torque aplicado. Las condiciones utilizadas se presentan en la Tabla 6.1.

Tabla 6.1 Condiciones de apriete consideradas en el análisis experimental.

Nivel	Torque aplicado [N m]
A1	50
A2	40
A3	30
A4	20
A5	10
A6	0

6.3.2 Condiciones de soldadura

Las condiciones de soldadura se generaron mediante galgas de espesores, utilizadas para imponer separaciones conocidas entre los miembros de la unión. Se realizó una secuencia de aumento progresivo de la holgura y una secuencia posterior de disminución, con el propósito de analizar la respuesta acústica durante ambos recorridos experimentales.

Las condiciones correspondientes a cada secuencia se presentan en la Tabla 6.2.

Tabla 6.2 Condiciones de soldadura consideradas en el análisis experimental.

Secuencia	Nivel	Holgura [mm]
Descenso de soldadura	S1	0,06
Descenso de soldadura	S2	0,10
Descenso de soldadura	S3	0,20
Descenso de soldadura	S4	0,40
Descenso de soldadura	S5	0,75
Descenso de soldadura	S6	1,00
Descenso de soldadura	S7	1,65
Ascenso de soldadura	S8	0,75
Ascenso de soldadura	S9	0,50
Ascenso de soldadura	S10	0,25
Ascenso de soldadura	S11	0,05

7 Medición y procesamiento experimental de emisiones acústicas

7.1 Ensayo experimental

Las mediciones experimentales de emisión acústica se realizaron en el banco de ensayos expuesto anteriormente. La excitación dinámica del sistema fue generada por el funcionamiento del motor, lo que permitió someter la unión apernada a una carga cíclica durante los ensayos.

La disposición experimental utilizada se muestra en la Figura 7.1.

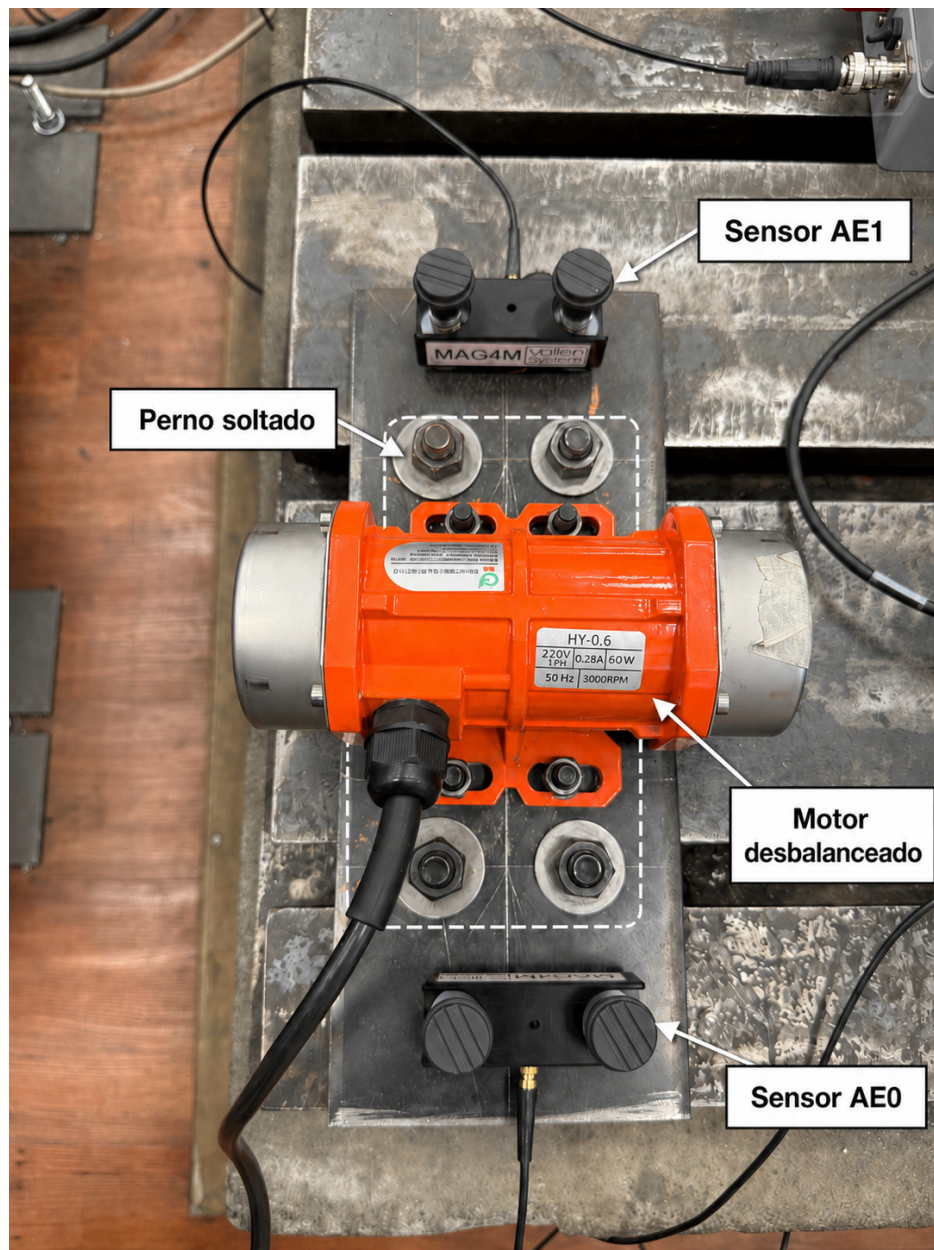


Figura 7.1 Vista superior del banco de ensayos utilizado para las mediciones de emisión acústica.

En esta configuración se instalaron dos sensores de emisión acústica, correspondientes a los canales AE0 y AE1. El sensor AE0 se ubicó en la parte inferior del montaje, cerca de un

perno que se mantuvo apretado durante el ensayo. Por su parte, el sensor AE1 se ubicó en la parte superior, próximo al perno seleccionado para inducir la condición de soldadura. En este caso, el perno sometido a soldadura corresponde al perno exterior ubicado en la esquina superior izquierda del montaje.

Las condiciones de apriete fueron aplicadas mediante una llave dinamométrica, lo que permitió controlar el torque asignado en cada ensayo. La condición nominal de apriete se estableció en 50 N m, valor definido a partir del análisis teórico de precarga y de las limitaciones observadas experimentalmente en el sistema de apoyo. A partir de esta condición, se realizaron mediciones considerando distintos niveles de apriete en el perno exterior estudiado.

Posteriormente, para representar condiciones de soldadura controlada, se utilizó la galga de espesores, con la cual se definieron separaciones conocidas entre los elementos de la unión. De esta forma, fue posible comparar la respuesta de emisión acústica tanto para condiciones de apriete controlado como para condiciones de soldadura.

Durante los ensayos se registró simultáneamente la respuesta de los canales AE0 y AE1. Esta configuración permitió comparar la señal medida en las cercanías del perno sometido a soldadura con la señal registrada en una zona opuesta del montaje, donde el perno se mantuvo apretado. Esta comparación es importante, ya que la pérdida de apriete puede modificar la distribución de cargas en la unión y, en consecuencia, afectar de manera distinta la respuesta acústica medida en cada sensor.

A partir de las señales registradas, se realizó posteriormente el procesamiento necesario para obtener parámetros representativos de la respuesta acústica, con especial atención en el valor RMS, el cual fue utilizado para comparar la evolución de la señal frente a las distintas condiciones de apriete y soldadura.

7.2 Procesamiento de las señales de emisión acústica

Una vez realizadas las mediciones experimentales, los archivos obtenidos en formato TDMS fueron procesados mediante un programa desarrollado en Python. Cada archivo contenía los registros temporales correspondientes a los canales AE0 y AE1, adquiridos simultáneamente en unidades de voltaje.

Las señales fueron registradas con una frecuencia de muestreo de 1 MHz, equivalente a un intervalo temporal de 1 μ s entre muestras. Cada adquisición estuvo compuesta por 5×10^6 muestras por canal, correspondientes aproximadamente a 5 s de medición.

Para el cálculo del valor RMS no se aplicó filtrado digital, selección de una banda de frecuencia, cálculo de envolvente ni eliminación de tendencia. El procesamiento se realizó directamente sobre la totalidad del registro temporal adquirido para cada canal y condición experimental. Por lo tanto, el valor obtenido representa el nivel RMS global de la señal dentro del ancho de banda disponible en el sistema de adquisición.

Para una señal discreta x_i , el valor RMS fue calculado mediante:

$$x_{\text{RMS}} = \sqrt{\frac{1}{N} \sum_{i=1}^N x_i^2}, \quad (13)$$

donde N corresponde al número total de muestras del registro y x_i al valor instantáneo de la señal en cada muestra.

El cálculo se realizó de manera independiente para los canales AE0 y AE1. Posteriormente, los resultados fueron organizados según el tipo de ensayo, el nivel de torque o la holgura aplicada y la secuencia experimental correspondiente. Para la representación comparativa se utilizó como referencia la condición de 50 N m, calculándose además valores corregidos y normalizados respecto de dicha condición. No obstante, los valores utilizados para obtener los promedios y desviaciones estándar corresponden a los valores RMS calculados directamente desde las señales adquiridas.

Finalmente, para cada condición mecánica se calcularon el promedio y la desviación estándar muestral de las repeticiones disponibles. Estos valores fueron utilizados para construir los gráficos comparativos y sus respectivas barras de error.

7.3 Resultados experimentales de emisión acústica

Los valores RMS promedio obtenidos para cada condición de ensayo se resumen en la Tabla 7.1. Cada valor corresponde al promedio de tres ensayos realizados bajo una misma condición mecánica, tanto para el canal AE0 como para el canal AE1. Esta tabla permite presentar de manera ordenada el comportamiento general de la respuesta acústica antes de analizar por separado cada tramo considerado en el estudio.

Tabla 7.1 Valores RMS promedio obtenidos para las distintas condiciones de ensayo.

Condición	Nivel aplicado	RMSPromedio_AE0	RMSPromedio_AE1
Apriete descendente	50 Nm	0,00497	0,00497
Apriete descendente	40 Nm	0,00502	0,00492
Apriete descendente	30 Nm	0,00509	0,00499
Apriete descendente	20 Nm	0,00504	0,00489
Apriete descendente	10 Nm	0,00502	0,00486
Apriete descendente	0 Nm	0,00503	0,00488
Soltura descendente	0,06 mm	0,00498	0,00478
Soltura descendente	0,10 mm	0,00498	0,00479
Soltura descendente	0,20 mm	0,00497	0,00477
Soltura descendente	0,40 mm	0,00497	0,00479
Soltura descendente	0,75 mm	0,00497	0,00482
Soltura descendente	1,00 mm	0,00495	0,00478
Soltura descendente	1,65 mm	0,00496	0,00480
Soltura ascendente	0,75 mm	0,00497	0,00481
Soltura ascendente	0,50 mm	0,00491	0,00472
Soltura ascendente	0,25 mm	0,00494	0,00476
Soltura ascendente	0,05 mm	0,00502	0,00486

Dado que cada condición fue evaluada mediante tres repeticiones, los resultados experimentales deben interpretarse considerando la dispersión asociada a las mediciones. En este trabajo no se realizó una caracterización independiente del piso de ruido ni se definió un um-

bral formal de detección para la señal de emisión acústica. Por esta razón, las variaciones del valor RMS se analizan como tendencias promedio asociadas al cambio de condición mecánica, y no como una clasificación estadística robusta del estado de apriete o soltura de la unión.

En consecuencia, las barras de error incorporadas en los gráficos representan la desviación estándar de las repeticiones realizadas para cada condición. Esta información permite visualizar la variabilidad experimental y evaluar de manera cualitativa si los cambios observados en el valor RMS son mayores que la dispersión propia de las mediciones.

7.3.1 Descenso de apriete

En la Figura 7.2 se presenta la evolución del valor RMS promedio para ambos canales durante el descenso de apriete. Para cada condición se muestra el promedio de las repeticiones realizadas, mientras que las barras de error representan una desviación estándar.

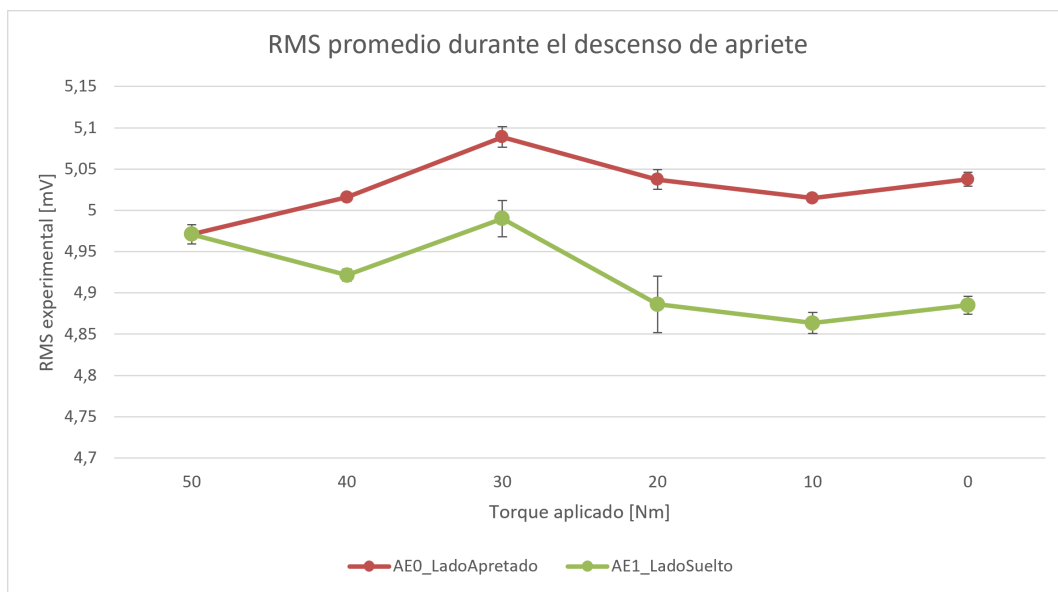


Figura 7.2 Evolución del valor RMS promedio en función del torque aplicado para la condición de descenso de apriete. Las barras de error representan la desviación estándar obtenida a partir de tres ensayos realizados para cada condición.

El canal AE0 presenta una variación relativamente acotada a medida que disminuye el torque aplicado, observándose un incremento promedio respecto de la condición inicial, aunque sin un comportamiento estrictamente monotónico. Por su parte, el canal AE1 muestra una disminución promedio del valor RMS al reducir el apriete, presentando igualmente variaciones locales entre condiciones consecutivas.

Las barras de error indican que existe dispersión entre las repeticiones experimentales. En consecuencia, las diferencias observadas entre condiciones deben interpretarse como tendencias promedio obtenidas bajo las condiciones del ensayo y no como evidencia concluyente de una relación directa entre el torque aplicado y el valor RMS.

7.3.2 Descenso de soltura

En la Figura 7.3 se presenta la evolución del valor RMS promedio durante el descenso de soltura. Para cada nivel de holgura se muestran los valores promedio obtenidos experimentalmente y sus respectivas barras de error.

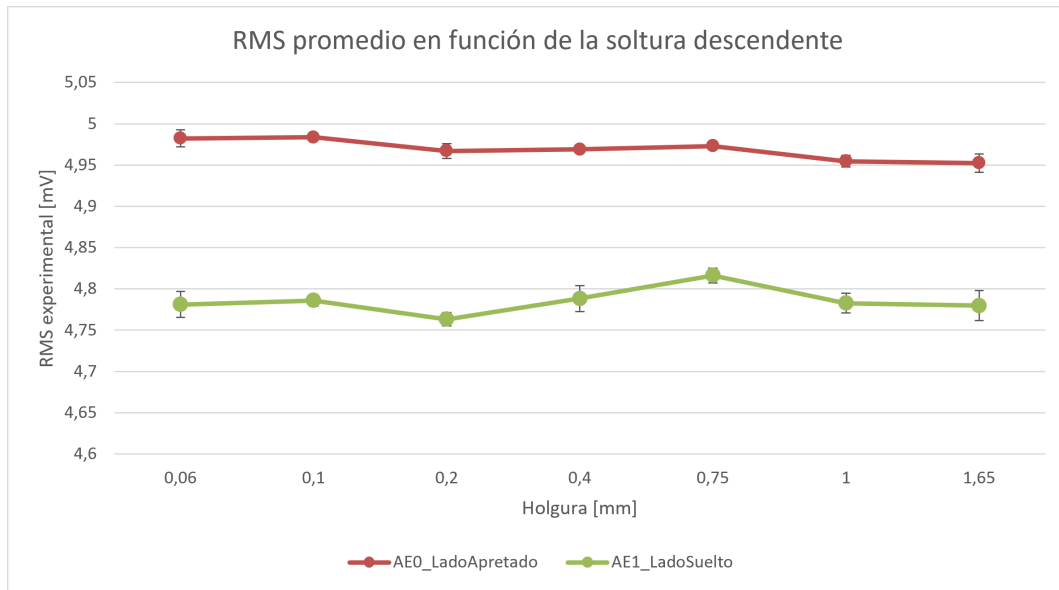


Figura 7.3 Evolución del valor RMS promedio en función de la holgura impuesta durante el descenso de soldura. Las barras de error representan la desviación estándar obtenida a partir de tres ensayos realizados para cada condición.

En ambos canales los valores RMS permanecen relativamente estables durante la secuencia de descenso de soldura, observándose únicamente variaciones locales entre las distintas condiciones de ensayo. La separación entre los valores promedio de AE0 y AE1 se mantiene aproximadamente constante a lo largo del ensayo.

Considerando la dispersión observada entre las repeticiones, los resultados obtenidos no permiten establecer una relación concluyente entre el aumento de la holgura y la variación del valor RMS, por lo que esta condición se interpreta únicamente como una tendencia experimental.

7.3.3 Ascenso de soldura

En la Figura 7.4 se presenta la evolución del valor RMS promedio durante el ascenso de soldura. Las barras de error representan la desviación estándar calculada para cada condición experimental.

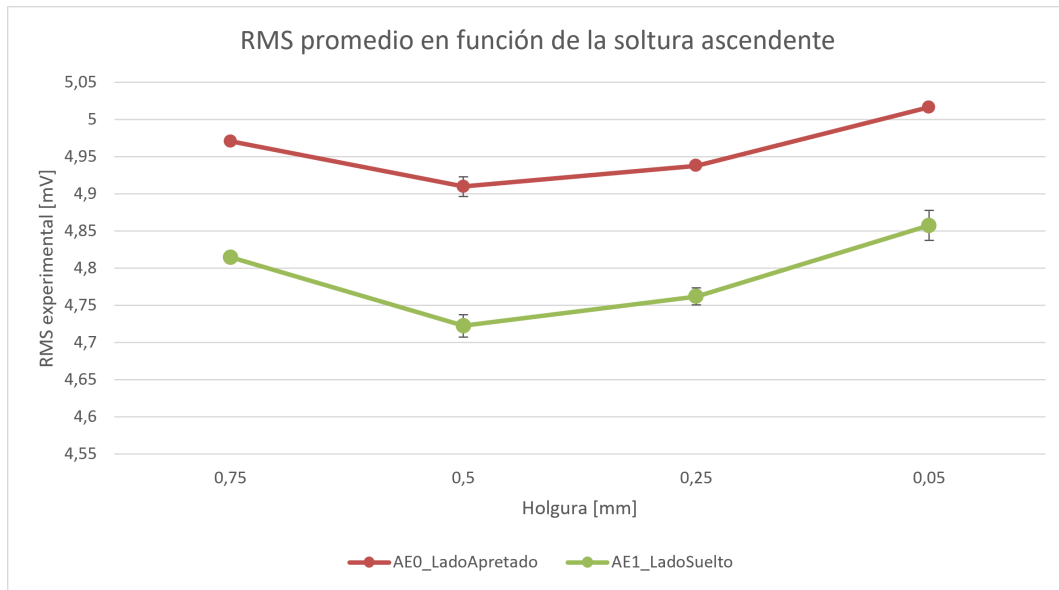


Figura 7.4 Evolución del valor RMS promedio en función de la holgura impuesta durante el ascenso de soldadura. Las barras de error representan la desviación estándar obtenida a partir de tres ensayos realizados para cada condición.

Los canales AE0 y AE1 presentan un comportamiento similar durante esta secuencia, observándose una disminución inicial del valor RMS seguida de un incremento al aproximarse nuevamente a la condición de menor holgura. Sin embargo, la evolución de ambas señales no presenta una tendencia monotónica claramente definida.

La dispersión observada entre las repeticiones indica que las diferencias entre algunas condiciones son comparables con la variabilidad experimental. En consecuencia, los resultados obtenidos para esta secuencia deben interpretarse como tendencias experimentales y no como evidencia concluyente de una relación directa entre la holgura impuesta y la respuesta de emisión acústica.

8 Modelo dinámico equivalente

8.1 Expresión del sistema dinámico

Con el fin de complementar la interpretación de los resultados experimentales obtenidos mediante emisiones acústicas, se consideró un modelo dinámico equivalente del banco de ensayos. Este modelo se utilizó para representar el comportamiento vibratorio global del sistema y analizar el efecto de la variación del estado de apriete sobre su respuesta mecánica.

Para su formulación, se adoptó una representación simplificada del banco de ensayos mediante un cuerpo rígido apoyado sobre elementos equivalentes de rigidez y amortiguamiento.

La representación simplificada del sistema dinámico considerado en este trabajo se muestra en la Figura 8.1. En ella, la pletina superior del banco se idealiza como un cuerpo rígido apoyado sobre elementos equivalentes de rigidez y amortiguamiento, mientras que la excitación externa corresponde a las fuerzas generadas por el motor desbalanceado.

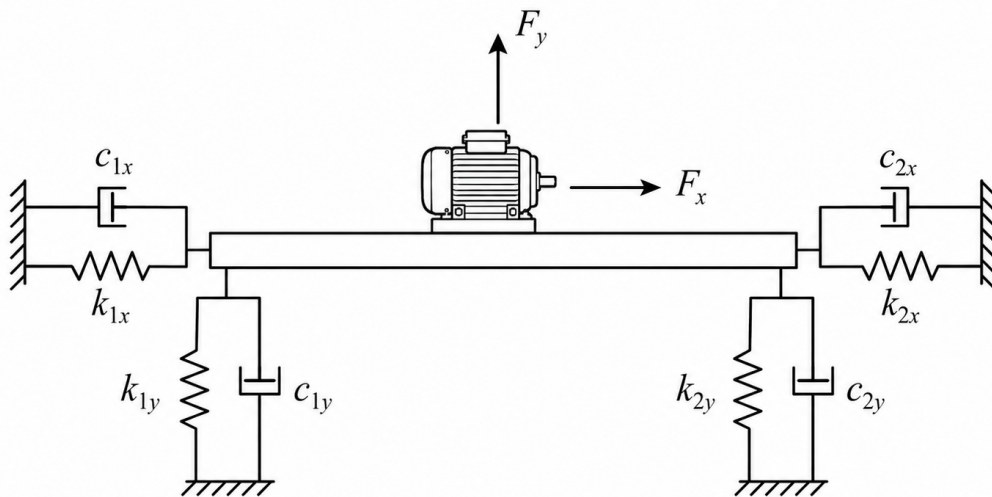


Figura 8.1 Esquema simplificado del modelo dinámico equivalente del banco de ensayos.

En esta idealización, las rigideces k_{1x} y k_{2x} representan la respuesta equivalente del sistema en dirección horizontal, mientras que k_{1y} y k_{2y} corresponden a la respuesta equivalente en dirección vertical. De forma análoga, los términos c_{1x} , c_{2x} , c_{1y} y c_{2y} representan los amortiguamientos equivalentes asociados a cada apoyo. Por su parte, las fuerzas F_x y F_y corresponden a las componentes de la excitación dinámica inducida por el motor desbalanceado.

Para simplificar la formulación del modelo, se asumieron pequeñas rotaciones del cuerpo rígido. Bajo esta hipótesis, el movimiento horizontal asociado a la rotación se considera despreciable, por lo que la formulación se simplifica manteniendo únicamente los términos

principales de traslación horizontal, traslación vertical y rotación del sistema. De esta forma, el modelo queda representado mediante tres coordenadas generalizadas: el desplazamiento horizontal x , el desplazamiento vertical y y la rotación θ .

8.2 Ecuaciones del movimiento

Bajo las hipótesis anteriores, las ecuaciones del movimiento del sistema quedan expresadas como:

$$m\ddot{x} = F_x - k_{1x}x - k_{2x}x - c_{1x}\dot{x} - c_{2x}\dot{x} \quad (14)$$

$$m\ddot{y} = F_y - k_{1y}(y - L\theta) - k_{2y}(y + L\theta) - c_{1y}(\dot{y} - L\dot{\theta}) - c_{2y}(\dot{y} + L\dot{\theta}) \quad (15)$$

$$I\ddot{\theta} = -k_{1z}\theta - k_{2z}\theta - c_{1z}\dot{\theta} - c_{2z}\dot{\theta} + k_{1y}(y - L\theta)L - k_{2y}(y + L\theta)L + c_{1y}(\dot{y} - L\dot{\theta})L - c_{2y}(\dot{y} + L\dot{\theta})L \quad (16)$$

donde m corresponde a la masa equivalente del sistema, I al momento de inercia rotacional del cuerpo rígido y $2L$ a la distancia entre apoyos equivalentes.

Con el fin de describir la respuesta local en los puntos de apoyo, se definieron además los desplazamientos relativos:

$$q_1 = y - L\theta \quad (17)$$

$$q_2 = y + L\theta \quad (18)$$

Estas expresiones permiten relacionar el movimiento global del cuerpo rígido con la respuesta local en cada extremo del sistema. En particular, el desplazamiento q_2 resulta de interés en este trabajo, ya que posteriormente será comparado con la holgura impuesta experimentalmente en la unión apernada.

8.3 Modelación de la soldadura

Para representar la condición de soldadura, se consideró una rigidez vertical no lineal dependiente de la holgura δ . En este caso, cuando el desplazamiento relativo en el apoyo correspondiente no supera la holgura impuesta, se considera que no existe contacto efectivo en la unión. En cambio, cuando dicho desplazamiento supera la holgura, la rigidez vuelve a actuar y aparece la fuerza transmitida por el apoyo.

De esta forma, la rigidez vertical equivalente en la posición del perno con soldadura se expresa como:

$$k'_{2y} = \begin{cases} 0, & \text{si } |y + L\theta| < \delta \\ k_{2y}, & \text{si } |y + L\theta| \geq \delta \end{cases} \quad (19)$$

y la fuerza asociada a la soldadura queda dada por:

$$F_{\text{loose}} = \begin{cases} 0, & \text{si } |y + L\theta| < \delta \\ k_{2y}(y + L\theta - \delta) + c_{2y}(\dot{y} + L\dot{\theta}), & \text{si } y + L\theta \geq \delta \\ k_{2y}(y + L\theta + \delta) + c_{2y}(\dot{y} + L\dot{\theta}), & \text{si } y + L\theta \leq -\delta \end{cases} \quad (20)$$

A partir de lo anterior, las ecuaciones del movimiento pueden reescribirse considerando el efecto de soltura únicamente en el apoyo correspondiente al perno intervenido.

8.4 Fuerza de excitación del motor desbalanceado

La excitación del sistema proviene del motor desbalanceado montado sobre la pletina superior del banco de ensayos. Bajo esta condición, la fuerza externa se modela mediante dos componentes armónicas, una en dirección horizontal y otra en dirección vertical, dadas por:

$$F_x = F_0 \cos(\omega t) \quad (21)$$

$$F_y = F_0 \sin(\omega t) \quad (22)$$

donde F_0 corresponde a la amplitud de la fuerza de excitación y ω a la velocidad angular del motor. Para el caso de un motor desbalanceado, la amplitud de la fuerza puede expresarse como:

$$F_0 = n m_u r \omega^2 \quad (23)$$

donde n es el número de masas desbalanceadas consideradas, m_u la masa de desbalance, r el radio de giro asociado y ω la velocidad angular del sistema.

8.5 Resolución numérica del sistema

Una vez definidas las ecuaciones del movimiento y la fuerza de excitación asociada al motor desbalanceado, el sistema dinámico fue resuelto numéricamente en MATLAB. Para ello, se utilizó una integración temporal de las ecuaciones diferenciales del modelo, permitiendo obtener la respuesta del sistema en función del tiempo para las distintas condiciones analizadas.

Los principales parámetros utilizados en la simulación se resumen en la Tabla 8.1. En este caso, la masa equivalente, el momento de inercia y la geometría del sistema fueron definidos a partir de las características del banco de ensayos. Por otra parte, las propiedades del motor desbalanceado consideradas en este trabajo fueron obtenidas a partir del informe técnico proporcionado por el profesor guía [13]. En dicho documento se especifica que el motor utilizado corresponde al modelo HY-0.6, con una velocidad de rotación de 2940 rpm aproximadamente, una potencia de 60 W, un total de 12 masas desbalanceadas y una masa de 16 g por cada una de ellas. En cuanto a la rigidez equivalente del sistema, esta no fue fijada previamente como un valor único, sino que fue evaluada mediante un barrido paramétrico implementado en MATLAB utilizando un ciclo `for`. De esta forma, se analizó un conjunto de valores de rigidez, los cuales posteriormente fueron contrastados con la respuesta experimental del banco de ensayos, con el fin de identificar el valor que mejor representara el comportamiento dinámico del sistema.

Tabla 8.1 Parámetros principales utilizados en la resolución numérica del modelo dinámico equivalente.

Parámetro	Símbolo	Valor
Semidistancia entre apoyos	L	0,075 m
Masa equivalente	m	3,71 kg
Momento de inercia	I	0,00434 kg m ²
Factor de amortiguamiento equivalente	ξ	0,1
Número de masas desbalanceadas	n	12
Masa de desbalance	m_u	0,016 kg
Radio de excitación	r	0,0205 m
Velocidad de giro	N	2940 rpm
Velocidad angular	ω	307,88 rad/s
Amplitud de fuerza excitatriz	F_0	372,93 N
Fase inicial	ϕ	0
Tiempo de simulación	t_{end}	10 s

La resolución numérica se realizó mediante el solver `ode45`. A partir de la respuesta temporal obtenida, se evaluó posteriormente un rango de valores de rigidez equivalente mediante un barrido paramétrico, con el objetivo de comparar la respuesta simulada con la respuesta vibratoria experimental y así identificar el valor de rigidez más representativo del comportamiento del sistema.

8.6 Ensayo de vibración

Con el fin de contar con una referencia experimental para la identificación de la rigidez equivalente del sistema, se realizó un ensayo de vibración en el banco de ensayos construido para este trabajo. En este caso, la excitación dinámica fue generada por el motor desbalanceado fijado sobre la placa superior del montaje, mientras que la respuesta del sistema fue medida mediante un acelerómetro instalado en la zona izquierda del banco de ensayos.

La Figura 8.2 muestra la disposición experimental utilizada. En ella se observa el acelerómetro, encargado de registrar la aceleración de la estructura en el tiempo, y el motor desbalanceado, que actúa como fuente de excitación periódica del sistema. Esta configuración permitió medir la respuesta vibratoria del banco bajo distintas condiciones de apriete de la unión apernada.

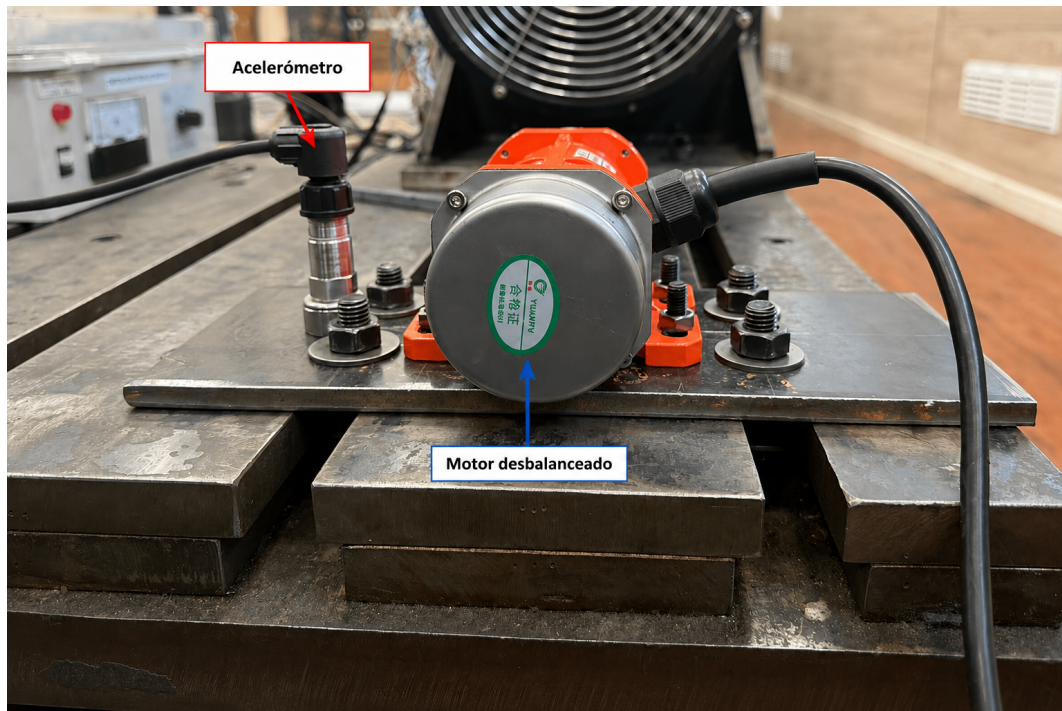


Figura 8.2 Banco de ensayos utilizado para la medición de vibraciones, indicando la ubicación del acelerómetro y del motor desbalanceado.

Durante el experimento, el motor se hizo operar a velocidad aproximadamente constante, generando una excitación armónica sobre la placa superior. Para cada condición de apriete analizada, se registró la señal de aceleración entregada por el sensor y posteriormente se seleccionó una ventana temporal en régimen estacionario, con el objetivo de evitar las zonas de vibración iniciales. A partir de esta señal se calculó el valor RMS experimental, el cual fue utilizado más adelante como parámetro de comparación frente a la respuesta obtenida mediante el modelo dinámico equivalente.

De esta forma, el ensayo de vibración permitió establecer el vínculo entre la respuesta real del banco y la simulación numérica, constituyendo la base experimental para la posterior identificación de la rigidez equivalente del sistema.

8.7 Identificación de la rigidez equivalente

Con el objetivo de obtener una rigidez equivalente representativa del banco de ensayos, se comparó la respuesta vibratoria experimental con la respuesta entregada por el modelo dinámico equivalente. Para ello, se implementó en MATLAB un barrido paramétrico de rigidez mediante un ciclo `for`, resolviendo numéricamente el sistema para distintos valores de k_{eq} .

Para cada valor de rigidez evaluado, se obtuvo la respuesta temporal del sistema y, a partir de ella, se calculó el valor RMS correspondiente. Posteriormente, estos valores fueron comparados con el RMS obtenido experimentalmente a partir del ensayo de vibración, con el fin de identificar el valor de rigidez que presentara el mejor ajuste entre simulación y experimento.

De esta forma, la rigidez equivalente seleccionada no corresponde a un valor supuesto, sino al resultado de un proceso de ajuste entre el modelo dinámico y la respuesta real medida en

el banco de ensayos.

La tendencia obtenida en régimen nominal se presenta en la Figura 8.3. En ella se observa que, al aumentar la rigidez equivalente, el valor RMS de la respuesta simulada disminuye progresivamente. La intersección entre la curva RMS simulada y el valor RMS experimental permitió identificar el valor de rigidez que mejor representa el comportamiento dinámico del sistema en la condición nominal, obteniéndose $k_{eq} = 5,35 \times 10^7$ N/m.

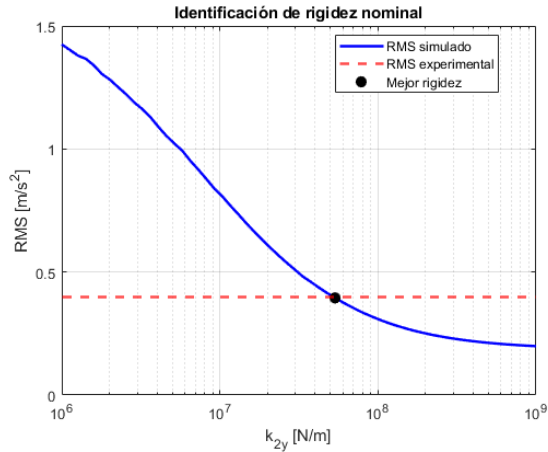


Figura 8.3 Comparación entre el valor RMS simulado y el valor RMS experimental para la identificación de la rigidez equivalente en la condición nominal.

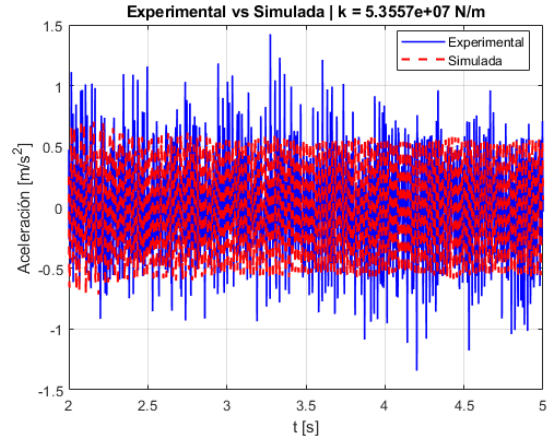


Figura 8.4 Comparación entre la señal experimental y la señal simulada para la rigidez equivalente identificada en la condición nominal.

Una vez identificado este valor, se comparó la señal experimental con la señal simulada asociada a dicha rigidez, con el objetivo de verificar la coherencia general entre ambas respuestas. Como se muestra en la Figura 8.4, la señal simulada reproduce de forma razonable la amplitud global de la respuesta experimental, aunque persisten diferencias puntuales atribuibles al ruido experimental, a simplificaciones propias del modelo equivalente y a perturbaciones no consideradas explícitamente en la simulación.

En conjunto, estos resultados permiten establecer una rigidez equivalente nominal representativa del banco de ensayos, la cual será utilizada posteriormente como base para el análisis de la holgura y para la comparación con el modelo de emisión acústica.

8.7.1 Comparación de la rigidez equivalente para distintas condiciones de apriete

Una vez identificada la rigidez equivalente para cada condición de ensayo, se procedió a comparar los valores obtenidos para los distintos niveles de apriete considerados en el análisis. En particular, se trabajó con las condiciones de 50 Nm, 25 Nm y 0 Nm, utilizando en cada caso la misma metodología de identificación basada en la comparación entre el valor RMS experimental y el valor RMS simulado por el modelo dinámico equivalente.

Los valores de rigidez equivalente identificados para cada condición se resumen en la Tabla 8.2. Estos resultados permiten observar cómo varía la rigidez equivalente del sistema al modificar el estado de apriete de la unión apernada.

Tabla 8.2 Rigidez equivalente identificada para las distintas condiciones de apriete.

Apriete [Nm]	Rigidez equivalente [N/m]
50	$5,35 \times 10^7$
25	$4,76 \times 10^7$
0	$3,76 \times 10^7$

La variación de la rigidez equivalente en función de la condición de apriete se presenta en la Figura 8.5. A partir de estos resultados, se observa que la rigidez equivalente cambia al modificar el torque aplicado sobre la unión. Sin embargo, la tendencia obtenida no resulta estrictamente lineal, lo que indica que la respuesta del sistema no depende únicamente del valor nominal de apriete, sino también de otros factores experimentales asociados al montaje. No obstante, a partir de los datos obtenidos se realizó una interpolación para estimar la rigidez en niveles intermedios de apriete.

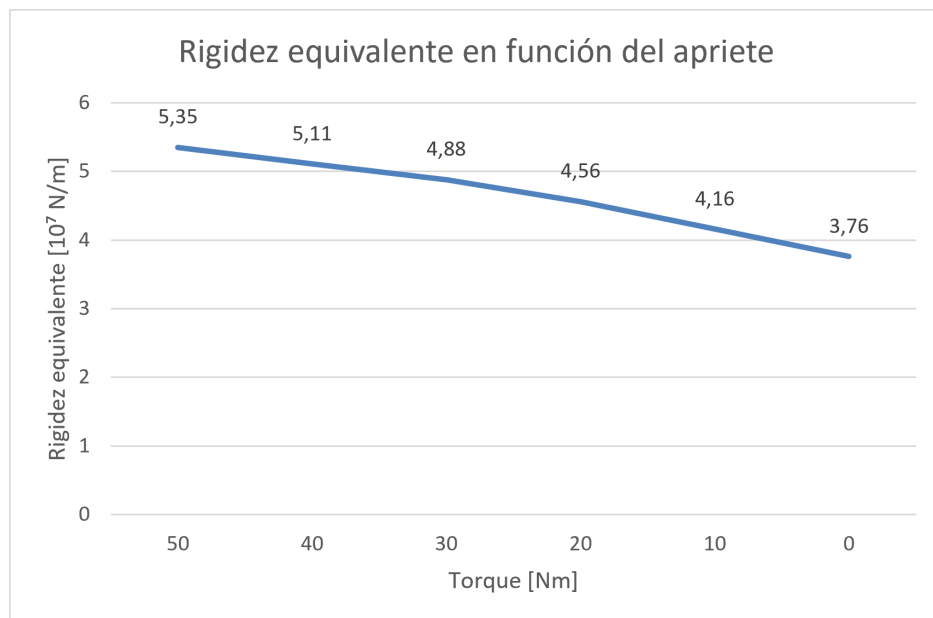


Figura 8.5 Variación de la rigidez equivalente identificada en función de la condición de apriete.

A pesar de esta pequeña dispersión, los resultados muestran que es posible representar el comportamiento global del banco de ensayos mediante una rigidez equivalente identificada a partir de la respuesta vibratoria. Esta comparación constituye una base importante para el análisis posterior de la holgura, ya que permite relacionar el estado de apriete de la unión con la respuesta dinámica global del sistema.

9 Modelo de emisión acústica y comparación de tendencias

9.1 Modelo de emisión acústica considerado

Con el objetivo de complementar la interpretación de los resultados experimentales obtenidos mediante emisiones acústicas, se implementó un modelo basado en el contacto elástico de asperezas y en la generación de emisión acústica asociada a fricción deslizando, siguiendo el enfoque desarrollado por Fan et al. [14]. Este modelo permite relacionar la respuesta acústica con variables mecánicas relevantes del sistema, tales como la precarga del perno, la fuerza dinámica transmitida por la unión y las velocidades relativas asociadas al movimiento del banco de ensayos.

La emisión acústica total de la unión se consideró como la suma de dos contribuciones principales: la emisión generada por fricción entre las roscas del perno y la tuerca, y la emisión generada por el contacto entre los miembros unidos. De esta forma, el valor RMS teórico de la unión se expresa como:

$$V_{RMS}^{joint} = V_{RMS}^{threads} + V_{RMS}^{members} \quad (24)$$

donde $V_{RMS}^{threads}$ corresponde a la contribución asociada al contacto entre roscas, mientras que $V_{RMS}^{members}$ representa la contribución asociada al contacto entre las superficies de los miembros unidos.

La función de contacto de asperezas utilizada en el modelo se define como:

$$f_n(h) = \int_h^\infty \frac{1}{\sqrt{2\pi}} (s - h)^n e^{-s^2/2} ds \quad (25)$$

donde h corresponde a la separación adimensional entre superficies y n representa el orden de la función considerada.

Para la contribución generada por fricción entre roscas, el valor RMS se calculó mediante:

$$V_{RMS}^{threads} = \left(\frac{8}{5} K_{AE} \frac{n\sigma_s^{1/2} f_1(h)}{N_t \pi (D_e^2 - D_i^2) D_{sum} (R')^{1/2} G f_{1/2}(h)} \frac{[F+P]}{\cos \lambda + \mu \sin \lambda} \frac{v_v}{\tan \lambda} \right)^{1/2} \quad (26)$$

La contribución asociada al contacto entre los miembros unidos se calculó mediante:

$$V_{RMS}^{members} = \left[\frac{8}{5} K_{AE} \frac{n\sigma_s^{1/2} f_1(h)}{\pi (D_h + 2t \tan \alpha) D_{sum} (R')^{1/2} G f_{1/2}(h)} (rW_h + F + P) v_h \right]^{1/2} \quad (27)$$

9.2 Precarga y rigidez utilizadas en el modelo

La precarga del perno fue estimada a partir de la relación aproximada entre torque y fuerza axial:

$$P = \frac{T}{K_T d} \quad (28)$$

donde P corresponde a la precarga del perno, T al torque de apriete aplicado, K_T al factor de torque y d al diámetro nominal del perno. En este trabajo se consideró $K_T = 0,20$ y $d = 12$ mm. Por lo tanto, para la condición nominal de 50 Nm se obtiene:

$$P_{50} = \frac{50}{0,20 \cdot 0,012} = 20833 \text{ N} \quad (29)$$

Es importante distinguir esta precarga de la precarga teórica de referencia calculada previamente mediante el criterio $F_i = 0,5S_p A_t$. Mientras que $F_i \approx 25,3$ kN corresponde a una referencia de diseño basada en la resistencia de prueba del perno, el valor $P_{50} = 20,83$ kN corresponde a la precarga estimada para el torque efectivamente utilizado en los ensayos, considerando $T = 50$ N m y $K_T = 0,20$. Por esta razón, ambos valores no representan la misma condición: el primero se utiliza para justificar que el apriete aplicado se encuentra dentro de un rango seguro, mientras que el segundo se emplea como entrada para el modelo de emisión acústica.

Tabla 9.1 Precarga y rigidez equivalente utilizadas en el modelo de emisión acústica.

Apriete [Nm]	Precarga [kN]	Rigidez equivalente [N/m]
50	20,83	$5,35 \times 10^7$
40	16,67	$5,11 \times 10^7$
30	12,50	$4,88 \times 10^7$
20	8,33	$4,56 \times 10^7$
10	4,17	$4,16 \times 10^7$
0	0,00	$3,76 \times 10^7$

De esta manera, el modelo de emisión acústica incorpora simultáneamente el efecto de la reducción de precarga y la variación de rigidez equivalente del sistema. Esto permite relacionar el cambio en el torque de apriete con las variables mecánicas que intervienen en la generación de emisión acústica.

9.3 Parámetros del modelo de emisión acústica

Los parámetros geométricos y superficiales utilizados en el modelo se resumen en la Tabla 9.2. Estos valores fueron definidos a partir del modelo de referencia y de la geometría del perno M12 utilizado en el banco de ensayos.

Tabla 9.2 Parámetros utilizados en el modelo de emisión acústica.

Categoría	Parámetro	Valor
Material/superficie	Radio de asperidad R'	$6,6 \times 10^{-2}$ mm
	Desviación estándar de altura σ_s	$2,4 \times 10^{-4}$ mm
	Densidad de asperidades D_{sum}	$3,9 \times 10^3$ summits/mm ²
	Módulo equivalente E'	$1,14 \times 10^5$ N/mm ²
	Coefficiente de fricción μ	0,15
Medición	Conductancia eléctrica G	$1/1000 \Omega^{-1}$
	Fracción de energía K_{AE}	$3,96 \times 10^{-3}$
Geometría del perno	Diámetro exterior D_e	12 mm
	Paso p	1,75 mm
	Ángulo de hélice λ	$2,94^\circ$
	Ángulo de cono α	30°
	Diámetro de cabeza D_h	20 mm
	Diámetro interior D_i	9,85 mm
Miembros unidos	Razón r	1/6
	Espesor t	10 mm

El ángulo de hélice de la rosca fue calculado a partir del paso de la rosca y del diámetro medio aproximado del perno. Para una rosca métrica M12×1,75, el diámetro medio se estimó mediante:

$$d_m = d - 0,64952p \quad (30)$$

Reemplazando $d = 12$ mm y $p = 1,75$ mm:

$$d_m = 12 - 0,64952(1,75) = 10,86 \text{ mm} \quad (31)$$

Luego, el ángulo de hélice se obtiene como:

$$\lambda = \arctan\left(\frac{p}{\pi d_m}\right) \quad (32)$$

Finalmente:

$$\lambda = \arctan\left(\frac{1,75}{\pi(10,86)}\right) = 2,94^\circ \quad (33)$$

El parámetro K_{AE} corresponde a un factor de escala asociado a la fracción de energía mecánica que, de acuerdo con el modelo, se transforma en una señal de emisión acústica medible. Debido a que esta conversión depende de diversos fenómenos asociados al contacto entre superficies, tales como la rugosidad, la eficiencia de transmisión de la señal, el

acoplamiento de los sensores y otras pérdidas propias del sistema, este parámetro no puede determinarse directamente a partir de las propiedades geométricas o mecánicas de la unión.

Por esta razón, K_{AE} fue ajustado para obtener una respuesta teórica del mismo orden de magnitud que los valores RMS experimentales, permitiendo comparar la tendencia predicha por el modelo con la tendencia observada durante los ensayos. Este ajuste no implica una calibración exacta ni una predicción punto a punto de la señal experimental, sino una normalización de escala que facilita la comparación entre ambas respuestas, siguiendo el enfoque de modelación basado en contacto elástico de asperezas propuesto por Fan et al.[14].

Adicionalmente, G representa la conductancia eléctrica utilizada en la formulación del modelo; $f_1(h)$ y $f_{1/2}(h)$ corresponden a funciones de contacto de asperezas dependientes de la separación adimensional h ; F corresponde a la componente dinámica de fuerza obtenida desde el modelo dinámico; P es la precarga del perno; v_v y v_h corresponden a velocidades relativas RMS asociadas al contacto entre roscas y entre miembros unidos, respectivamente; y W_h representa la carga asociada al contacto entre miembros.

9.4 Evaluación numérica del modelo para condición de apriete

Una vez definidos los parámetros del modelo de emisión acústica, se evaluó la respuesta teórica para las distintas condiciones de apriete consideradas experimentalmente. Para cada nivel de torque se calculó la precarga correspondiente mediante la relación torque-precarga y se utilizó la rigidez equivalente asociada a dicha condición.

Las variables dinámicas requeridas por el modelo, correspondientes a la fuerza RMS y a las velocidades RMS locales, fueron obtenidas a partir del modelo dinámico equivalente desarrollado en la sección anterior. De esta forma, para cada condición de apriete se utilizaron como entradas del modelo las magnitudes F , P , v_v y v_h .

El procedimiento de cálculo se realizó en MATLAB. En primer lugar, se resolvió numéricamente el modelo dinámico para cada nivel de apriete. Luego, a partir de la respuesta temporal obtenida, se calcularon los valores RMS de fuerza y velocidad en cada zona de interés. Finalmente, estos valores fueron ingresados en las ecuaciones del modelo de emisión acústica para obtener el valor V_{RMS}^{joint} correspondiente a cada condición.

El análisis presentado en esta sección se limita a la condición de apriete, ya que en este caso el contacto entre los miembros de la unión permanece definido mediante la precarga del perno y la rigidez equivalente del sistema. Esto permite evaluar una tendencia consistente entre el torque aplicado y la respuesta acústica estimada.

9.5 Resultados del modelo de emisión acústica para condición de apriete

En la Figura 9.1 se presenta la respuesta RMS teórica obtenida mediante el modelo de emisión acústica para la condición de apriete. Los resultados se expresan en mV con el objetivo de mantener la misma escala utilizada en la representación experimental.

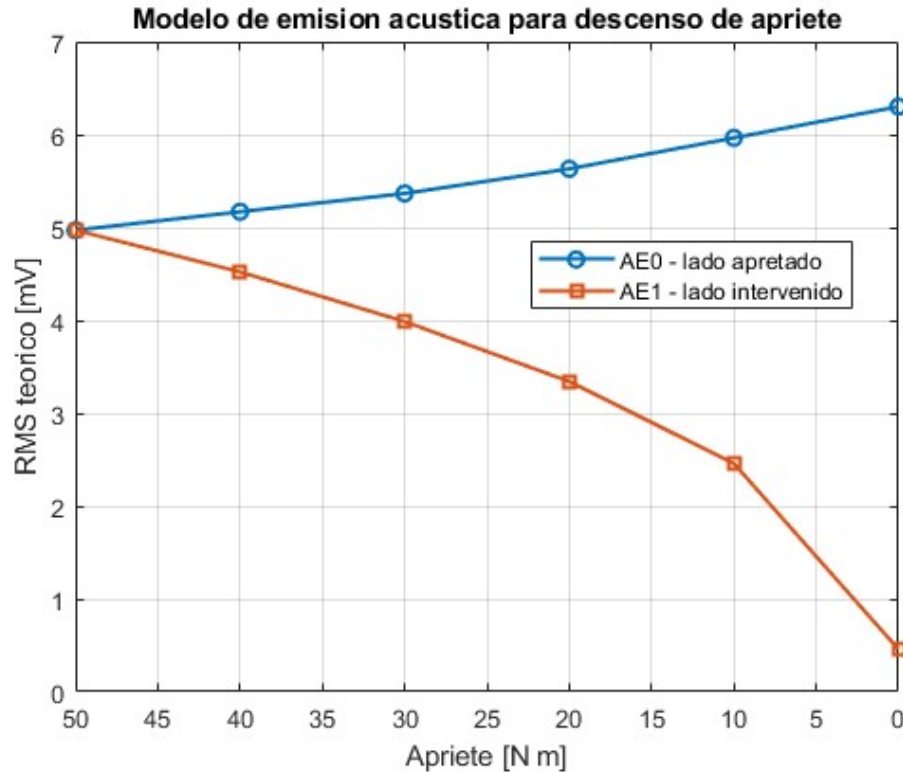


Figura 9.1 Respuesta RMS teórica en mV obtenida mediante el modelo de emisión acústica para la condición de apriete.

A partir de la tendencia obtenida, se observa que el lado correspondiente al perno con reducción progresiva de apriete presenta una disminución del valor RMS a medida que disminuye el torque aplicado. Esta disminución se relaciona con la reducción de la precarga del perno, la cual modifica la condición de contacto entre las superficies de la unión.

Por otra parte, el lado que mantiene la condición de apriete nominal presenta una variación creciente de menor magnitud. Este comportamiento permite representar de forma aproximada la tendencia observada experimentalmente, donde el canal asociado al lado opuesto al perno intervenido presentó una variación moderada, mientras que el canal ubicado próximo al perno con reducción de apriete mostró una disminución más marcada del RMS.

En términos generales, el modelo permite representar la tendencia global observada durante la reducción de apriete, entregando una herramienta de apoyo para interpretar el efecto del torque aplicado sobre la respuesta acústica medida en el banco de ensayos.

9.6 Comparación entre respuesta teórica y experimental

La comparación entre la respuesta teórica presentada en la Figura 9.1 y la respuesta experimental del descenso de apriete mostrada en la Figura 7.2 permite evaluar si el modelo de emisión acústica representa de manera aproximada la tendencia general observada en el banco de ensayos.

En el canal asociado al lado que mantiene la condición nominal de apriete, la respuesta experimental presenta variaciones moderadas y no monotónicas. Las diferencias observadas en AE0 son pequeñas y deben interpretarse considerando la dispersión entre las repeticiones, por lo que no es posible establecer una tendencia creciente concluyente. En contraste, el

modelo teórico presenta un incremento progresivo en este lado, manteniéndose dentro del mismo orden de magnitud de la señal experimental.

Por otra parte, el canal asociado al perno con reducción progresiva de apriete presenta una tendencia decreciente tanto en la respuesta experimental como en el modelo teórico. En la medición experimental, el canal AE1 disminuye de forma gradual durante el descenso de apriete, mientras que en el modelo la disminución resulta más marcada. Esta diferencia se atribuye a las simplificaciones del modelo, el cual representa la generación de emisión acústica a partir de variables equivalentes de precarga, fuerza dinámica y velocidad relativa, sin incorporar todos los efectos locales del montaje real.

A pesar de estas diferencias, la comparación muestra que el modelo logra representar de forma aproximada el comportamiento global observado experimentalmente. En particular, la respuesta del lado apretado no presenta una tendencia experimental claramente definida, mientras que el lado asociado al perno intervenido muestra una disminución promedio del valor RMS. Además, el valor utilizado para K_{AE} permitió obtener resultados teóricos dentro del mismo orden de magnitud que los valores experimentales, facilitando la comparación directa entre ambas respuestas en términos de tendencia.

En consecuencia, el modelo de emisión acústica no debe interpretarse como una predicción exacta punto a punto del valor RMS, sino como una herramienta de apoyo para explicar la relación entre la reducción de apriete, la variación de la precarga y la respuesta acústica medida en el banco de ensayos.

9.7 Limitación del modelo para la condición de soltura

A diferencia de la condición de apriete, la simulación de emisión acústica para la condición de soltura no fue incorporada como resultado cuantitativo del presente trabajo. Esta decisión se debe principalmente a una limitación experimental del banco de ensayos y de la forma en que se impuso la holgura durante las mediciones.

En los ensayos de soltura, la separación fue impuesta mediante galgas de espesores ubicadas en la unión apernada. Sin embargo, las holguras consideradas fueron mayores que la amplitud de desplazamiento relativo alcanzada por el banco bajo la excitación del motor desbalanceado. En consecuencia, el sistema no logró cerrar la separación mínima impuesta durante el movimiento vibratorio, por lo que no se generó una condición de contacto efectiva entre las superficies separadas.

Esta condición es importante, ya que el modelo de emisión acústica utilizado se basa en fenómenos asociados al contacto entre superficies, tales como fricción, variación de carga y velocidad relativa. Si la holgura impuesta no llega a cerrarse durante la vibración del banco, dichos mecanismos no se desarrollan de manera representativa. Por lo tanto, aplicar el modelo de emisión acústica a esta condición habría llevado a una interpretación forzada de un fenómeno que el montaje experimental no logró reproducir adecuadamente.

Por esta razón, la aplicación del modelo de emisión acústica se limitó a la condición de descenso de apriete, donde la unión mantiene una condición de contacto definida mediante la precarga del perno y la rigidez equivalente del sistema. Para la condición de soltura, los resultados se analizaron únicamente desde el punto de vista experimental, reconociendo que la holgura impuesta no fue compatible con la amplitud real de respuesta del banco de ensayos.

En consecuencia, la condición de soltura no permite validar ni descartar la hipótesis con

el mismo nivel de respaldo obtenido para el descenso de apriete. Para trabajos futuros, se recomienda definir holguras menores y acordes con la amplitud de vibración real del banco, o bien modificar la excitación del sistema para alcanzar desplazamientos relativos suficientes que permitan cerrar la separación impuesta y generar una condición de contacto representativa.

10 Conclusiones

La hipótesis planteada en este trabajo se cumple de forma parcial. Para la condición de descenso de apriete, las mediciones realizadas permitieron observar variaciones promedio en la señal de emisión acústica al disminuir progresivamente el torque aplicado en uno de los pernos de la unión. Esto sugiere que la emisión acústica presenta potencial como técnica de monitoreo no invasivo para identificar cambios asociados a la pérdida de apriete, bajo las condiciones experimentales evaluadas.

Los resultados experimentales mostraron que el valor RMS de la señal acústica presentó variaciones asociadas al cambio en el estado mecánico de la unión. En particular, al reducir el torque de apriete, la respuesta obtenida en el canal ubicado próximo al perno intervenido permitió observar una tendencia promedio relacionada con la pérdida progresiva de precarga.

Respecto a la condición de soldadura, se logró realizar la medición experimental y el procesamiento de las señales de emisión acústica para las holguras impuestas mediante galgas. Sin embargo, el análisis de estos resultados no permitió establecer una relación concluyente entre la holgura impuesta y el valor RMS de la señal. Esto se debe a que las holguras aplicadas fueron mayores que la amplitud de respuesta alcanzada por la excitación del banco de ensayos, por lo que el sistema no logró cerrar la separación mínima ni generar una condición de contacto representativa. En consecuencia, la medición y el análisis de soldadura se consideraban cumplidos desde el punto de vista experimental, pero con alcance exploratorio y sin validación cuantitativa del modelo.

El modelo dinámico equivalente permitió relacionar la disminución del torque con una reducción de la rigidez equivalente del sistema. De esta manera, fue posible complementar la interpretación experimental mediante una representación mecánica simplificada del banco de ensayos. Asimismo, el modelo de emisión acústica basado en contacto de asperezas permitió representar de forma aproximada la tendencia general observada durante el descenso de apriete, obteniendo resultados en una escala de magnitud comparable con la señal medida, luego del ajuste del factor de escala asociado al modelo.

A partir de lo anterior, los objetivos asociados a la implementación del banco de ensayos, adquisición de señales y análisis RMS fueron cumplidos para las condiciones de apriete y soldadura definidas experimentalmente. No obstante, la validación del comportamiento asociado a soldadura queda limitada por las condiciones de excitación y holgura utilizadas. Por esta razón, el aporte principal del trabajo se concentra en la evaluación experimental y numérica de la pérdida progresiva de apriete, mientras que la soldadura se presenta como una condición que requiere ajustes experimentales adicionales para su validación.

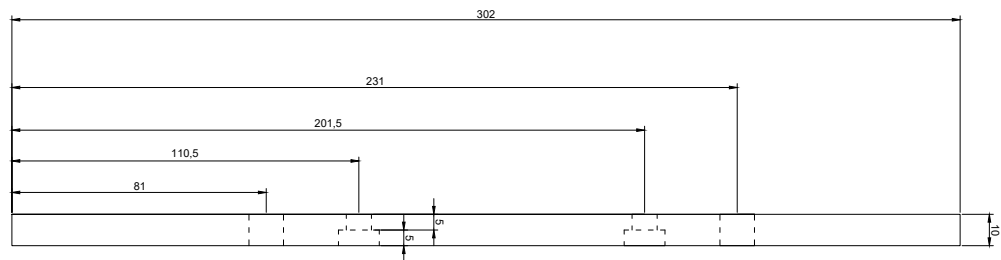
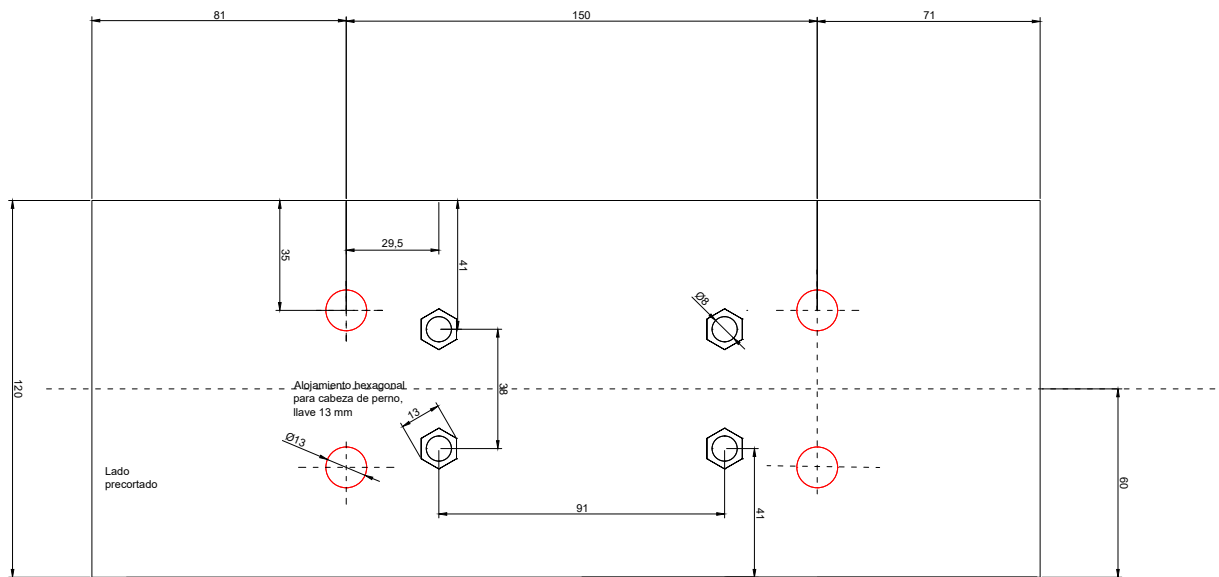
Como trabajo futuro, se recomienda aumentar la cantidad de ensayos, caracterizar de mejor manera la dispersión experimental, mejorar la definición de la condición de soldadura, utilizar holguras acordes con la amplitud de vibración real del banco e incorporar modelos de contacto más completos que permitan representar con mayor precisión la transición entre apriete, pérdida de precarga y soldadura efectiva.

Referencias

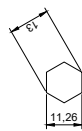
- [1] R. G. Budynas and J. K. Nisbett, *Shigley's Mechanical Engineering Design*. McGraw-Hill Education, 10 ed., 2015.
- [2] J. Huang, J. Liu, Y. Zhang, *et al.*, “A comprehensive review of loosening detection methods for threaded fasteners,” *Mechanical Systems and Signal Processing*, vol. 172, p. 108994, 2022.
- [3] F. Huda *et al.*, “Bolt loosening analysis and diagnosis by non-contact laser excitation vibration tests,” *Mechanical Systems and Signal Processing*, vol. 40, no. 2, pp. 589–604, 2013.
- [4] N. G. Pai and D. P. Hess, “Experimental study of loosening of threaded fasteners due to dynamic shear loads,” *Journal of Sound and Vibration*, vol. 253, no. 3, pp. 585–602, 2002.
- [5] B. Tan *et al.*, “Bolt looseness monitoring using dynamic mode decomposition based on piezoelectric active sensing,” *Measurement*, vol. 235, p. 115084, 2024.
- [6] X. Wang, Q. Yue, and X. Liu, “Bolted lap joint loosening monitoring and damage identification based on acoustic emission and machine learning,” *Mechanical Systems and Signal Processing*, vol. 220, p. 111690, 2024.
- [7] W. Fu, R. Zhou, and Z. Guo, “Automatic bolt tightness detection using acoustic emission and deep learning,” *Structures*, vol. 55, pp. 1774–1782, 2023.
- [8] D. Mba, “Applicability of acoustic emissions to monitoring the mechanical integrity of bolted structures in low speed rotating machinery: Case study,” *NDT & E International*, vol. 35, no. 5, pp. 293–300, 2002.
- [9] T. Toutountzakis and D. Mba, “Observations of acoustic emission activity during gear defect diagnosis,” *NDT & E International*, vol. 36, no. 7, pp. 471–477, 2003.
- [10] P. Yu, L. Li, G. Chen, and M. Yang, “Dynamic modeling and vibration characteristics analysis for the bolted joint with spigot in rotor system,” *Applied Mathematical Modelling*, vol. 94, pp. 278–294, 2021.
- [11] S. Daouk *et al.*, “Study of the dynamic behavior of a bolted joint under heavy load conditions,” *Journal of Sound and Vibration*, vol. 404, pp. 176–190, 2017.
- [12] Y. Li, T. Long, W. Wu, C. Wen, and Z. Zhu, “Vibration characteristics of a bolted joint rotor-bearing system with rubbing and pedestal looseness coupled fault: Simulation and experiment,” *Applied Mathematical Modelling*, vol. 132, pp. 402–427, 2024.
- [13] C. Castro Canales, F. Herrera Valenzuela, and J. Manríquez Jaramillo, “Monitoreo de salud estructural integrando medición de vibraciones y redes neuronales físicamente informadas,” informe técnico, Universidad de Concepción, Facultad de Ingeniería, Departamento de Ingeniería Mecánica, Concepción, Chile, 12 2025.
- [14] Y. Fan, F. Gu, and A. Ball, “Modelling acoustic emissions generated by sliding friction,” *Wear*, vol. 268, no. 5-6, pp. 811–815, 2010.

A Planos de fabricación

En este anexo se presenta el plano de fabricación utilizado como referencia para la construcción del banco de ensayos. El plano incluye la geometría general del montaje, las dimensiones principales y la disposición de los elementos considerados para la unión apertada.



Especificación
alojamiento
para los
pernos
internos



B Código en Matlab

En este anexo se presentan los códigos utilizados para el desarrollo numérico del trabajo. El primer código corresponde al modelo dinámico equivalente del banco de ensayos, mientras que el segundo corresponde al modelo de emisión acústica utilizado para comparar la tendencia teórica con los resultados experimentales.

B.1 Código del modelo dinámico equivalente

El siguiente código fue utilizado para resolver numéricamente el modelo dinámico equivalente del banco de ensayos, considerando la excitación generada por el motor desbalanceado y la variación de rigidez asociada a las condiciones de apriete.

```
clear; clc; close all;

% Parametros

p = struct();

% Geometria y propiedades equivalentes
p.L = 0.075;           % [m]
p.m = 3.71;           % [kg]
p.I = 0.00434;        % [kg*m^2]

% Rigideces fijas
p.k1x = 2e7;
p.k2x = 2e7;
p.k1y = 2e7;
p.k1z = 5e5;
p.k2z = 5e5;

% Amortiguamiento
p.xi_x = 0.1;
p.xi_y1 = 0.1;
p.xi_y2 = 0.1;
p.xi_z1 = 0.1;
p.xi_z2 = 0.1;

% Motor desbalanceado
p.n_masas = 12;
p.m_u = 0.016;         % [kg]
p.r_exc = 0.0205;      % [m]
p.rpm = 2940;          % rpm base para identificar rigidez
p.omega = 2*pi*(p.rpm/60);
p.F0 = p.n_masas * p.m_u * p.r_exc * p.omega^2;
p.phi = 0;

fprintf('RPM base == %.2f\n', p.rpm);
fprintf('F0 base == %.6f N\n', p.F0);
fprintf('F0 base == %.6f kgf\n', p.F0/9.81);
```

```

tEnd = 10;
tspan = [0 tEnd];
z0 = zeros(6,1);
opts = odeset('RelTol',1e-6,'AbsTol',1e-8);

% Tiempo comun
t_common = linspace(0,tEnd,4000).';

ruta = 'RUTA';
nombre_archivo = 'ARCHIVO';

data = readtable(fullfile(ruta,nombre_archivo));

t_exp = data.Tiempo_s;
a_exp = data.AC0 * 9.81;
a_exp = a_exp - mean(a_exp);

% Zona estacionaria
t_ini = 2.0;
t_fin = 5.0;

idx_exp = (t_exp >= t_ini) & (t_exp <= t_fin);
t_eval = linspace(t_ini,t_fin,1500).';

a_exp_eval = interp1(t_exp(idx_exp), a_exp(idx_exp), t_eval, 'linear', 'ext');
a_exp_eval = detrend(a_exp_eval,1);
a_exp_eval = a_exp_eval - mean(a_exp_eval);

rms_exp = sqrt(mean(a_exp_eval.^2));

fprintf('Archivo: %s\n', nombre_archivo);
fprintf('RMS experimental = %.6e m/s^2\n', rms_exp);

% Rigidez

Nk = 20;
kvec = logspace(6,9,Nk);

err_rms = zeros(Nk,1);
rms_sim_vec = zeros(Nk,1);

for i = 1:Nk
    fprintf('Barrido k -- Caso %d de %d\n', i, Nk);

    p.k2y = kvec(i);

    [t,z] = ode45(@(t,z) modelo(t,z,p), tspan, z0, opts);

```

```

a_sim = accel_sensor(t,z,p,t_common);

idx_sim = (t_common >= t_ini) & (t_common <= t_fin);
a_sim_eval = interp1(t_common(idx_sim), a_sim(idx_sim), t_eval, 'linear');
a_sim_eval = detrend(a_sim_eval,1);
a_sim_eval = a_sim_eval - mean(a_sim_eval);

rms_sim = sqrt(mean(a_sim_eval.^2));
rms_sim_vec(i) = rms_sim;

err_rms(i) = abs(rms_exp - rms_sim);
end

[err_min,idx_best] = min(err_rms);
k_best = kvec(idx_best);

fprintf(' \n====RIGIDEZ-IDENTIFICADA====\n ');
fprintf('RPM usada = %.2f\n', p.rpm);
fprintf('k_best = %.6e N/m\n', k_best);
fprintf('RMS experimental = %.6e m/s^2\n', rms_exp);
fprintf('RMS simulado mejor = %.6e m/s^2\n', rms_sim_vec(idx_best));
fprintf('Error RMS minimo = %.6e\n', err_min);

% GRAFICO
figure;
semilogx(kvec, rms_sim_vec, 'b-', 'LineWidth', 1.8); hold on;
yline(rms_exp, 'r—', 'LineWidth', 1.8);
plot(k_best, rms_sim_vec(idx_best), 'ko', 'MarkerFaceColor', 'k', 'MarkerSize', 10);
grid on;
xlabel('k_{2y} [N/m] ');
ylabel('RMS [m/s^2] ');
title('Identificacion de rigidez nominal');
legend('RMS simulado', 'RMS experimental', 'Mejor rigidez', 'Location', 'best');

% OBTENER RESPUESTA CON LA MEJOR RIGIDEZ
p.k2y = k_best;

[t_best, z_best] = ode45(@(t,z) modelo(t,z,p), tspan, z0, opts);
a_sim_best = accel_sensor(t_best, z_best, p, t_common);

% VELOCIDADES RMS PARA MODELO DE ASPERIDADES

xdot = z_best(:,2);
ydot = z_best(:,4);
thetadot = z_best(:,6);

vh = sqrt(mean(xdot.^2));
vv = sqrt(mean((ydot + p.L*thetadot).^2));

```

```

fprintf( '\n=====VELOCIDADES RMS DESDE EL MODELO DINAMICO=====\\n' );
fprintf( 'vh==%.6e m/s\\n', vh);
fprintf( 'vv==%.6e m/s\\n', vv);

% Extraer
idx_best_win = (t_common >= t_ini) & (t_common <= t_fin);

a_sim_eval = interp1(t_common(idx_best_win), a_sim_best(idx_best_win), t_ev
a_sim_eval = detrend(a_sim_eval,1);
a_sim_eval = a_sim_eval - mean(a_sim_eval);

% GRAFICO 2: EXPERIMENTAL VS SIMULADA
figure;
plot(t_eval, a_exp_eval, 'b-', 'LineWidth', 1.2); hold on;
plot(t_eval, a_sim_eval, 'r—', 'LineWidth', 1.5);
grid on;
xlabel( 't [s]' );
ylabel( 'Aceleracion [m/s ^2]' );
title(sprintf( 'Experimental vs Simulada | k==%.4e N/m', k_best ));
legend( 'Experimental', 'Simulada', 'Location', 'best' );

% Respuesta rigidez
p.k2y = k_best;

[t_best, z_best] = ode45(@(t,z) modelo(t,z,p), tspan, z0, opts);
a_sim_best = accel_sensor(t_best, z_best, p, t_common);

% Extraer misma ventana de evaluacion
idx_best_win = (t_common >= t_ini) & (t_common <= t_fin);

a_sim_eval = interp1(t_common(idx_best_win), a_sim_best(idx_best_win), t_ev
a_sim_eval = detrend(a_sim_eval,1);
a_sim_eval = a_sim_eval - mean(a_sim_eval);

%% ===== FUNCIONES =====
function dz = modelo(t,z,p)

    x    = z(1); dx  = z(2);
    y    = z(3); dy  = z(4);
    th   = z(5); dth = z(6);

    q1   = y - p.L*th;
    dq1  = dy - p.L*dth;

    q2   = y + p.L*th;
    dq2  = dy + p.L*dth;

    clx  = 2*p.xi_x    * sqrt(p.m*p.k1x);

```

```

c2x = 2*p.xi_x * sqrt(p.m*p.k2x);

c1y = 2*p.xi_y1 * sqrt(p.m*p.k1y);
c2y = 2*p.xi_y2 * sqrt(p.m*p.k2y);

c1z = 2*p.xi_z1 * sqrt(p.I*p.k1z);
c2z = 2*p.xi_z2 * sqrt(p.I*p.k2z);

Fx = p.F0*cos(p.omega*t + p.phi);
Fy = p.F0*sin(p.omega*t + p.phi);

F2 = p.k2y*q2 + c2y*dq2;

ddx = (Fx - p.k1x*x - p.k2x*x - c1x*dx - c2x*dx)/p.m;
ddy = (Fy - p.k1y*q1 - c1y*dq1 - F2)/p.m;
ddth = (-p.k1z*th - p.k2z*th - c1z*dth - c2z*dth + p.k1y*q1*p.L + c1y*dq1*p.L)/p.m;

dz = [dx; ddx; dy; ddy; dth; ddth];
end

function a = accel_sensor(t,z,p,t_common)

n = numel(t);
a_raw = zeros(n,1);

for j = 1:n
    y = z(j,3); dy = z(j,4);
    th = z(j,5); dth = z(j,6);

    q1 = y - p.L*th;
    dq1 = dy - p.L*dth;
    q2 = y + p.L*th;
    dq2 = dy + p.L*dth;

    c1y = 2*p.xi_y1 * sqrt(p.m*p.k1y);
    c2y = 2*p.xi_y2 * sqrt(p.m*p.k2y);
    c1z = 2*p.xi_z1 * sqrt(p.I*p.k1z);
    c2z = 2*p.xi_z2 * sqrt(p.I*p.k2z);

    Fy = p.F0*sin(p.omega*t(j) + p.phi);
    F2 = p.k2y*q2 + c2y*dq2;

    ddy = (Fy - p.k1y*q1 - c1y*dq1 - F2)/p.m;
    ddth = (-p.k1z*th - p.k2z*th - c1z*dth - c2z*dth + p.k1y*q1*p.L + c1y*dq1*p.L)/p.m;

    a_raw(j) = ddy - p.L*ddth;
end

a = interp1(t,a_raw,t_common,'linear','extrap');

```

end

B.2 Código del modelo de emisión acústica

El siguiente código corresponde a la implementación numérica del modelo de emisión acústica utilizado para analizar la condición de descenso de apriete. El programa calcula las contribuciones asociadas al contacto entre roscas y entre los miembros unidos, incorpora las variables obtenidas desde el modelo dinámico equivalente y ajusta el parámetro K_{AE} utilizando como referencia la condición experimental de 50 N m.

A partir de este procedimiento se obtienen los valores RMS teóricos para el lado que mantiene el apriete nominal y para el lado correspondiente al perno intervenido. Finalmente, el código genera el gráfico utilizado para comparar la tendencia teórica frente a la reducción progresiva del torque.

```
clc;
clear;
close all;

% Condiciones de apriete
Apriete = [50 40 30 20 10 0];          % [N m]

% Rigidez equivalente obtenida experimentalmente
Apriete_data = [0 25 50];              % [N m]
Rigidez_data = [3.76e7 4.76e7 5.35e7]; % [N/m]

Rigidez_eq = interp1(Apriete_data, Rigidez_data, ...
    Apriete, 'linear');

Rigidez_50 = 5.35e7;

% Precarga del perno
d_bolt = 12e-3;                        % [m]
K_torque = 0.20;

Precarga = Apriete./(K_torque*d_bolt);
Precarga_50 = Precarga(1);

% Parametros superficiales
R_prim = 6.6e-2;                       % [mm]
sigma_s = 2.4e-4;                      % [mm]
Dsum = 3.9e3;                          % [summits/mm^2]
mu = 0.15;
G = 1/1000;                            % [ohm^-1]

% Geometria del perno M12
De = 12.0;                             % [mm]
Di = 9.85;                             % [mm]
p = 1.75;                              % [mm]
Dh = 20.0;                             % [mm]
```

```

dm = 12 - 0.64952*p;
lambda = atan(p/(pi*dm));

% Miembros unidos
alpha = deg2rad(30);
r = 1/6;
t_miembros = 10.0; % [mm]

% Parametros del modelo de asperidades
Nt = 6;
n_paper = 1;
h = 0.50;

f1 = funcion_fn(h,1);
f_half = funcion_fn(h,0.5);

% Parametros dinamicos
m_eq = 20; % [kg]
L = 0.075; % [m]
zeta = 0.06;

I = m_eq*(2*L)^2/12;

rpm = 2940;
omega = 2*pi*rpm/60;

F_3000 = 38*9.81;
omega_3000 = 2*pi*2940/60;
m_e_r = F_3000/(omega_3000^2);

F0 = m_e_r*omega^2;
Wh = m_eq*9.81;

% RMS experimental de referencia
V_exp_50 = 0.00497097302603625; % [V]
beta_F = 1.0;
beta_v = 1.5;

% Parametros de simulacion
t_fin = 2;
fs = 8000;
tspan = linspace(0,t_fin,t_fin*fs);
x0 = zeros(6,1);

rms_manual = @(senal) sqrt(mean(senal.^2));

F1_rms = zeros(size(Apriete));
F2_rms = zeros(size(Apriete));

```

```

vv1_rms = zeros(size(Apriete));
vv2_rms = zeros(size(Apriete));
vh_rms = zeros(size(Apriete));

V_joint_apretado = zeros(size(Apriete));
V_joint_intervenido = zeros(size(Apriete));

for i = 1:length(Apriete)

    k1 = Rigidez_50;
    k2 = Rigidez_eq(i);

    c1 = 2*zeta*sqrt(k1*(m_eq/2));
    c2 = 2*zeta*sqrt(k2*(m_eq/2));

    k1z = 0.5*k1*L^2;
    k2z = 0.5*k2*L^2;

    c1z = 2*zeta*sqrt(k1z*I);
    c2z = 2*zeta*sqrt(k2z*I);

    par.m = m_eq;
    par.I = I;
    par.L = L;

    par.k1 = k1;
    par.k2 = k2;

    par.c1 = c1;
    par.c2 = c2;

    par.k1z = k1z;
    par.k2z = k2z;

    par.c1z = c1z;
    par.c2z = c2z;

    par.F0 = F0;
    par.omega = omega;

    [t_sol,X] = ode45( ...
        @(t,x) modelo_dos_apoyos(t,x,par), ...
        tspan, x0);

    xdot = X(:,2);
    y = X(:,3);
    ydot = X(:,4);
    theta = X(:,5);

```

```

thetadot = X(:,6);

u1 = y - L*theta;
u2 = y + L*theta;

vv1 = ydot - L*thetadot;
vv2 = ydot + L*thetadot;

F1 = k1*u1 + c1*vv1;
F2 = k2*u2 + c2*vv2;
idx = round(0.4*length(t_sol)):length(t_sol);

F1_rms(i) = rms_manual(F1(idx));
F2_rms(i) = rms_manual(F2(idx));

vv1_rms(i) = rms_manual(vv1(idx))*1000;
vv2_rms(i) = rms_manual(vv2(idx))*1000;
vh_rms(i) = rms_manual(xdot(idx))*1000;

perdida_k = max(0,(Rigidez_50-k2)/Rigidez_50);

factor_F = 1 + beta_F*perdida_k;
factor_v = 1 + beta_v*perdida_k;

F1_EA = F1_rms(i)*factor_F;
vv1_EA = vv1_rms(i)*factor_v;
vh1_EA = vh_rms(i)*factor_v;

% Calculo de EA en el lado apretado
[~,~,V_joint_apretado(i)] = modelo_AE( ...
    F1_EA, Precarga_50, vv1_EA, vh1_EA, ...
    R_prim, sigma_s, Dsum, G, 1, ...
    Nt, De, Di, lambda, mu, Dh, ...
    t_miembros, alpha, r, Wh, ...
    n_paper, f1, f_half);

% Calculo de EA en el lado intervenido
[~,~,V_joint_intervenido(i)] = modelo_AE( ...
    F2_rms(i), Precarga(i), vv2_rms(i), vh_rms(i), ...
    R_prim, sigma_s, Dsum, G, 1, ...
    Nt, De, Di, lambda, mu, Dh, ...
    t_miembros, alpha, r, Wh, ...
    n_paper, f1, f_half);

end

% Ajuste del parametro KAE
V_base_50 = mean([ ...
    V_joint_apretado(1), ...
    V_joint_intervenido(1)]);

```

```

KAE = (V_exp_50/V_base_50)^2;
factor_KAE = sqrt(KAE);

AE0_LadoApretado = ...
    factor_KAE*V_joint_apretado*1000;

AE1_LadoIntervenido = ...
    factor_KAE*V_joint_intervenido*1000;

fprintf('KAE ajustado ==%.6e\n',KAE);
fprintf('RMS experimental de referencia ==%.4f mV\n', ...
    V_exp_50*1000);

% Grafico principal
figure;

plot(Apriete,AE0_LadoApretado,'-o', ...
    'LineWidth',1.5, ...
    'MarkerSize',6);
hold on;

plot(Apriete,AE1_LadoIntervenido,'-s', ...
    'LineWidth',1.5, ...
    'MarkerSize',6);

grid on;
box on;

xlabel('Apriete [N-m]');
ylabel('RMS teorico [mV]');
title('Modelo de emision acustica para descenso de apriete');

legend('AE0 --- lado apretado', ...
    'AE1 --- lado intervenido', ...
    'Location','best');

set(gca,'XDir','reverse');
xlim([0 50]);

exportgraphics(gcf, ...
    'modelo_EA_apriete.png', ...
    'Resolution',300);

% Tabla resumida
Resultados = table( ...
    Apriete.', ...
    Precarga.'/1000, ...
    Rigidez_eq.', ...

```

```

F1_rms.', ...
F2_rms.', ...
vv1_rms.', ...
vv2_rms.', ...
AE0_LadoApretado.', ...
AE1_LadoIntervenido.', ...
'VariableNames',{ ...
'Apriete_Nm', ...
'Precarga_kN', ...
'Rigidez_N_m', ...
'Fuerza_RMS_Apretado_N', ...
'Fuerza_RMS_Intervenido_N', ...
'Velocidad_RMS_Apretado_mm_s', ...
'Velocidad_RMS_Intervenido_mm_s', ...
'AE0_Apretado_mV', ...
'AE1_Intervenido_mV'});

disp(Resultados);

writetable(Resultados, ...
    'Resultados_Modelo_EA_Apriete.xlsx');

function dxdt = modelo_dos_apoyos(t,x,p)

    pos_x = x(1);
    vel_x = x(2);

    y = x(3);
    ydot = x(4);

    theta = x(5);
    thetadot = x(6);

    Fx = p.F0*cos(p.omega*t);
    Fy = p.F0*sin(p.omega*t);

    u1 = y - p.L*theta;
    u2 = y + p.L*theta;

    v1 = ydot - p.L*thetadot;
    v2 = ydot + p.L*thetadot;

    F1 = p.k1*u1 + p.c1*v1;
    F2 = p.k2*u2 + p.c2*v2;

    xddot = (Fx ...
        -(p.k1+p.k2)*pos_x ...
        -(p.c1+p.c2)*vel_x)/p.m;

```

```

yddot = (Fy-F1-F2)/p.m;

thetaddot = ( ...
    -p.k1z*theta ...
    -p.k2z*theta ...
    -p.c1z*thetadot ...
    -p.c2z*thetadot ...
    +F1*p.L ...
    -F2*p.L)/p.I;

dxdt = [ ...
    vel_x;
    xddot;
    ydot;
    yddot;
    thetadot;
    thetaddot ];

end

function [ V_threads, V_members, V_joint ] = modelo_AE( ...
    F,P,vv,vh,R_prim,sigma_s,Dsum,G,KAE, ...
    Nt,De,Di,lambda,mu,Dh,t_miembros, ...
    alpha,r,W_h,n_paper,f1,f_half)

termino_threads = ...
    (8/5)*KAE* ...
    (n_paper*sqrt(sigma_s)*f1)/ ...
    (Nt*pi*(De^2-Di^2)*Dsum* ...
sqrt(R_prim)*G*f_half)* ...
    ((F+P)/(cos(lambda)+mu*sin(lambda)))* ...
    (vv/tan(lambda));

V_threads = sqrt(max(termino_threads,0));

termino_members = ...
    (8/5)*KAE* ...
    (n_paper*sqrt(sigma_s)*f1)/ ...
    (pi*(Dh+2*t_miembros*tan(alpha))* ...
    Dsum*sqrt(R_prim)*G*f_half)* ...
    (r*W_h+F+P)*vh;

V_members = sqrt(max(termino_members,0));

V_joint = V_threads + V_members;

end

```

```

function valor = funcion_fn(h,n)

    integrando = @(s) ...
        ((s-h).^n).*exp(-(s.^2)/2)/sqrt(2*pi);

    valor = integral(integrando,h,Inf, ...
        'RelTol',1e-9, ...
        'AbsTol',1e-12);
end

```

C Resultados experimentales complementarios

Con el propósito de proporcionar trazabilidad a los resultados presentados en el Capítulo 7, en este anexo se incluyen los valores RMS individuales obtenidos durante las distintas condiciones experimentales, así como los estadísticos utilizados para la construcción de los gráficos. Estos datos constituyen la base para el cálculo de los promedios y desviaciones estándar empleados en el análisis de resultados.

C.1 Valores RMS individuales

La Tabla C.1 presenta los valores RMS obtenidos para cada adquisición experimental realizada en los canales AE0 y AE1. Los resultados se expresan en milivoltios y se organizan de acuerdo con la secuencia experimental, la condición mecánica aplicada y el número de repetición correspondiente.

Tabla C.1 Valores RMS individuales utilizados para el cálculo de los promedios y desviaciones estándar.

Secuencia	Condición	Repetición	AE0 [mV]	AE1 [mV]
Apriete descendente	50 N m	1	4,96699	4,98125
Apriete descendente	50 N m	2	4,96799	4,95867
Apriete descendente	50 N m	3	4,97794	4,97300
Apriete descendente	40 N m	1	5,01463	4,92969
Apriete descendente	40 N m	2	5,01241	4,91528
Apriete descendente	40 N m	3	5,02021	4,91956
Apriete descendente	30 N m	1	5,09944	5,00825
Apriete descendente	30 N m	2	5,09200	4,99621
Apriete descendente	30 N m	3	5,07494	4,96563
Apriete descendente	20 N m	1	5,04066	4,88020
Apriete descendente	20 N m	2	5,02400	4,85513
Apriete descendente	20 N m	3	5,04710	4,92303
Apriete descendente	10 N m	1	5,01890	4,87813
Apriete descendente	10 N m	2	5,01252	4,85926
Apriete descendente	10 N m	3	5,01311	4,85322
Apriete descendente	0 N m	1	5,04607	4,89735
Apriete descendente	0 N m	2	5,02897	4,87681
Apriete descendente	0 N m	3	5,03767	4,88113
Soltura descendente	0,06 mm	1	4,99070	4,79424
Soltura descendente	0,06 mm	2	4,98553	4,78524
Soltura descendente	0,06 mm	3	4,97093	4,76390

Continúa en la página siguiente

Tabla C.1 – continuación

Secuencia	Condición	Repetición	AE0 [mV]	AE1 [mV]
Soltura descendente	0,10 mm	1	4,98430	4,77859
Soltura descendente	0,10 mm	2	4,98459	4,79157
Soltura descendente	0,10 mm	3	4,98204	4,78723
Soltura descendente	0,20 mm	1	4,97218	4,76280
Soltura descendente	0,20 mm	2	4,97232	4,76863
Soltura descendente	0,20 mm	3	4,96969	4,76959
Soltura descendente	0,40 mm	1	4,97081	4,80126
Soltura descendente	0,40 mm	2	4,97137	4,79304
Soltura descendente	0,40 mm	3	4,96450	4,77048
Soltura descendente	0,75 mm	1	4,97105	4,80650
Soltura descendente	0,75 mm	2	4,97271	4,81867
Soltura descendente	0,75 mm	3	4,97574	4,82340
Soltura descendente	1,00 mm	1	4,96169	4,79451
Soltura descendente	1,00 mm	2	4,95475	4,78305
Soltura descendente	1,00 mm	3	4,94742	4,77058
Soltura descendente	1,65 mm	1	4,95662	4,78643
Soltura descendente	1,65 mm	2	4,95280	4,77597
Soltura descendente	1,65 mm	3	4,93724	4,75674
Soltura ascendente	0,75 mm	1	4,97323	4,81805
Soltura ascendente	0,75 mm	2	4,97240	4,81745
Soltura ascendente	0,75 mm	3	4,96686	4,80839
Soltura ascendente	0,50 mm	1	4,92507	4,73987
Soltura ascendente	0,50 mm	2	4,90371	4,71486
Soltura ascendente	0,50 mm	3	4,90068	4,71240
Soltura ascendente	0,25 mm	1	4,93628	4,77449
Soltura ascendente	0,25 mm	2	4,93917	4,75963
Soltura ascendente	0,25 mm	3	4,93875	4,75216
Soltura ascendente	0,05 mm	1	5,01921	4,86980
Soltura ascendente	0,05 mm	2	5,01484	4,84303
Soltura ascendente	0,05 mm	3	5,01153	4,83796

C.2 Promedios y desviaciones estándar

A partir de los valores individuales presentados en la Tabla C.1, se calcularon el promedio y la desviación estándar muestral para cada condición experimental. Estos estadísticos

fueron utilizados para construir los gráficos presentados en las Figuras 7.2, 7.3 y 7.4, permitiendo representar la respuesta promedio de los canales AE0 y AE1 junto con la variabilidad observada entre las repeticiones.

Tabla C.2 Promedios y desviaciones estándar utilizados en la construcción de los gráficos experimentales.

Secuencia	Condición	n	AE0 promedio [mV]	σ_{AE0} [mV]	AE1 promedio [mV]	σ_{AE1} [mV]
Apriete descendente	50 N m	3	4,97097	0,00605	4,97097	0,01142
Apriete descendente	40 N m	3	5,01575	0,00402	4,92151	0,00740
Apriete descendente	30 N m	3	5,08879	0,01256	4,99003	0,02197
Apriete descendente	20 N m	3	5,03725	0,01192	4,88612	0,03434
Apriete descendente	10 N m	3	5,01484	0,00353	4,86354	0,01299
Apriete descendente	0 N m	3	5,03757	0,00855	4,88510	0,01083
Soltura descendente	0,06 mm	3	4,98239	0,01025	4,78113	0,01558
Soltura descendente	0,10 mm	3	4,98365	0,00140	4,78580	0,00661
Soltura descendente	0,20 mm	3	4,97140	0,00148	4,76701	0,00367
Soltura descendente	0,40 mm	3	4,96890	0,00381	4,78826	0,01594
Soltura descendente	0,75 mm	3	4,97317	0,00238	4,81619	0,00872
Soltura descendente	1,00 mm	3	4,95462	0,00714	4,78271	0,01197
Soltura descendente	1,65 mm	3	4,94889	0,01027	4,77305	0,01506
Soltura ascendente	0,75 mm	3	4,97083	0,00347	4,81463	0,00541
Soltura ascendente	0,50 mm	3	4,90982	0,01329	4,72238	0,01520
Soltura ascendente	0,25 mm	3	4,93807	0,00156	4,76209	0,01136
Soltura ascendente	0,05 mm	3	5,01519	0,00385	4,85026	0,01711

Las tablas presentadas en este anexo permiten verificar la procedencia de los valores promedio y de las barras de error utilizadas en el análisis experimental, proporcionando trazabilidad entre las adquisiciones individuales, los estadísticos calculados y los gráficos presentados en el cuerpo principal de la memoria.