



Modelización del contacto y desgaste de rótulas radiales empleadas en automoción

J. Elgezabal¹, M. Iribecampos¹, A. Oyanguren¹, I. Ulacia¹

¹ Dpto. de Mecánica y Producción Industrial. Mondragon Unibertsitatea, Arrasate-Mondragón, España, jelgezabal@mondragon.edu, miribecampos@mondragon.edu, aoyanguren@mondragon.edu, iulacia@mondragon.edu.

Las rótulas son elementos mecánicos que permiten conectar componentes de un mecanismo restringiendo los grados de libertad relativos de translación, mientras permiten los giros relativos entre componentes. Las rótulas de automoción están formadas principalmente por tres componentes diferentes, una carcasa de acero, un casquillo polimérico y una bola esférica metálica, que está unida a una varilla roscada. La rigidez de las rótulas influye en la rigidez de todo el mecanismo; por lo tanto, es deseable maximizar la rigidez de las rótulas para evitar la inclusión de puntos con baja rigidez que podrían cambiar el comportamiento del mecanismo. El valor de rigidez depende de las propiedades de los materiales, los espesores y las interferencias de montaje. La interferencia crea una precarga, por lo que aumenta la rigidez, pero a costa de aumentar también los pares de fricción, lo cual no es deseable, ya que las rótulas deben transferir las fuerzas, pero no los pares.

A lo largo de su vida útil, las rótulas están sujetas a diversas condiciones mecánicas y térmicas, lo que puede dar lugar a fallos por múltiples razones. Una causa potencial de estos fallos es el desgaste de los materiales poliméricos empleados en su fabricación. A pesar del uso de polímeros de baja fricción y lubricantes, el desgaste en las rótulas es inevitable. Este desgaste conlleva una disminución de la rigidez de la unión, particularmente en la dirección axial, lo que impacta negativamente en el comportamiento dinámico y el confort del vehículo. Actualmente, existen pocos estudios que aborden la predicción de la pérdida de rigidez tras un determinado ciclo de desgaste.

En el presente trabajo, se propone un modelo de elementos finitos que prediga el desgaste de una rótula empleada en automoción durante su ciclo de vida. El modelo incluye un algoritmo iterativo de desgaste no uniforme, el cual se implementa en el contacto con una subrutina, que actualiza la superficie de contacto a lo largo del tiempo. Después de simular la prueba de desgaste, se realizan los cálculos de rigidez y par. Los resultados obtenidos se validan experimentalmente con ensayos realizados en piezas reales, las cuales han sido sometidas inicialmente a pruebas de desgaste y posteriormente a ensayos de rigidez y par.

1. Introducción

Las rótulas son elementos mecánicos diseñados para conectar distintos componentes dentro de un mecanismo, restringiendo los grados de libertad asociados a la traslación mientras permiten el movimiento relativo de rotación. Debido a esta capacidad, su uso es ampliamente extendido en diversas industrias para la articulación de mecanismos. En el sector automotriz, las rótulas desempeñan un papel fundamental en los sistemas de suspensión, donde se emplean para la conexión de componentes como los brazos de control y las barras estabilizadoras [1], [2], tal y como se muestra en la Figura 1.a.

Las rótulas están compuestas principalmente por tres elementos (Figura 1.b): una carcasa de acero, un casquillo polimérico de baja fricción y una bola esférica unida a una varilla roscada. La carcasa y la varilla sirven como puntos de conexión entre los componentes del sistema, mientras que el casquillo se intercala entre la bola y la carcasa para reducir la fricción y mejorar la durabilidad del conjunto. Aunque se han evaluado distintos recubrimientos para la bola, la lubricación con grasa sigue siendo el método más eficiente para minimizar la fricción y la transmisión de vibraciones, ya que los residuos generados por el desgaste de los recubrimientos pueden provocar abrasión en el casquillo [3-5]. Además, la rótula está protegida contra la contaminación por partículas externas y la entrada de humedad mediante un guardapolvos de goma, lo que contribuye a prolongar su vida útil.

La bola esférica y la carcasa de la rótula son componentes de acero mecanizados con alta precisión, mientras que el casquillo se fabrica mediante un proceso de inyección. El material más comúnmente empleado para el casquillo es el polioximetileno (POM), debido a sus excelentes propiedades tribológicas, que contribuyen a la reducción de la fricción y el desgaste [6, 7]. Durante el ensamblaje de la rótula, la bola de acero se inserta primero en la cavidad del casquillo, y posteriormente ambos componentes se montan dentro de la carcasa, completando el cierre del conjunto deformando plásticamente el borde del casquillo metálico [8]. Aunque generalmente existe un ajuste preciso entre la bola y el casquillo, se introduce una interferencia de montaje entre el casquillo y la carcasa con el fin de generar una precarga en el sistema para evitar holguras [9].

La rigidez es una característica fundamental en las uniones mecánicas y, según la norma AK-LH 14 [10], en las rótulas se define en dos direcciones: radial y axial. La rigidez axial se asocia con las fuerzas aplicadas en la dirección del perno, mientras que la rigidez radial está relacionada con las cargas perpendiculares a éste. Estos valores dependen de factores como las propiedades de los materiales, los espesores y las interferencias de montaje. La interferencia genera una precarga de contacto que incrementa la rigidez del sistema [11]; sin embargo, este aumento conlleva un incremento en otra de las principales características de una rótula, los pares de fricción. Esto conlleva una pérdida de eficiencia en la unión [12, 13], dado que las rótulas deben transmitir cargas sin transferir momentos. Además, un contacto excesivo deriva en un mayor par resistente, además de un posible incremento del ruido y las vibraciones debido a los altos pares de fricción [12]. Por ello, los pares resistentes deben mantenerse en valores mínimos. Se pueden distinguir dos tipos principales de par: el par de rotación, que se genera alrededor del eje coincidente con la dirección del perno, y el par de basculación, que actúa en relación con los ejes perpendiculares a dicho perno [10]. Por lo tanto, el diseño de la rótula debe buscar un equilibrio entre la maximización de la rigidez y la minimización de los pares de fricción, garantizando así un desempeño óptimo del componente en servicio.

A pesar del uso de polímeros de baja fricción y lubricación con grasa, el desgaste en las rótulas es un fenómeno inevitable. Este desgaste provoca una disminución progresiva de la rigidez de la unión, afectando principalmente la rigidez axial, lo que puede comprometer la estabilidad y el comportamiento dinámico del vehículo. En casos donde el desgaste genera holgura entre la bola y el casquillo, se introduce un juego libre al invertir la dirección de la carga, lo que se traduce en ruidos de traqueteo y vibraciones perceptibles en el volante, especialmente en terrenos irregulares o durante maniobras que implican grandes desplazamientos de la suspensión [14, 15]. Además, si el desgaste se concentra en la zona del orificio del casquillo, puede reducir la fuerza necesaria para la extracción del perno de la rótula [16-18]. En situaciones críticas, esto podría provocar la desconexión de los elementos de la suspensión en uno de los lados del vehículo, lo que aumentaría la respuesta retardada de la dirección y exigiría mayor movimiento del volante para una misma maniobra. En el peor de los casos, la desconexión completa de la rótula podría comprometer la estabilidad del vehículo, obligando al conductor a detenerse para evitar la pérdida de una rueda y posibles accidentes [19, 20].

Las rótulas están diseñadas para no requerir sustitución durante la vida útil del vehículo, lo que exige que las pruebas de validación repliquen con precisión las condiciones de desgaste y las cargas experimentadas a lo largo del periodo estimado por el fabricante de automóviles (OEM) [21]. Como resultado, los ensayos de desgaste de rótulas suelen ser de larga duración [22]. Tras la finalización de estas pruebas, se analizan parámetros críticos como la rigidez y los pares resistentes, comparándolos con sus valores iniciales para determinar si la pérdida de rigidez se encuentra dentro de los límites aceptables. Sin embargo, debido al elevado tiempo y costo asociados a estos ensayos, su aplicación se debería restringir a la validación final del producto. Durante las etapas iniciales de desarrollo, es recomendable el uso de herramientas de simulación computacional (CAE) para predecir la pérdida de rigidez en nuevos diseños. No obstante, en la industria actual, esta metodología aún no se ha implementado de

manera generalizada, ya que no se emplean modelos capaces de simular la pérdida de rigidez debida al desgaste. Como resultado, el desarrollo de nuevas configuraciones sigue dependiendo en gran medida de la experiencia acumulada en diseños previos.



(a) Diferentes rótulas en la suspensión delantera de un automóvil [23]. (b) Sección de una rótula de una bieleta estabilizadora de un automóvil [24].

Figura 1: Unión rotular.

El análisis de tensiones para predecir la distribución de esfuerzos en diferentes partes de la rótula, como el perno, es una técnica bien establecida que permite identificar zonas críticas antes de la fabricación de prototipos con un alto grado de precisión [25]. Además, diversos estudios han investigado los componentes internos de la rótula. Por ejemplo, Rutci y Ovali [26] llevaron a cabo simulaciones con distintas geometrías de asiento y diferentes materiales de polioximetileno (POM) con el objetivo de seleccionar la configuración que minimizara el juego y redujera el par resistente. Asimismo, los ensayos de extracción han sido objeto de análisis en la literatura. En particular, Sin y Lee [17] incluyeron una representación detallada de la junta esférica con todos sus elementos para evaluar la fuerza necesaria para la extracción de la bola del asiento. No obstante, a pesar de estos avances, existen escasos estudios enfocados en la predicción de la pérdida de rigidez tras un determinado ciclo de desgaste [27, 28]. Por lo tanto, es fundamental desarrollar un modelo de elementos finitos capaz de predecir el comportamiento de una rótula a lo largo de su ciclo de vida [25, 29]. Respecto a la simulación del contacto y el desgaste en rótulas, se pueden identificar dos enfoques principales: el modelado analítico y el análisis mediante el método de elementos finitos, cada uno con sus propias ventajas y limitaciones.

El enfoque analítico requiere simplificar el sistema y establecer relaciones analíticas entre los componentes, Watrin et al. [30] realizan una prueba de desgaste sobre una configuración de pin-on-plate para diferentes cargas y velocidades de deslizamiento. Como resultado, obtienen un coeficiente de desgaste, donde se identifican una primera fase de desgaste acelerado y una posterior estabilización. Concluyeron que cuanto mayor es la presión de contacto y mayor es la velocidad de deslizamiento, mayor es la tasa de desgaste.

En cuanto a la modelización mediante elementos finitos, uno de los estudios más destacados en la literatura es el de Ejtehadi [23, 33] donde se analiza de manera integral el proceso de rodaje en la rótula de un brazo de suspensión. En estos trabajos, se llevan a cabo mediciones de la rigidez de la junta rotativa en diferentes etapas del ciclo de vida y se identifican dos fases diferenciadas de desgaste: una fase inicial de rodaje, seguida de una fase estable en la que el desgaste se produce de forma más progresiva. Si bien las pruebas experimentales de pérdida de rigidez por desgaste proporcionan información valiosa, pueden resultar limitadas cuando se requiere un análisis más detallado del fenómeno. Por esta razón, una estrategia eficaz para predecir el desgaste consiste en simplificar la geometría del sistema y analizar los materiales en un entorno de laboratorio. Este enfoque es precisamente el adoptado por Ejtehadi et al., quienes realizaron ensayos en un tribómetro utilizando un pin de POM (material polimérico empleado en el asiento de la rótula) contra una placa de acero en un movimiento alterno, tanto con deslizamiento como sin él. A través de estos ensayos, lograron evaluar la influencia de parámetros como la carga aplicada, el tipo de movimiento, las propiedades del material y la temperatura en el proceso de desgaste, midiendo la pérdida de altura en la muestra de POM a lo largo del tiempo. De este modo, pudieron diferenciar entre los efectos del desgaste por deslizamiento y los asociados a la deformación viscosa de los polímeros, proporcionando información clave para la optimización del diseño y la selección de materiales en aplicaciones automotrices.

El presente trabajo presenta el desarrollo de un algoritmo para la predicción del desgaste no uniforme en rótulas automotrices, detallando el proceso de su implementación. En primer lugar, se lleva a cabo la caracterización experimental de las propiedades de fricción de un disco de POM (material representativo de la superficie del asiento) en contacto con una bola de acero mediante ensayos en un tribómetro de laboratorio. Posteriormente, se construye un modelo de contacto estático de una rótula empleando una herramienta de simulación por elementos finitos. La validación del modelo se realiza mediante pruebas experimentales de rigidez y par. A partir de estos

análisis, se evalúa la influencia de la pérdida de interferencia de montaje en la rigidez de la rótula, identificando que esta pérdida es consecuencia directa del desgaste de la superficie de fricción. Como resultado, se establece la necesidad de desarrollar un modelo predictivo que permita estimar la evolución de la rigidez y el par en una unión sometida a desgaste. Para abordar esta problemática, se propone e implementa un algoritmo iterativo de desgaste no uniforme que actúe sobre el modelo de contacto, utilizando una subrutina que actualiza progresivamente la geometría de la superficie de contacto en función del desgaste acumulado. Finalmente, tras simular la prueba de desgaste, se calculan los valores de rigidez y par, los cuales se comparan con los obtenidos en ensayos experimentales de piezas reales sometidas previamente a ciclos de desgaste, validando así la precisión del modelo desarrollado.

2. Ensayos experimentales

La caracterización experimental es fundamental para entender cómo se comportan las rótulas, gracias a estos ensayos, podemos validar modelos numéricos, medir el impacto de diferentes parámetros de diseño y seguir cómo cambian sus características durante su vida útil. En este apartado, se detallan los ensayos realizados para determinar aspectos clave como el coeficiente de fricción, la rigidez radial y axial, así como los pares de rotación y basculación. Además, se aborda el estudio del desgaste bajo condiciones controladas para comprender mejor su evolución a lo largo del tiempo.

2.1. Caracterización del coeficiente de fricción

Para la caracterización del coeficiente de fricción, se llevaron a cabo ensayos en un tribómetro de tipo ball-on-disc, en el que un disco de POM gira mientras una bola de acero ejerce presión sobre su superficie bajo diferentes condiciones de carga. La carga normal se generó mediante la aplicación de distintas masas, permitiendo evaluar el comportamiento tribológico en un rango de presiones de contacto representativo de las condiciones operativas de las rótulas en automóviles. Los especímenes de prueba se obtuvieron a partir de una lámina de POM de 4 mm de espesor, mecanizando discos de 90 mm de diámetro. La superficie de contacto del disco fue caracterizada a través de mediciones de rugosidad en cuatro puntos equidistantes utilizando un perfilómetro óptico, obteniéndose un valor medio de $0,1 \mu\text{m}$. La bola utilizada en los ensayos era de acero aleado y presentaba un acabado superficial de bruñido.

Los ensayos se realizaron bajo tres niveles de carga normal (5 N, 20 N y 50 N) y tres velocidades angulares (0,34 rpm, 4,4 rpm y 12,3 rpm), seleccionadas para representar las condiciones reales de operación de las rótulas en servicio. Las cargas aplicadas permitieron alcanzar presiones de contacto equivalentes a las experimentadas en las rótulas automotrices, mientras que las velocidades angulares reproducen los rangos característicos de movimiento durante su funcionamiento y pruebas de validación en carretera, donde se incluyen diferentes tipos de maniobras. Las pruebas se llevaron a cabo a temperatura ambiente y con la misma grasa utilizada en las rótulas ensambladas, garantizando así la representatividad de las condiciones tribológicas reales. Cada combinación de carga y velocidad fue evaluada mediante tres repeticiones independientes para asegurar la reproducibilidad de los resultados. Durante cada ensayo, las condiciones de carga y velocidad se mantuvieron constantes a lo largo de la prueba.

2.2. Medición de rigidez

La rigidez de la unión rotular se evaluó en las direcciones radial y axial mediante ensayos en una máquina de ensayos universales INSTRON 4206, bajo condiciones controladas de temperatura ambiente. Se emplearon utillajes de acero con una rigidez al menos 100 veces superior a la de las piezas ensayadas, minimizando cualquier posible influencia de la deformación del sistema de sujeción en los resultados. El desplazamiento se midió con sensores LVDT, lo que permitió registrar variaciones de posición con alta precisión y detectar posibles efectos de histéresis o comportamientos no lineales en la respuesta mecánica de la rótula.

Para la caracterización de la rigidez radial (Figura 2.a), el vástago de la rótula se fijó a un utillaje rígido, mientras que una carga fue aplicada sobre el cuerpo del casquillo en dirección perpendicular al eje del vástago. En el caso de la rigidez axial (Figura 2.b), el casquillo se alojó en un utillaje diseñado a medida que restringía su desplazamiento axial, permitiendo la aplicación de carga a lo largo del eje del vástago.

Los ensayos se realizaron con un valor máximo de carga de 1000 N, seleccionado conforme a normativas del sector automotriz, y una velocidad de aplicación de carga de 500 N/s. El procedimiento experimental siguió cuatro fases consecutivas:

- Carga inicial: Aplicación de la carga hasta alcanzar el valor máximo especificado.
- Descarga: Reducción de la carga hasta que retornó a cero.
- Carga en sentido contrario: Aplicación de la carga en la dirección opuesta.
- Descarga final: Retorno a la condición inicial.

Este procedimiento permitió evaluar tanto la rigidez de la rótula como el juego mecánico en condiciones de carga nula, un parámetro fundamental en el desempeño funcional de la unión.

2.3. Medición de par

Los pares de basculación y rotación fueron medidos utilizando un utillaje diseñado a medida para garantizar condiciones de prueba reproducibles. Tal como se muestra en la Figura 2.c y Figura 2.d, el casquillo de la rótula se mantuvo fijo mientras el vástago se sometió a movimiento controlado. La configuración de montaje varió en función del tipo de par a medir: en los ensayos de basculación, el vástago de la rótula se orientó perpendicularmente al eje de giro del banco de ensayos, mientras que, en los ensayos de rotación, se alineó concéntricamente con dicho eje. Para la medición del par, se empleó un torquímetro, registrando los valores en un rango de $\pm 10^\circ$. La prueba se realizó a una velocidad de $10^\circ/\text{s}$, seleccionada para representar condiciones típicas de operación sin inducir efectos inerciales significativos. Dado que no se pretende analizar fenómenos de stick-slip, el estudio se centró exclusivamente en el par dinámico, por ser más representativo del comportamiento en servicio de la rótula. El par dinámico se determinó como el valor medio una vez que la medición se estabilizó dentro de un rango definido. Los ensayos se realizaron a temperatura ambiente y bajo condiciones de lubricación idénticas a las de las rótulas en producción en serie, asegurando que el tipo y la cantidad de grasa aplicada fueran consistentes con los valores industriales.

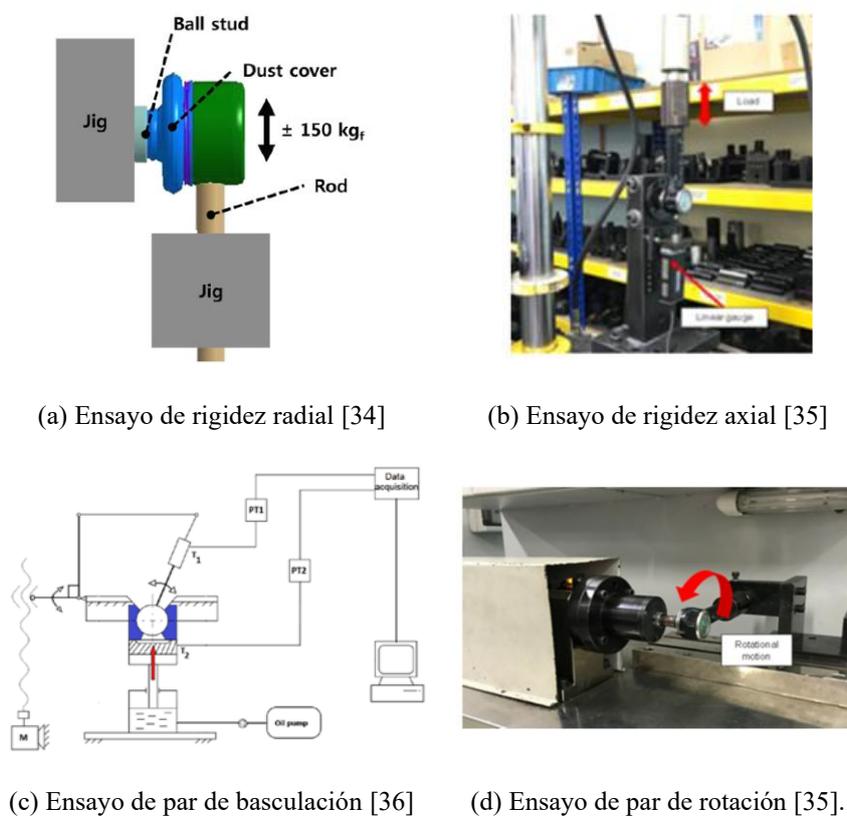


Figura 2: Esquema de los ensayos de rigidez y par.

2.4. Ensayos de desgaste

Las pruebas de desgaste se llevaron a cabo en un banco de ensayos de desgaste alternativo, diseñado específicamente para replicar las condiciones de rotación de las rótulas en servicio. Como se muestra en la Figura 3, el banco está compuesto por un motor de accionamiento, rodamientos de bolas, acoplamiento, un útil de sujeción y la rótula bajo ensayo. Para minimizar la incertidumbre en la caracterización del desgaste, se aplicó exclusivamente un movimiento de rotación sin inclinación, evitando así la introducción de efectos adicionales asociados a la basculación. Cabe destacar que las pruebas se realizaron en ausencia de carga externa aplicada sobre la rótula, permitiendo aislar el efecto del movimiento de rotación en la evolución del desgaste.

La amplitud del ángulo de rotación para las rótulas sin carga fue de 360° , con un desplazamiento de 180° en un sentido seguido por una inversión de giro de 360° en la dirección opuesta hasta alcanzar nuevamente la posición límite. Todas las pruebas se realizaron a una velocidad constante de $40^\circ/\text{s}$, asegurando condiciones controladas y representativas del comportamiento dinámico del componente.

Previo al inicio del ensayo de desgaste, se realizaron mediciones de rigidez y par a temperatura ambiente para establecer una referencia inicial. Durante el ensayo, estas mediciones se repitieron cada 6500 ciclos con el fin de evaluar la evolución del desgaste y su impacto en las propiedades mecánicas de la rótula. Para evitar la influencia de dilataciones térmicas en los resultados, tras cada intervalo de ensayo se estableció un periodo de reposo de una hora, permitiendo que los componentes alcanzaran nuevamente la temperatura ambiente antes de proceder con las mediciones. El ensayo de desgaste se prolongó hasta completar un total de 50.000 ciclos.

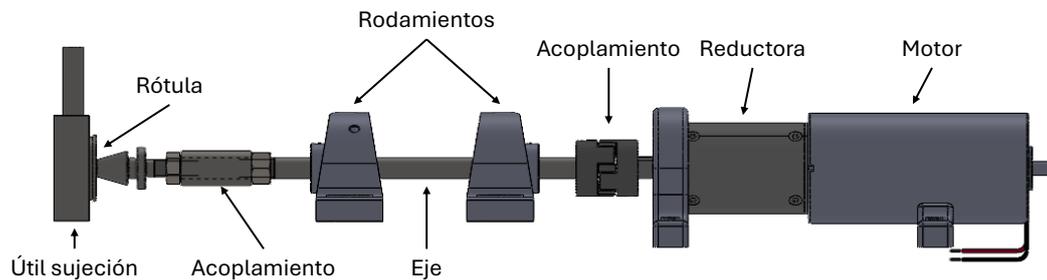


Figura 3: Banco de ensayos para ensayos de desgaste.

3. Desarrollo del modelo de EF estático

El análisis mediante elementos finitos es una herramienta fundamental para comprender el comportamiento mecánico y tribológico de las rótulas automotrices, permitiendo evaluar con precisión distribuciones de presión, deformaciones y rigideces en diferentes condiciones de operación. En este apartado se describe el desarrollo del modelo de elementos finitos, desde su construcción inicial hasta su validación experimental.

El proceso comenzó con la generación de un modelo estático destinado a evaluar la calidad de la malla y la resolución de la presión de contacto en la interfaz entre la bola y el asiento, originada por la interferencia de montaje. Posteriormente, se implementaron modelos específicos para la determinación de la rigidez radial y axial de la unión rotular. La correlación con los ensayos experimentales evidenció la necesidad de incluir el proceso de ensamblaje en la simulación, asegurando una representación más precisa de las condiciones reales de funcionamiento.

Además, se desarrolló un modelo adicional para la evaluación de los pares de rotación y basculación, considerando los efectos de contacto y fricción en la interfaz tribológica. Finalmente, los resultados numéricos obtenidos fueron validados mediante comparación con los datos experimentales, lo que permitió ajustar y optimizar el modelo para mejorar su capacidad predictiva.

3.1. Aspectos generales del modelo de elementos finitos

En primer lugar, se desarrolló un modelo de elementos finitos (EF) para analizar el comportamiento del contacto en la rótula, el cual fue posteriormente validado mediante ensayos experimentales. Como se ilustra en la Figura 4.a, el modelo incluye la bola, el vástago, el casquillo de acero y el asiento de POM, componentes clave en la transmisión de esfuerzos y en la evolución del desgaste. En este tipo de uniones, la precarga se genera debido a la interferencia de montaje entre la bola y el asiento. Para cuantificar con precisión dicha interferencia, se midieron las dimensiones de los componentes mediante una máquina de medición por coordenadas (CMM), lo que permitió una caracterización geométrica detallada antes de la simulación.

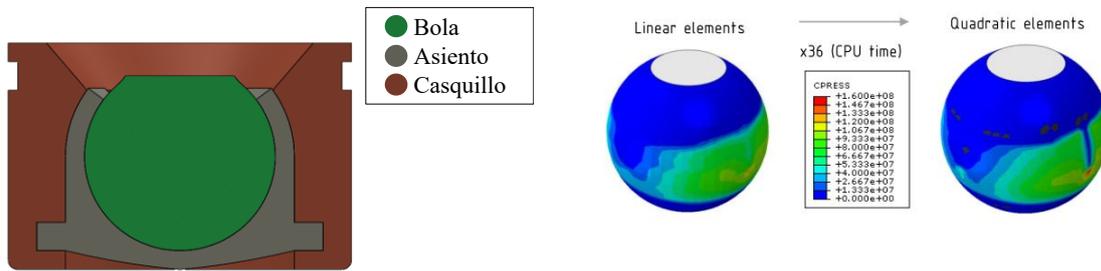
Desde el punto de vista material, el acero se modeló como un sólido elástico lineal, mientras que el POM se definió mediante un comportamiento elasto-plástico, considerando su capacidad de deformación irreversible bajo carga. Las propiedades mecánicas empleadas para cada material se obtuvieron de bases de datos experimentales y literatura especializada, asegurando una representación realista del comportamiento estructural del conjunto. Las propiedades mecánicas empleadas para ambos materiales, incluyendo sus módulos elásticos, coeficientes de Poisson y curvas tensión-deformación en el caso del POM, se detallan en la Tabla 1.

Tabla 1: Propiedades mecánicas de los materiales empleados en la construcción de la unión rotular.

	POM	Acero
Módulo de elasticidad [GPa]	3.1	210
Módulo de Poisson	0.38	0.3
Límite elástico [MPa]	68	640
Densidad [kg/m ³]	1410	7850

En la generación de la malla, se evaluaron tanto el tipo como el tamaño de los elementos para garantizar un equilibrio óptimo entre precisión y eficiencia computacional. Inicialmente, se compararon elementos finitos lineales y cuadráticos utilizando un tamaño de elemento de 1 mm. Los elementos cuadráticos, al contar con un

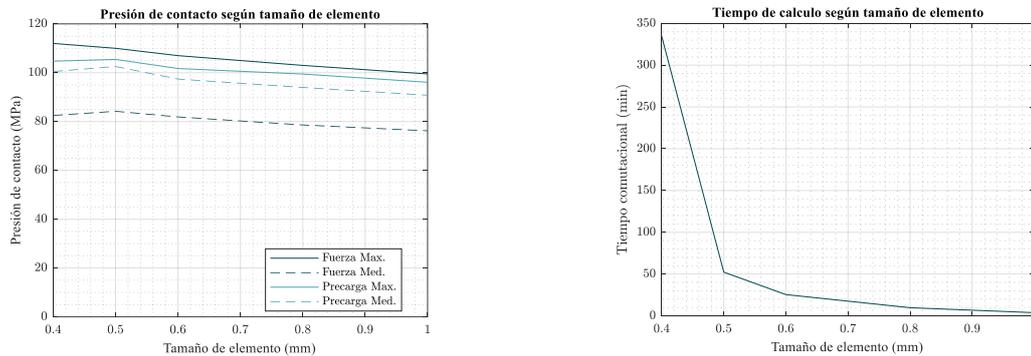
mayor número de nodos, demostraron una mejor resolución en las zonas de contacto, especialmente en las regiones donde se encuentran los canales de lubricación (Figura 4.b). No obstante, su implementación incrementó el coste computacional en un factor de 36 (2 h y 15 min respecto a los menos de 4 min), lo que llevó a optar por una malla compuesta por elementos lineales para la construcción del modelo, priorizando la viabilidad del análisis sin comprometer la fidelidad en la representación del contacto.



(a) Componentes del modelo simplificado de la unión rotular. (b) Comparación de mapas de presiones de contacto sobre la esfera para elementos lineales y cuadráticos

Figura 4: Componentes de la unión rotular y mapas de presiones de contacto.

Una vez decidido el tipo de elemento, se compararon los resultados y tiempos de cálculo de modelos de EF empleando diferentes tamaños de elementos, desde 0,4 mm hasta 1 mm. Para realizar este análisis se ha empleado un modelo en el que se resuelven las interferencias y posteriormente se aplica una carga radial. Las variables comparadas pueden verse en la Figura 5.a los valores máximos (líneas continuas) y medio de la presión de contacto (líneas discontinuas) en los nodos alrededor del ecuador de la esfera para diferentes densidades de malla. En la Figura 5.a las líneas oscuras representan la presión de contacto debido a la precarga, mientras que las líneas claras están relacionadas con la carga radial. La diferencia entre los resultados del análisis con tamaños de elementos de 0,4 mm y 0.6 mm fue menor que 5%, mientras que el tiempo de cálculo se multiplicó por un factor de más de 10, tal y como se puede observar en la Figura 5.b. Por lo tanto, se seleccionó un tamaño de 0.6 mm.



(a) Comparación de valores máximas y medios de presiones de contacto para diferentes tamaños de malla. (b) Coste computacional para diferentes tamaños de malla.

Figura 5: Análisis de la influencia del tamaño de elemento en el análisis de uniones rotulares.

3.2. Análisis de rigidez

Como se mencionó previamente, en las rótulas se pueden distinguir dos rigideces en función de la dirección de aplicación de la carga: axial y radial. Dado que cada rigidez requiere una configuración experimental específica, también es necesario desarrollar un modelo de simulación diferenciado que incluya los utillajes utilizados en los ensayos físicos para replicar con la mayor fidelidad posible las condiciones experimentales.

Para el análisis de la rigidez radial, el modelo de elementos finitos incorpora el utillaje de ensayo, aplicando las condiciones de contorno sobre su base, donde los nodos se restringen completamente para simular la fijación experimental. Antes de la aplicación de la carga principal, se realiza un primer paso de simulación en el que se introduce la precarga del vástago roscado, reproduciendo la unión atornillada con el utillaje. Posteriormente, en un segundo paso de cálculo, se aplica una carga en dirección radial (perpendicular al vástago), incrementándola progresivamente desde 0 N hasta 1000 N.

En el caso del análisis de la rigidez axial, el casquillo de la rótula se apoya sobre el utillaje en la ranura del guardapolvos, restringiendo su desplazamiento en la dirección del perno. Una vez establecidas estas restricciones, se aplica una carga de extracción sobre el perno, aumentando progresivamente hasta alcanzar los 400 N.

Los resultados experimentales de los ensayos de rigidez se representan en la Figura 6 mediante curvas de carga-desplazamiento. A partir de estas curvas, se identifican dos parámetros clave: elasticidad y rigidez total. Se observa una diferencia entre las trayectorias de carga y descarga, especialmente al reducir la carga a cero, lo que evidencia un comportamiento elástico conocido como elasticidad, cuando este valor es muy grande pasa a haber juego. Otro parámetro relevante es la rigidez total se calcula dividiendo la carga total (suma de ambas cargas objetivo) entre el desplazamiento total desde un valor de carga objetivo hasta su opuesto.

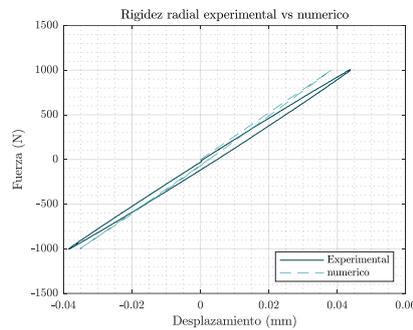


Figura 6: Rigidez radial experimental vs. numérica.

La elasticidad en la unión rotular es el resultado de la interacción entre la deformación plástica del asiento, las características geométricas del ensamblaje y el desgaste progresivo del sistema. Un aumento en esta elasticidad puede generar una holgura entre la bola y el asiento en la dirección opuesta a la carga aplicada. Como consecuencia, al invertir el sentido de la carga, de compresión a tracción, se produce un juego libre que interrumpe temporalmente el contacto entre el asiento y la bola, lo que reduce la rigidez del sistema y puede inducir fenómenos vibratorios no deseados. Esta discontinuidad en la transmisión de carga no solo compromete la estabilidad estructural de la rótula, sino que también puede afectar negativamente su comportamiento dinámico y su durabilidad en servicio. Adicionalmente, el desgaste progresivo contribuye a la reducción de la precarga inicial, lo que disminuye aún más la rigidez global y amplifica la deflexión del conjunto.

Para capturar con precisión la deformación plástica inducida durante el ensamblaje de la rótula, el modelo de elementos finitos se desarrolla en tres etapas secuenciales, tal como se ilustra en la Figura 7. En la primera etapa, se simula la inserción del perno en el casquillo de la rótula, reproduciendo las condiciones de interferencia y la generación de esfuerzos residuales en los materiales en contacto. En la segunda etapa, se ensambla el conjunto resultante dentro de la carcasa, resolviendo nuevamente las interferencias de montaje y estableciendo la precarga inicial de la rótula. Finalmente, en la tercera etapa, se aplica la carga correspondiente al ensayo simulado, permitiendo evaluar la respuesta estructural del sistema bajo condiciones operativas realistas.

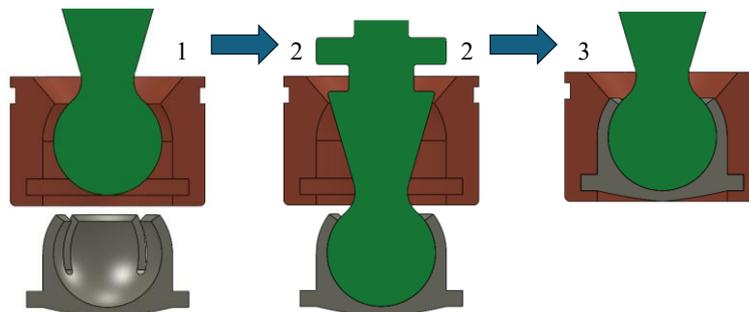


Figura 7: Secuencia de montaje de una rótula.

Se sabe que los polímeros como el POM son más rígidos bajo cargas de compresión que bajo cargas de tracción. En este caso, algunas áreas del casquillo estarán cargadas con tensiones de compresión, mientras que otras tendrán tensiones de tracción. Por lo tanto, con el objetivo de no hacer que el modelo sea más rígido que la realidad, se utilizó la curva de tracción del POM.

3.3. Análisis de par de fricción

Solo se simularon los pares dinámicos y no los pares de arranque. Se utilizó la misma estructura de análisis empleada para la rigidez; los dos primeros pasos se resolvieron para obtener la condición de precarga de la junta y el último paso se empleó para la carga específica de la prueba. Para el análisis del par de fricción, se aplicaron rotaciones en lugar de carga en el último paso, por lo tanto, solo se permite la rotación de la bola en el eje probado y se restringen los desplazamientos en el extremo de la varilla. Se aplicó una rotación de 10 grados alrededor del eje del perno a la bola, para obtener el par de fricción de rotación. Para el par de inclinación, la rotación se aplicó alrededor de un eje que se encuentra en un plano perpendicular al eje del perno.

4. Resultados del modelo de EF estático

En el diseño y evaluación de las uniones rotulares, las interferencias de ensamblaje son un factor crítico que determina no solo las características de la precarga, sino también el comportamiento mecánico y tribológico del componente. La distribución de la interferencia durante el montaje puede afectar al valor de las rigideces radial y axial, así como la respuesta dinámica del conjunto, particularmente en relación con los pares de rotación y basculación. Para investigar estos efectos de manera detallada, se han llevado a cabo simulaciones numéricas de la rótula, variando las interferencias de ensamblaje entre los componentes clave: la bola, el casquillo y el asiento.

Este apartado presenta los resultados de las simulaciones, en las que se exploran diferentes valores de interferencia y su impacto sobre la rigidez en ambas direcciones, radial y axial. Se analizan, además, cómo estas interferencias modifican el comportamiento de los pares de rotación y basculación, factores esenciales para garantizar el correcto funcionamiento y durabilidad de la rótula. Los resultados obtenidos muestran una buena correlación con los ensayos experimentales, que evidencian comportamientos similares en términos de rigidez y distribución de cargas, lo que valida la precisión y aplicabilidad del modelo numérico.

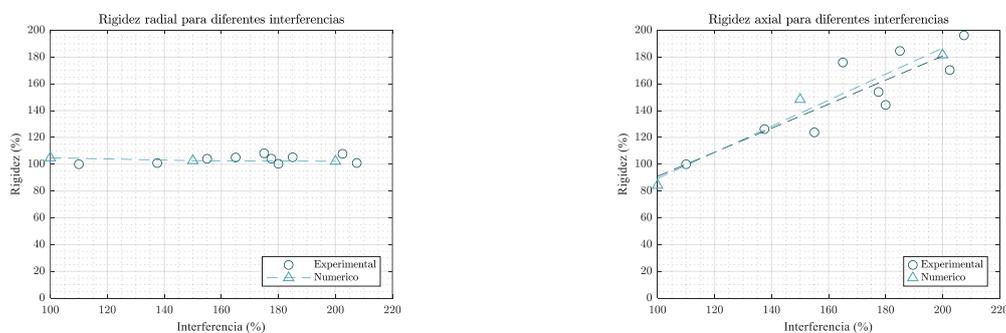
Las interferencias probadas están dentro del rango de tolerancias de fabricación de los componentes, con especial atención a los asientos de POM. Debido a que estos asientos se fabrican mediante procesos de inyección de plásticos, presentan un rango de tolerancias considerablemente amplio, lo que añade complejidad al análisis y diseño de las rótulas. Un estudio más profundo y detallado de estas interferencias podría proporcionar información valiosa para determinar las tolerancias admisibles en los procesos de fabricación, lo que permitiría asegurar el correcto funcionamiento de las rótulas a lo largo de su vida útil. Estos hallazgos pueden ser de gran utilidad para optimizar los procesos de fabricación y mejorar la fiabilidad de los componentes en condiciones de servicio reales.

4.1. Influencia de la interferencia en la rigidez

Los análisis de rigidez axial y radial demostraron una buena concordancia con los resultados experimentales, tal como se observa en la Figura 8. En el caso de la rigidez radial, se observó que, dentro del rango de interferencias analizado, esta permaneció constante, independientemente de las variaciones en la configuración de interferencia (Figura 8.a). Este comportamiento sugiere que, para las condiciones estudiadas, las interferencias de ensamblaje no afectan significativamente la rigidez radial. Esto se puede atribuir a que, en dirección radial, un aumento en la interferencia no genera un aumento proporcional en la superficie de contacto entre la bola y el asiento, aunque sí incrementa la presión de contacto. Sin embargo, esta mayor presión no parece modificar el área de interacción radial de manera que afecte la rigidez.

Por otro lado, los resultados para la rigidez axial indican que un aumento en las interferencias de ensamblaje conduce a una mayor rigidez axial (Figura 8.b). Este fenómeno se debe a que, con el aumento de la interferencia, el diámetro del orificio del asiento se reduce, incrementando la superficie de contacto en dirección axial. Este cambio en la geometría de la unión aumenta la rigidez axial al proporcionar una mayor área para distribuir la carga, lo que reduce la deformación axial y mejora la resistencia a la compresión.

El análisis de las interferencias es especialmente relevante en el contexto de la fabricación, dado que las tolerancias de los componentes, especialmente los asientos de POM, varían significativamente debido a los procesos de inyección plástica. Los hallazgos sugieren que las interferencias dentro de los rangos tolerados por el proceso de fabricación pueden optimizar la rigidez axial sin generar efectos adversos en la rigidez radial. Además, estos resultados pueden ofrecer valiosa información sobre cómo las interferencias afectan no solo la rigidez, sino también el comportamiento a largo plazo de la rótula, considerando aspectos de desgaste y durabilidad del componente.

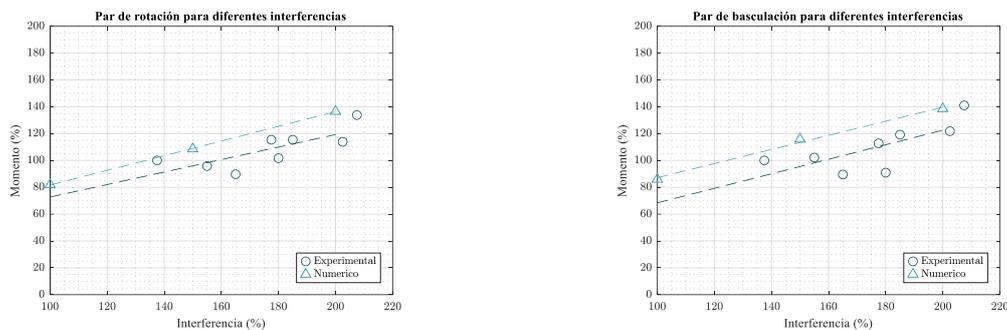


(a) Comparación entre rigidez radial experimental y numérico. (b) Comparación entre rigidez axial experimental y numérico.

Figura 8: Influencia de la interferencia de montaje en la rigidez radial y axial.

4.2. Influencia de la interferencia en los pares resistentes de la rótula

A medida que la interferencia de ensamblaje aumenta, se observa un incremento en ambos pares, como se ilustra en la Figura 9. Este comportamiento puede explicarse por el aumento de las fuerzas de fricción en la periferia de la bola, las cuales son directamente proporcionales a la presión de contacto, a través del coeficiente de fricción. Al incrementarse la interferencia, también aumenta la presión de contacto entre la bola y el asiento, lo que da lugar a mayores fuerzas de fricción en la periferia de la bola. Como resultado, la resistencia a la rotación se ve incrementada. Este fenómeno es evidente tanto en los pares de rotación (Figura 9.a) como en los pares de basculación (Figura 9.b), lo que subraya cómo las interferencias afectan la fricción y, por ende, la eficiencia de ambos movimientos. La relación observada entre la interferencia y la fricción destaca la necesidad de optimizar las tolerancias de ensamblaje para minimizar los efectos no deseados en el rendimiento de la rótula, garantizando así su funcionamiento suave y eficiente.



(a) Comparación entre el par de rotación experimental y numérico. (b) Comparación entre par de basculación experimental y numérico.

Figura 9: Influencia de la interferencia de montaje en los pares de rotación y basculación.

5. Efecto del desgaste en la rigidez y los pares

En este apartado se estudia la influencia de la carga radial sobre la discontinuidad del contacto en las uniones rotulares, un fenómeno que puede tener un impacto significativo en el comportamiento mecánico y la durabilidad de estos componentes en condiciones de servicio reales. Al aplicar una carga radial en una dirección, la presión de contacto sobre el asiento de la rótula y la bola aumenta en el lado de la aplicación de la fuerza, mientras que en el lado opuesto la presión disminuye, lo que puede llevar a una separación local cuando la diferencia en las presiones alcanza un valor crítico. Esta separación, o discontinuidad en el contacto, puede dar lugar a holgura en el sistema, especialmente cuando la carga cambia de dirección rápidamente, lo que afecta directamente a la rigidez y al comportamiento dinámico de la rótula.

Este fenómeno de separación es crucial para entender cómo las cargas fluctuantes y las variaciones en la presión de contacto durante el ciclo de vida de la rótula afectan la integridad estructural del componente. La discontinuidad de contacto no solo puede generar vibraciones y afectar el funcionamiento de la rótula, sino que también puede contribuir al desgaste progresivo del asiento de POM, material utilizado en la fabricación de las rótulas. Dado que este desgaste afecta directamente a la geometría de contacto entre la bola y el asiento, un análisis detallado es fundamental para predecir la vida útil del componente y mejorar su diseño.

Para evaluar la magnitud de estos efectos, se realiza un análisis exhaustivo utilizando un perfilómetro óptico de alta precisión, que permite medir el desgaste en el asiento de POM a lo largo de ciclos de carga. Este desgaste, inducido por las fluctuaciones en la carga radial y las variaciones en la presión de contacto, tiene un impacto directo en la durabilidad y el rendimiento de las rótulas a largo plazo. El estudio detallado de la discontinuidad del contacto y su relación con el desgaste del asiento proporciona información crítica para optimizar los diseños de las rótulas, no solo en términos de durabilidad, sino también para mejorar la fiabilidad operativa en condiciones reales, especialmente en la industria automotriz, donde las condiciones de carga son altamente variables y exigentes.

5.1. Holguras debidas a las cargas radiales

Cuando se aplica una fuerza radial sobre la rótula, la presión de contacto en la dirección de la carga aumenta, mientras que en la dirección opuesta disminuye, tal y como se ilustra en la Figura 10, que muestra la distribución de la presión de contacto a lo largo del ecuador de la esfera para distintas cargas radiales. Con el aumento de la carga radial, la presión en la zona de 0° a 200° desde la referencia se incrementa, mientras que en la región de 200° a 340° se observa una disminución significativa. Esta reducción de presión es más pronunciada en el rango de 250° a 290° , donde, a partir de una carga radial de 4.2 kN, la presión de contacto desaparece por completo. En otras palabras, a partir de este valor de carga, se produce una separación entre la esfera y el asiento. En la Figura 11 se

muestra que esta separación alcanza un valor máximo de 0.09 mm a una carga de 6 kN. Esta separación genera una discontinuidad en el contacto, lo que puede provocar que, si la carga cambia repentinamente de dirección, la bola se desplace sin oposición dentro del asiento, generando un juego libre. Cuando el contacto se restablece, no ocurre de manera gradual, sino que se produce un impacto brusco debido a la discontinuidad, lo que podría afectar negativamente la estabilidad y el rendimiento del componente en condiciones de operación dinámica.

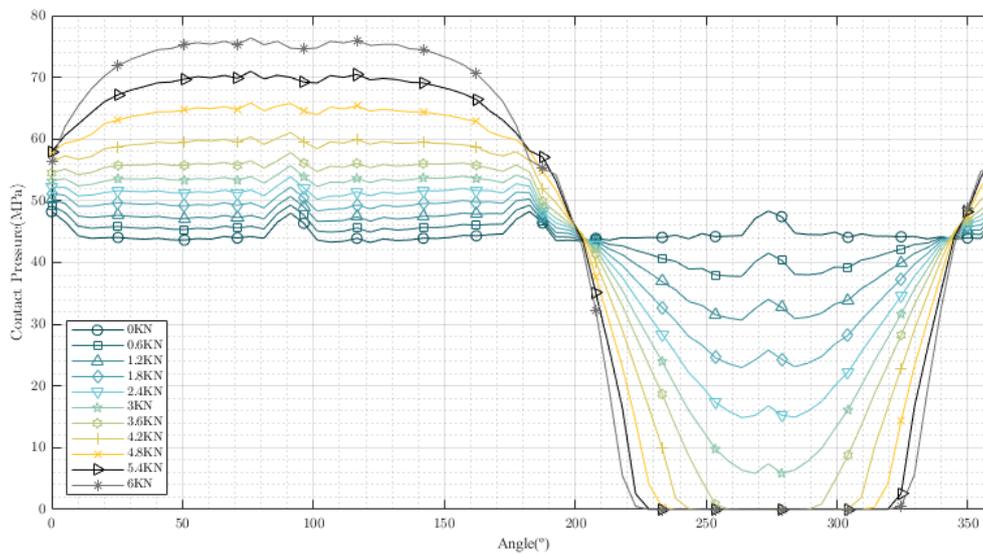


Figura 10: Presión de contacto para una rótula con interferencia de 0.05 mm bajo diferentes cargas.

Cuando la superficie del asiento sufre desgaste debido al movimiento relativo entre las superficies de la esfera y del asiento, las presiones de contacto disminuyen, lo que resulta en una reducción de la precarga de la rótula. Esta disminución de la precarga conlleva que la fuerza requerida para la pérdida de contacto sea inferior a la inicialmente necesaria. Es decir, a medida que aumenta el desgaste, disminuye la carga crítica necesaria para que se produzca la separación entre la esfera y el asiento, lo que incrementa la probabilidad de aparición de holguras, ruidos y vibraciones. Este fenómeno tiene un impacto significativo en el comportamiento dinámico de la rótula, ya que la discontinuidad en el contacto puede alterar la estabilidad del sistema. Por lo tanto, resulta fundamental el desarrollo de un modelo predictivo que permita estimar los límites de carga de servicio de las rótulas en función del desgaste, lo que sería crucial para la optimización del diseño y la mejora de la fiabilidad de estos componentes en aplicaciones exigentes.

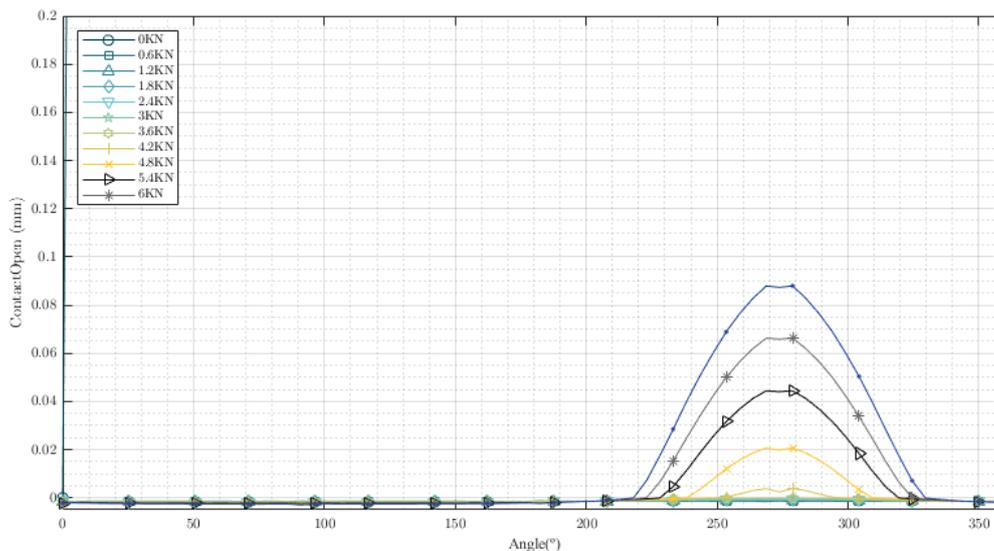
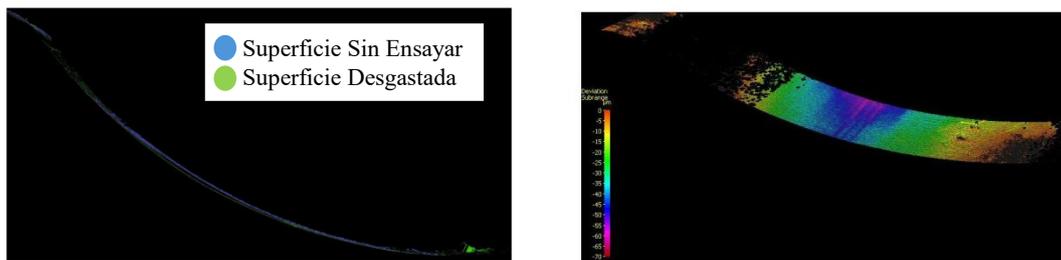


Figura 11: Aperturas de contacto para una rótula con interferencia de 0.05 mm bajo diferentes cargas.

5.2. Medición del desgaste medido en las piezas ensayadas

En la sección anterior se relacionó la reducción de la carga límite con el aumento del desgaste. Sin embargo, en realidad, el desgaste no es uniforme y depende de varios parámetros como la presión de contacto o la velocidad de deslizamiento. Por ello, se ha utilizado un perfilómetro óptico para realizar mediciones de la superficie de contacto desgastada de algunos asientos después de las pruebas de desgaste. La pieza se analizó después de 32000 ciclos de rotación a una velocidad angular de 120 °/s, y el par de fricción después de la prueba fue un 78% menor que el inicial.

La Figura 12.a muestra la comparación entre las mediciones de las superficies de contacto de un asiento nuevo y un asiento desgastado. La separación observada entre ambas líneas refleja el material eliminado debido al desgaste. Este fenómeno se concentra principalmente en la zona central, donde se forma un surco con una anchura máxima de 6,5 mm. En la Figura 12.b, se aprecia que la profundidad máxima de desgaste está localizada en una pequeña área y alcanza aproximadamente 60 µm. Este desgaste localizado puede estar influenciado por dos factores clave: la presión de contacto y la velocidad de deslizamiento. El surco generado por el desgaste se encuentra en un rango de aproximadamente 3 mm alrededor del ecuador, coincidiendo con la región de mayor presión de contacto observada en la simulación estática del ajuste de interferencia del ensamblaje, lo que sugiere una correlación directa entre el desgaste y las condiciones de contacto estático del sistema.



(a) Comparación del perfil desgastado y sin desgastar del asiento. (b) Comparación entre superficie nueva y desgastada del asiento.

Figura 12: Comparación entre superficie de contacto nueva y desgasta del asiento de una rótula.

Dentro del surco de desgaste, la zona con mayor profundidad se localiza cerca del ecuador de la bola. Esto puede atribuirse a la mayor velocidad de deslizamiento en esa región, que, a su vez, está vinculada a la mayor distancia de deslizamiento a lo largo del ecuador. La rotación de la bola se produce alrededor del eje axial del perno, y debido a la naturaleza esférica de la superficie, la velocidad de deslizamiento varía dependiendo de la distancia entre el punto en la superficie de la bola y el eje de rotación. Como consecuencia, el ecuador presenta la mayor velocidad de deslizamiento, lo que coincide con la región de mayor profundidad de desgaste. En resumen, tanto la presión de contacto como la velocidad de deslizamiento tienen un impacto significativo en el desgaste del casquillo de la rótula, siendo factores interdependientes que contribuyen al fenómeno observado.

6. Modelo de desgaste iterativo

En este apartado, se presenta un modelo de desgaste iterativo que simula el comportamiento de las superficies de contacto de la rótula, incorporando la actualización continua de la geometría de la superficie de contacto durante el ciclo de trabajo. Este modelo se basa en una subrutina que actualiza la posición de los nodos de la superficie del asiento a medida que se produce el desgaste, lo que permite recalcular la distribución de presiones de contacto de forma dinámica a lo largo de cada ciclo de carga. Para validar y correlacionar el modelo, se utilizan mediciones experimentales de los pares de torsión, permitiendo una evaluación precisa de la evolución del desgaste bajo condiciones operacionales específicas.

El modelo de desgaste se fundamenta en la fórmula clásica de Archard, la cual describe el desgaste superficial en función de la carga y la distancia deslizante. Sin embargo, en este caso, se observa la necesidad de modificar dicha fórmula para dar un mayor peso a la presión de contacto, un parámetro crítico que influye de manera significativa en la evolución del desgaste en la interfaz de la rótula. A través de esta modificación, se pretende mejorar la precisión del modelo y capturar de manera más fiel el comportamiento real del desgaste, reflejando las condiciones experimentales observadas y proporcionando una herramienta más robusta para predecir la vida útil de las rótulas bajo diferentes condiciones de carga y contacto.

6.1. Modelo de desgaste iterativo

La evolución de la topografía de la superficie de fricción como resultado del desgaste se modeló mediante una subrutina de movimiento de nodos (UMESHMOTION[37]). El proceso general del análisis de desgaste se ilustra en la Figura 13. En primer lugar, se calcula la precarga inicial de la rótula. A continuación, se aplica la rotación a la bola, lo que permite obtener las condiciones de contacto en un marco específico. Los datos generados en este análisis de contacto se utilizan como input para alimentar la subrutina, encargada de calcular la nueva posición de los nodos para el siguiente marco temporal. De esta manera, se simula el desplazamiento de cada nodo,

actualizando continuamente su posición para reflejar el desgaste y la alteración de la superficie de contacto a medida que avanza la simulación.

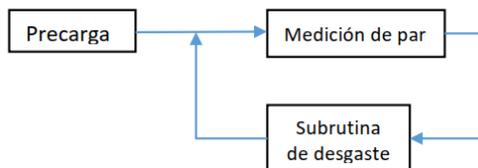


Figura 13: Diagrama de funcionamiento de la subrutina.

El desgaste se modeló mediante el modelo de desgaste de Archard [38], que relaciona el volumen de desgaste con la distancia de deslizamiento, la dureza del material más blando (POM en este caso) y la fuerza aplicada.

$$\frac{V}{A \cdot s} = \frac{K}{H} \cdot \frac{F}{A} \quad (1)$$

Donde V es el volumen de material desgastado, A es el área sobre la que se aplica la fuerza de contacto, s es la distancia deslizada, K es el coeficiente de Archard, H es la dureza del material más blando y F es la fuerza aplicada. Esta fórmula ha sido modificada para obtener la profundidad de desgaste:

$$h = \frac{K}{H} \cdot s \cdot P \quad (2)$$

Donde h es la profundidad de desgaste y P es la presión de contacto. Derivando la ecuación respecto al tiempo, podemos obtener la velocidad con la que aumenta la profundidad de desgaste respecto a la velocidad de deslizamiento.

$$\frac{h}{t} = \frac{K}{H} \cdot \frac{s}{t} \cdot P \quad (3)$$

La dureza del POM y el coeficiente de Archard se obtuvieron mediante resultados experimentales, lo que implica que las condiciones establecidas en el modelo deben ser validadas experimentalmente bajo las mismas condiciones. La dureza del POM, con un valor de 137,9 MPa, se extrajo de la literatura [39]. En cuanto al coeficiente de Archard, los valores reportados para el contacto acero-polietileno varían entre 10^{-5} y 10^{-7} [40-42]. Este coeficiente se evaluó a partir de un gráfico de par versus ciclos completados, donde la caída más pronunciada del par está asociada con una mayor tasa de desgaste. La Figura 14 ilustra los pares de rotación del pivote de bola tras diferentes números de ciclos de desgaste. La línea azul representa las mediciones experimentales en distintos momentos de las pruebas, mientras que las demás líneas corresponden a los pares calculados para diferentes valores del coeficiente de Archard. Se observa que, con valores bajos del coeficiente, la pérdida de par es más lenta en comparación con los resultados experimentales y no alcanza un valor estable dentro del rango de ciclos analizados. En contraste, los valores más altos del coeficiente de Archard se caracterizan por una rápida caída inicial del par, seguida de una estabilización más temprana. Esto indica que, para valores bajos del coeficiente, la tasa de desgaste es inferior a la medida experimental, pero el desgaste continúa durante un mayor número de ciclos. Por otro lado, un valor elevado del coeficiente de Archard resulta en una tasa de desgaste demasiado alta, lo que provoca una estabilización prematura del par.

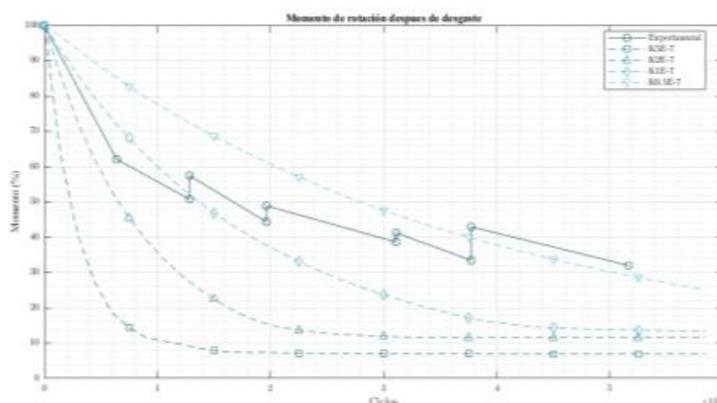


Figura 14: Efecto de la constante de Archard (K) en el modelo de desgaste.

Aunque la ecuación de Archard fue inicialmente formulada para modelar el desgaste adhesivo, ha sido adoptada ampliamente para describir diversos comportamientos de desgaste, debido a que captura todas las condiciones de la superficie en un solo parámetro: el coeficiente de desgaste K . Sin embargo, esta fórmula no fue diseñada para abordar efectos relacionados con la velocidad de deslizamiento o con condiciones de deslizamiento no lineales,

que suelen ser relevantes en las transiciones de desgaste [43]. Como resultado, muchos investigadores han modificado el coeficiente de desgaste en la ecuación de Archard para incluir efectos adicionales, como la topografía de la superficie [44] o la dependencia de la presión y la velocidad de deslizamiento [45, 46]. En el presente trabajo, el desgaste de la rótula estudiada no puede ser modelado utilizando un valor constante para el coeficiente de desgaste, ya que éste debe depender de un parámetro dinámico, como la presión de contacto, que varía a medida que progresa el desgaste. A medida que aumenta el desgaste, la interferencia entre la bola y el casquillo disminuye, lo que conlleva una reducción de la presión de contacto entre las superficies de fricción. Esta disminución de la presión reduce la tasa de desgaste, lo que significa que la velocidad de desgaste disminuirá a medida que se acumule más volumen de material desgastado. Para este estudio, el coeficiente de desgaste se definió como $2 \cdot 10^{-9} \cdot P^2$, donde P representa la presión de contacto entre la bola de acero y la superficie del casquillo de POM.

$$h = \frac{K}{H} \cdot s \cdot P^x \quad (4)$$

La Figura 15 muestra la comparación entre los resultados obtenidos mediante la simulación y los resultados experimentales, los cuales fueron medidos cada 6500 ciclos. Los resultados mostraron una mejora significativa al aplicar la nueva formulación del modelo de Archard, donde la presión de contacto adquiere un rol más relevante en la tasa de desgaste. En particular, el comportamiento simulado refleja de manera más precisa la reducción inicial exponencial del par, observada también en los ensayos experimentales. A medida que el número de ciclos aumenta, los resultados experimentales muestran que la tasa de disminución del par se estabiliza a partir de aproximadamente 20,000 ciclos, un comportamiento que ahora se reproduce con mayor exactitud en la simulación. Esta mejora en la predicción del par de rotación refuerza la efectividad de la modificación en la fórmula de Archard, mostrando que la inclusión de la presión de contacto en el coeficiente de desgaste permite una representación más fiel del desgaste real en la rótula a lo largo del tiempo.

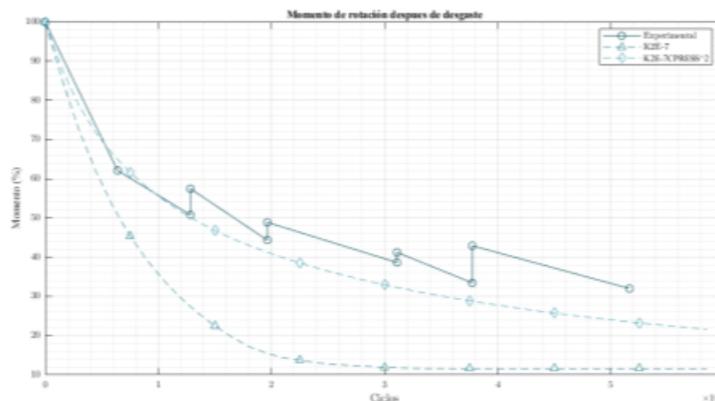


Figura 15: Efecto del cuadrado de la presión en el modelo de desgaste.

7. Conclusiones

En este estudio, se ha desarrollado un modelo avanzado para la predicción del desgaste en rótulas de automoción, tomando en cuenta la compleja interacción entre la bola, el asiento y el casquillo. Este enfoque integral ha permitido caracterizar con precisión el comportamiento tribológico del sistema, evaluando detalladamente los efectos de la fricción y su impacto en el desgaste de los componentes.

Un análisis exhaustivo de la malla de elementos finitos ha sido fundamental para optimizar la precisión de los cálculos, garantizando que el modelo sea lo más preciso posible. Además, se ha estudiado la influencia de las interferencias de ensamblaje sobre las rigideces radial y axial del conjunto, destacando que la interferencia de montaje no presenta una influencia significativa sobre la rigidez radial, mientras que su efecto en la rigidez axial es considerable, principalmente debido a la precarga inducida durante el ensamblaje.

Los modelos desarrollados para los pares de rotación y basculación también han proporcionado una mejor comprensión del comportamiento mecánico de la rótula, revelando cómo las interferencias afectan a las fuerzas y momentos durante el funcionamiento. Estos modelos no solo permiten la predicción de los pares de rotación y basculación, sino también el análisis de las implicaciones del desgaste en el desempeño de la rótula a largo plazo.

Para validar el modelo de desgaste, se realizaron ensayos experimentales utilizando un perfilómetro óptico para cuantificar el desgaste en la superficie del asiento de POM. Los resultados experimentales fueron correlacionados exitosamente con las simulaciones, destacando una mejora sustancial en la predicción del desgaste gracias a la implementación de una subrutina para el modelado iterativo del desgaste. Aunque la fórmula de Archard inicial no replicaba adecuadamente los resultados experimentales, la modificación de esta fórmula, con un enfoque en la

presión de contacto, permitió una correspondencia mucho más precisa entre los resultados simulados y los medidos experimentalmente. Esto incrementó notablemente la capacidad predictiva del modelo, especialmente al evaluar los límites de carga en función del desgaste.

El modelo desarrollado en este trabajo ofrece una herramienta útil para la evaluación precisa del desgaste en rótulas de suspensión, lo que representa un avance significativo en la optimización del diseño y la mejora de la durabilidad de estos componentes. Además, se ha demostrado que los efectos de la interferencia, la presión de contacto y las condiciones de desgaste localizadas son factores críticos a considerar en el diseño de rótulas, especialmente en aplicaciones automotrices donde la fiabilidad y la durabilidad son esenciales. Los resultados obtenidos abren la puerta a futuros estudios que permitan ajustar aún más las tolerancias de fabricación y mejorar el rendimiento de las rótulas en condiciones de servicio extremas.

8. Referencias

- [1] Heiβing B., Ersoy M., Chassis Handbook: Fundamentals, Driving Dynamics, Components, Mechatronics, Perspectives (2011).
- [2] Eng D. et al., "Comparison of the friction coefficient for selected car suspensions elements", Scientific Proceedings XXII International Scientific-Technical Conference, Varna, Bulgaria, 14-16 (2014).
- [3] Komori K., Nagataki T., "Friction Behavior of Diamond-Like Carbon Coated Ball Joint: Approach to Improving Vehicle Handling and Ride-Comfort", SAE International Journal of Passenger Cars - Mechanical Systems 8(2), 638-646 (2015).
- [4] Vijayanand A., Natarajan S., Ramkumar K. R., Sundararajan S., "Optimization and dry sliding wear behaviour of spray coated MoS₂ on automotive ball joints through response surface methodology", Materials Research Express 6 (2018).
- [5] Chung S., Lee Y., Park S., "Practical Evaluation of Ball Stud Plating Effects on the Increase of Free Gap of Ball Joints in the Vehicle", International Journal of Automotive Technology 21, 1107-1111 (2020).
- [6] Mergler Y., Schaake R., Huis in 't Veld A., "Material transfer of POM in sliding contact", Wear 256, 294-301 (2004).
- [7] Xiong X., Hua L., Wan X., Yang C., Xie C., He D., "Experiment and simulation of friction coefficient of polyoxymethylene", Industrial Lubrication and Tribology 70(2), 273-281 (2018).
- [8] Roslizan M. F., Sulaiman S., "Analysis of The Ball Joints Rolling Process Deformation", Progress in Engineering Application and Technology 1(1), 390-398 (2020).
- [9] Jang B.-H., Lee K.-H., "Analysis and design of a ball joint, considering manufacturing process", Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science 228(1), 146-151 (2014).
- [10] AK-LH 14, Suspension Joints/Requirements and Testing (2004).
- [11] Zhang J., Fang B., Zhu Y., Hong J., "A comparative study and stiffness analysis of angular contact ball bearings under different preload mechanisms", Mechanism and Machine Theory 115, 1-17 (2017).
- [12] Farfan-Cabrera L. I., "Tribology of electric vehicles: A review of critical components, current state and future improvement trends", Tribology International 138, 473-486 (2019).
- [13] Weiss C., Morlock M., Hoffmann N., "Friction induced dynamics of ball joints: Instability and post bifurcation behavior", European Journal of Mechanics - A/Solids 45 (2013).
- [14] Koumura S., Shionoya T., "Ride Comfort Analysis Considering Suspension Friction with Series Rigidity", SAE International Journal of Passenger Cars - Mechanical Systems 9, 409-418 (2016).
- [15] Changwan H., Kim H., Yoo Y.-J., Park S., "Relationships between Free Gaps and Abnormal Noises of Vehicle Stabilizer Links", Transaction of the Korean Society of Automotive Engineers 25, 28-34 (2017).
- [16] Martins H. R. R., Zucchini M., "Ball Joint Pull Out Simulation using Finite Element Analysis", SAE Brasil Congress and Exhibit (2006).
- [17] Sin B.-S., Lee K.-H., "Process Design of a Ball Joint, Considering Caulking and Pull-Out Strength", The Scientific World Journal 2014, 971679 (2014).
- [18] Rutci A., Eren F., "Investigation of Suspension Ball Joint Pull Out Force Based on FEA Method and Experimental Study", Academic Perspective Procedia 1, 1002-1009 (2018).
- [19] Dunn A. L., Tanner C. B., Stansifer R. L., Doyle S. A., Guenther D. A., "Vehicle Handling and Control Following Front Ball Joint Failure", SAE World Congress & Exhibition (2008).

- [20] Durisek N. J., Granat K. J., Holmes E. W., "Analysis of Front Suspension Ball Joint Separations in Motor Vehicle Crashes", SAE World Congress & Exhibition (2009).
- [21] Han G., Shangguan W.-B., Zheng G.-F., Yin Z. H., "Wear experiment of ball joints under multi-axis loads using special developed fixtures", *International Journal of Vehicle Performance* 6(1), 85-97 (2020).
- [22] Ledesma R., Jenaway L., Wang Y., Shih S., "Development of Accelerated Durability Tests for Commercial Vehicle Suspension Components", SAE Technical Papers (2005).
- [23] Ejtehadi M.-H., Klaus H., Sommer S., Haensel H., Scholten J., "Running-in phase of spherical chassis joints—identification of the main influence parameter and implementation in a wear simulation tool", *International Journal of Advanced Manufacturing Technology* 55, 983-995 (2011).
- [24] Raes S., Devreese T., Pauw J., de Baets P., "Design of a tribological ball joint tester", *International Journal Sustainable Construction & Design* 6 (2015).
- [25] Ossa A., Palacio C., Paniagua M., "Failure analysis of a car suspension system ball joint", *Engineering Failure Analysis* 18, 1388-1394 (2011).
- [26] Rutci A., Ovali E., "Plastic Ball Bearing Design Improvement Using Finite Element Method", presentado en 5th International Symposium on Innovative Technologies in Engineering and Science (ISITES'17), Baku, Azerbaijan (2017).
- [27] Su Y., Chen W., Tong Y., Xie Y., "Wear prediction of clearance joint by integrating multi-body kinematics with finite-element method", *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology* 224(8), 815-823 (2010).
- [28] Mukras S. M. S., "Computer Simulation/Prediction of Wear in Mechanical Components", *Advances in Tribology* 2020, 8867351 (2020).
- [29] Shinde J., Kadam S., "Design of Suspension Ball Joint Using FEA and Experimental Method", *International Research Journal of Engineering and Technology (IRJET)* 3(7), 1853-1858 (2016).
- [30] Watrin J. C., Makich H., Haddag B., Nouari M., Grandjean X., "Analytical modelling of the ball pin and plastic socket contact in a ball joint", en *Congrès français de mécanique, CFM 2017, Lille, France* (2017).
- [31] Soldatenkov I., "To the calculation of ball joint wear under random loading", *Journal of Friction and Wear* 13, 26-31 (1992).
- [32] Dykha A., Padgurskas J., Babak O., "Prediction of the life time of cylindrical tribosystems of a vehicle", *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering* 1021, 012036 (2021).
- [33] Ejtehadi M. H., "Experimental analysis and numerical simulation of the running-in phase in spherical suspension joints", (2013).
- [34] Han C., Kim H., Yoo Y. J., Park S., "Relationships between Free Gaps and Abnormal Noises of Vehicle Stabilizer Links", *Transactions of KSAE*, Vol. 25, No. 1, pp.28-34 (2017).
- [35] Bin Omar S., "Tribology Study of Suspension and linkages in automotive", 2nd Mytribos Symposium, Faculty of Mechanical Engineering, Universiti Teknologi Malaysia, Skudai, Johor on 8th October 2017, 38-40.
- [36] Muscă I., Romănu I. C., Gagea A., "Preliminary study of friction in automotive ball joints", *IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering* 724 (2020) 012020.
- [37] "ABAQUS/Standard User's Manual".
- [38] Archard J. F., "Single Contacts and Multiple Encounters", *Journal of Applied Physics* 32(8), 1420-1425 (1961).
- [39] "Acetal Typical Properties Generic Acetal (POM) Copolymer | UL Prospector".
- [40] Archard J. F., "Contact and Rubbing of Flat Surfaces", *Journal of Applied Physics* 24(8), 981-988 (1953).
- [41] Stanković M., Marinković A., Grbović A., Mišković Ž., Rosić B., Mitrović R., "Determination of Archard's wear coefficient and wear simulation of sliding bearings", *Industrial Lubrication and Tribology* 71(1), 119-125 (2019).
- [42] Bhushan B., *Introduction to Tribology*, 2.a ed., John Wiley & Sons (2002).
- [43] Totten G. E. (Ed.), *Friction, Lubrication, and Wear Technology*, ASM International (2017).
- [44] Tabrizi A. T., Aghajani H., Saghafian H., Laleh F. F., "Correction of Archard equation for wear behavior of modified pure titanium", *Tribology International* 155, 106772 (2021).

- [45] Liu B., Bruni S., Lewis R., "Numerical calculation of wear in rolling contact based on the Archard equation: Effect of contact parameters and consideration of uncertainties", *Wear* 490-491, 204188 (2022)
- [46] Rezaei A., Van Paepegem W., De Baets P., Ost W., Degrieck J., "Adaptive finite element simulation of wear evolution in radial sliding bearings", *Wear* 296(1), 660-671 (2012)