XXV CONGRESO NACIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA
Santander, 10-13 junio 2025
Universidad de Cantabria
IFToMM

Estudio dinámico de una cadena de rodillos mediante simulación dinámica multicuerpo en Simscape Multibody

M. Alcazar[1], J. Pérez[1], A. Escalera[1], P. Urda[2], J. A. Cabrera[1], J. J. Castillo[1],

[1] Departamento de Ingeniería Mecánica, Térmica y de Fluidos, Universidad de Málaga.

[2] Departamento de Ingeniería Mecánica y Fabricación, Universidad de Sevilla.

{manuel.alcazar@uma.es ; javierperez@uma.es ;agesza@uma.es ; purda@us.es ; jcabrera@uma.es ; juancas@uma.es}

Las cadenas de rodillos son componentes críticos en la transmisión de potencia en aplicaciones industriales y de vehículos, donde la precisión y el rendimiento del sistema dependen en gran medida de su comportamiento dinámico. A diferencia de las correas, las cadenas presentan características específicas que requieren un modelado detallado para capturar efectos dinámicos como la imposibilidad de extensión de la cadena y la influencia de la acción poligonal en la salida de velocidad angular. Este estudio presenta una simulación multicuerpo de más de cien elementos en Simscape Multibody para evaluar estos efectos en una cadena de rodillos. En primer lugar, se analiza la influencia del tamaño del piñón en la eficiencia de la transmisión, evaluando las pérdidas de potencia a distintas combinaciones de diámetro de piñón y velocidad angular. Otro aspecto clave es la acción poligonal, un fenómeno que induce una variación de la velocidad angular en la salida debido a la interacción discreta entre los rodillos y los dientes del piñón. Este efecto puede provocar fluctuaciones en la velocidad de salida, afectando el comportamiento del sistema de transmisión, particularmente en aplicaciones que requieren modelar con exactitud la entrega de potencia. La modelación detallada de estas interacciones mediante Simscape Multibody permite capturar la complejidad dinámica de las cadenas de rodillos, contribuyendo así a una comprensión más profunda de los factores que influyen en su rendimiento y fiabilidad.

1. Introducción

Las cadenas de rodillos son componentes clave en sistemas de transmisión de potencia debido a su alta capacidad para soportar cargas elevadas y su eficiencia energética [1]. Su uso es ampliamente reconocido tanto en aplicaciones industriales como en vehículos, donde el diseño y el desempeño de estas transmisiones afectan directamente la fiabilidad y el rendimiento del sistema. En ciclomotores y motocicletas de baja potencia, se emplean transmisiones por cadena o correa de manera intercambiable, mientras que en algunos casos se opta por transmisiones por cardán. Sin embargo, en la mayoría de las motocicletas de alta potencia y en todas las motocicletas de competición, las cadenas de rodillos son la solución preferida.

Las transmisiones por correa destacan por sus ventajas en términos de bajo mantenimiento, menor coste y niveles de ruido reducidos, características especialmente relevantes en motocicletas eléctricas, donde el ruido adquiere mayor importancia. Por otro lado, las transmisiones por cardán se utilizan en motocicletas de gran cilindrada y potencia moderada, donde su menor necesidad de mantenimiento compensa el coste adicional y la ausencia de altas prestaciones. A pesar de estos beneficios, las transmisiones por cadena se mantienen como las más eficientes, aunque requieren un mayor mantenimiento [2,3].

Las complejas interacciones dinámicas entre los elementos de la cadena y los componentes de la transmisión presentan desafíos significativos para su análisis y optimización. Uno de los fenómenos más relevantes en este contexto es la acción poligonal, que introduce fluctuaciones en la velocidad angular y afecta tanto la estabilidad como la eficiencia del sistema [4,5]. Adicionalmente, factores como la fricción entre eslabones y las pérdidas de potencia desempeñan un papel crucial en el rendimiento global de la transmisión [2].

En trabajos previos de los autores, se ha analizado la influencia de la disposición de los ejes del piñón, basculante y rueda en la transmisión de potencia, haciendo especial énfasis en las cadenas de rodillos [6]. Más recientemente, se desarrolló un modelo tridimensional de motocicleta para estudiar los efectos de la fricción entre los casquillos y las deslizaderas de las botellas de la suspensión delantera durante las frenadas [7].

A partir de este último modelo, se realizó una simulación preliminar utilizando el bloque de transmisión por polea de Simscape Multibody, que es un módulo de simulink [8]. Este enfoque permitió representar de manera simplificada las interacciones básicas entre los elementos de la transmisión, sirviendo como punto de partida para el análisis dinámico. No obstante, capturar con mayor detalle las complejas interacciones propias de una cadena de rodillos requirió el desarrollo de un modelo más avanzado y representativo.

En este trabajo, se presenta un modelo detallado de una cadena de rodillos desarrollado en Simscape Multibody. Este modelo permite simular el comportamiento dinámico de más de ciento cincuenta elementos rígidos, analizando con precisión aspectos clave como la acción poligonal y las pérdidas de potencia asociadas al movimiento relativo entre eslabones. Los resultados obtenidos no solo profundizan en la comprensión de las interacciones dinámicas en estos sistemas, sino que también proporcionan herramientas valiosas para optimizar el diseño de transmisiones por cadena en aplicaciones industriales y automotrices.

2. Metodología

En esta sección se describe el modelo de motocicleta utilizado y las dos configuraciones de transmisión implementadas: ideal y no ideal.

La metodología descrita proporciona la base para realizar ensayos virtuales que permitan analizar los efectos dinámicos clave en las transmisiones por cadena. En particular, se ha diseñado un conjunto de simulaciones enfocado en evaluar el impacto de la acción poligonal y la fricción entre eslabones, fenómenos críticos para comprender y optimizar el comportamiento de estos sistemas.

El sistema de motocicleta está compuesto por los siguientes sólidos:

1. Chasis: incluye todos los elementos rígidamente unidos, como el propio chasis, carenado, piloto, motor y batería.
2. Parte superior de la suspensión delantera.
3. Parte inferior de la suspensión delantera.
4. Rueda delantera.
5. Basculante.
6. Rueda trasera.
7. Eslabón ternario de la suspensión trasera.
8. Eslabón binario de la suspensión trasera.

9. Parte inferior del amortiguador trasero.
10. Parte superior del amortiguador trasero.
11. Piñón.
12. Corona.

Esto configura un sistema multicuerpo con, al menos, 12 sólidos, como se ilustra en la figura 1:

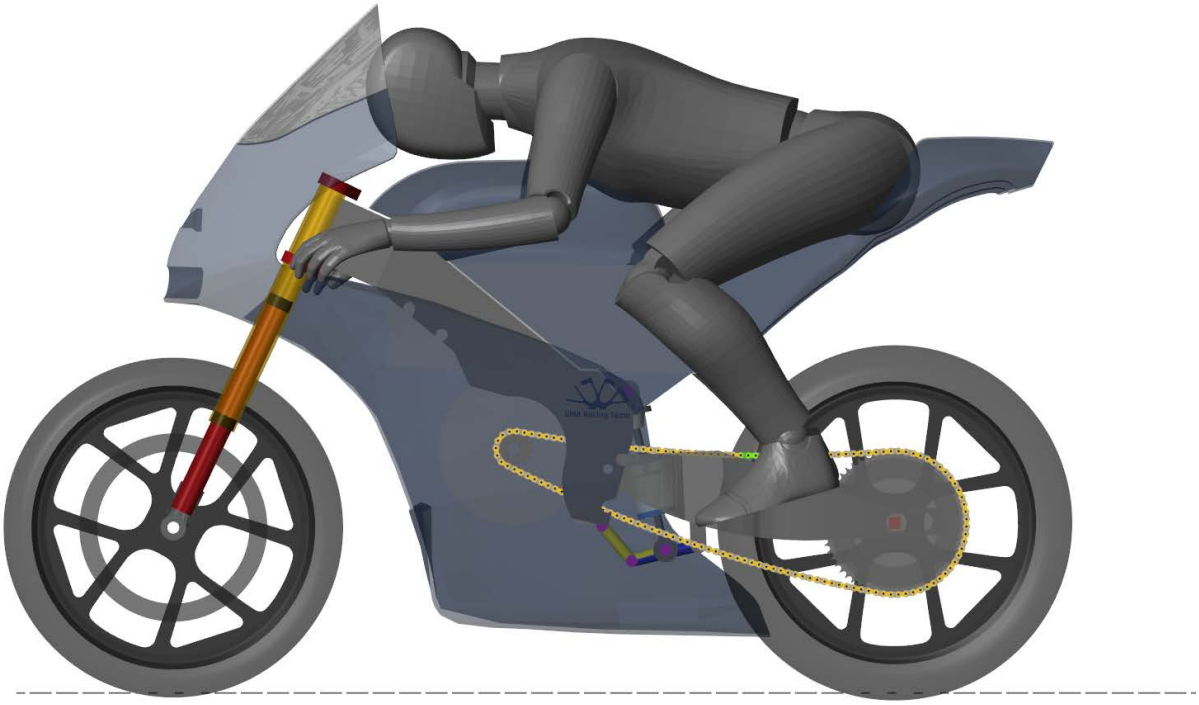


Figura 1: Vista lateral de la motocicleta.

Para las transmisiones, se han implementado dos modelos diferentes (figura 2). El primero utiliza un sistema de poleas con cables ideales e inextensibles, asumiendo una cadena sin rozamiento, inercia despreciable y radio de acción constante, es decir, sin efecto de acción poligonal. En este caso, el sistema cuenta con 12 sólidos.

El segundo modelo emplea una cadena compuesta por 144 elementos, diseñada según la norma ISO 10190: *Motorcycle chains - characteristics and test methods* [9]. Este enfoque aumenta el número de sólidos del sistema a 12 + 144 = 156.

Ambos modelos suponen una cadena de designación 415 con una relación de transmisión 4:1, un piñón de 15 dientes y una corona de 60.

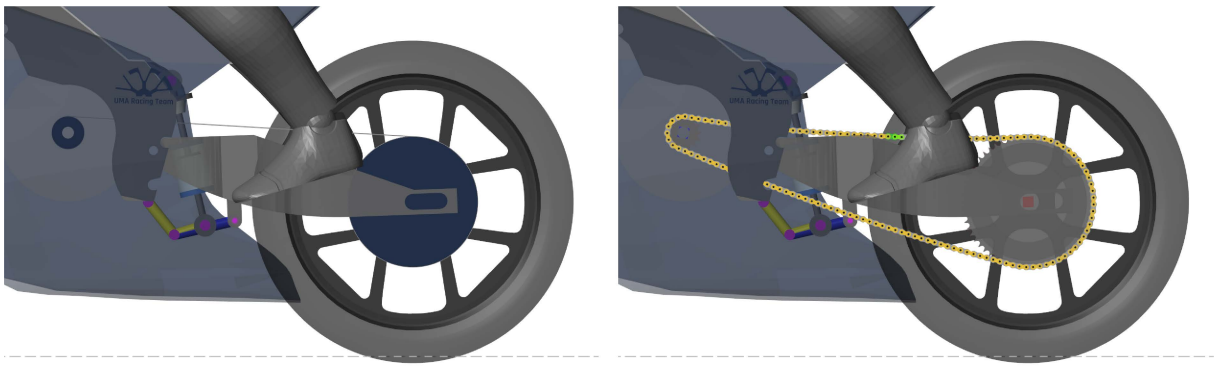


Figura 2: Vista lateral de la motocicleta.

2.1. Descripción del Modelo

Esta sección describe las conexiones entre los distintos cuerpos del sistema, siguiendo la numeración anterior. La construcción comienza con el chasis como elemento principal. Un esquema se puede ver en la figura 3.

El **chasis** (1) está conectado a los siguientes cuerpos:

- Parte superior de la suspensión delantera (2) mediante un *par de revolución*.
- Basculante (5) mediante un *par de revolución*.
- Eslabón ternario de la suspensión trasera (7) mediante un *par de revolución*.
- Parte superior del amortiguador trasero (9) mediante un *par esférico*.
- Piñón (11) mediante un *par de revolución*.

El **basculante** (5) está conectado a:

- Rueda trasera (6) mediante un *par de revolución*.
- Eslabón binario de la suspensión trasera (8) mediante un *par esférico*.

El **eslabón ternario** (7) conecta con:

- Parte inferior del amortiguador trasero (10) mediante un *par esférico*.
- Eslabón binario de la suspensión trasera (8) mediante una un *par esférico*.

Las dos partes del **amortiguador trasero** (9 y 10) están unidas mediante una *cylindrical joint*. La **rueda trasera** (6) se conecta a la corona (12) mediante una *revolute joint*, mientras que la **parte superior de la suspensión delantera** (2) está unida a su parte inferior (3) mediante una *prismatic joint*. Finalmente, la **parte inferior de la suspensión delantera** (3) conecta con la rueda delantera (4) mediante una *revolute joint*.

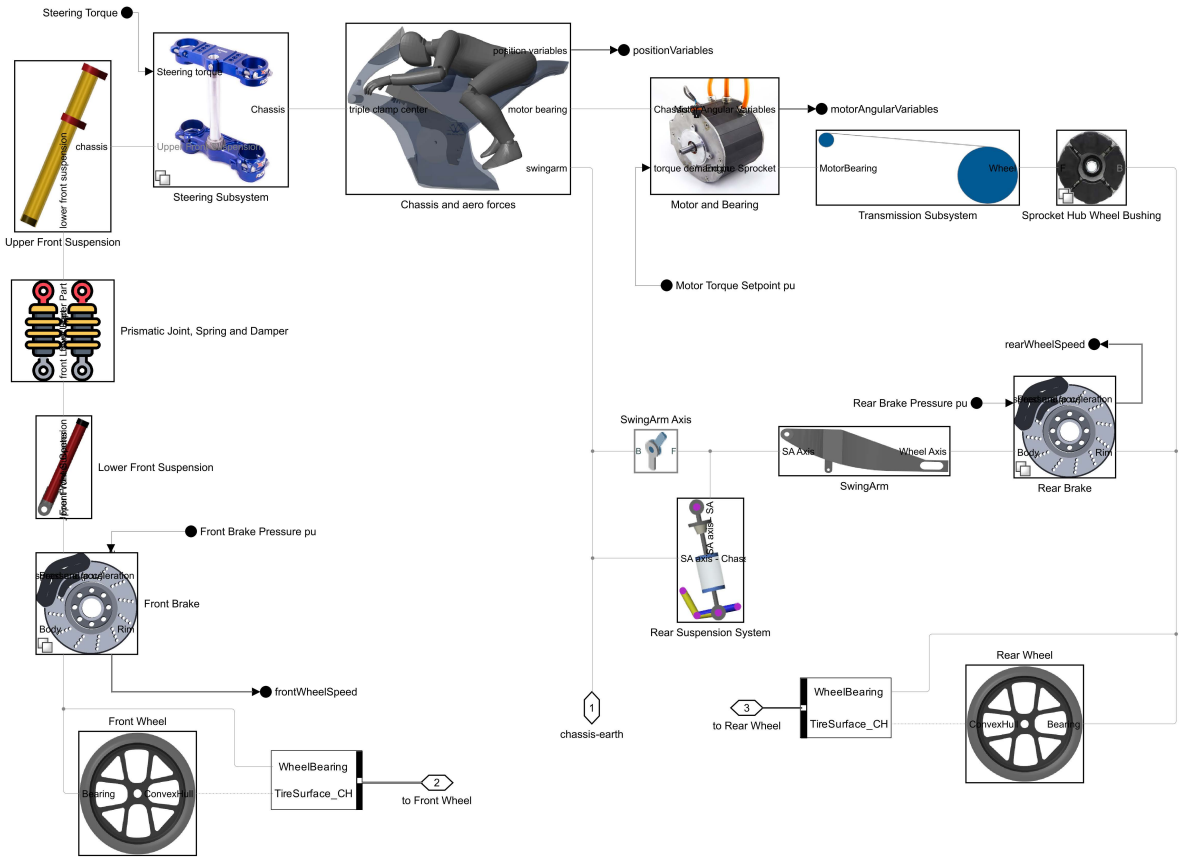


Figura 3: Estructura del modelo en Simscape Multibody.

2.2. Implementación de las Transmisiones

Desde el punto de vista del sistema multicuerpo, la transmisión se define como la relación entre el piñón (11) y la corona (12). Para este trabajo, se han considerado dos configuraciones diferentes de transmisión: una ideal y otra modelada con eslabones.

2.2.1. Transmisión ideal

La transmisión ideal (Figura 4) se implementa mediante el bloque de polea y cable disponible en Simscape. Sin embargo, este modelo presenta una limitación importante: el cable se define como perfectamente inelástico, sin masa y totalmente flexible, pero también es capaz de transmitir esfuerzos de compresión, lo que no es realista en un sistema físico. Esta característica sigue presente en la versión actual de MATLAB (2024b) y no ha sido corregida hasta la fecha, lo que puede afectar la precisión de ciertas simulaciones.

Entre las principales ventajas de este enfoque se encuentran el bajo coste computacional y la simplicidad en la inicialización de las posiciones iniciales. Estas características hacen que sea una aproximación válida para muchas simulaciones donde los efectos dinámicos detallados no son críticos.

Sin embargo, este modelo presenta limitaciones importantes:

- No considera las pérdidas de potencia, por lo que asume un rendimiento idealizado.
- No incluye el efecto de la acción poligonal, que es especialmente relevante en piñones con pocos dientes, típicos de motocicletas con altas relaciones de transmisión.
- Desprecia las tensiones adicionales generadas por las fuerzas centrífugas en los eslabones a altas velocidades.

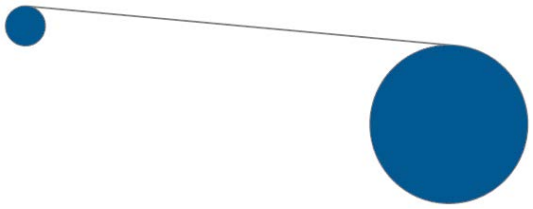


Figura 4: Vista en Simscape de la transmisión por polea (considerada aquí ideal).

2.2.2. Transmisión modelada con eslabones

La segunda configuración se basa en un modelo detallado de la cadena, compuesto por pares de eslabones interiores y exteriores según la norma ISO 10190: *Motorcycle chains - Characteristics and test methods* (Figura 5). En este caso, cada eslabón se conecta al siguiente mediante un par de revolución, salvo el último, que utiliza un par cilíndrico para evitar restricciones cinemáticas adicionales en el lazo cerrado de la cadena.

Este modelo permite capturar con mayor precisión los fenómenos dinámicos clave, como la acción poligonal y las pérdidas de potencia asociadas al movimiento relativo entre eslabones. Para ello, se ha incluido un coeficiente de amortiguamiento en los pares de revolución con el objetivo de representar de manera aproximada la fricción interna de la cadena y, con ello, estimar su rendimiento global. Esta fricción interna, que se produce entre el pasador y el casquillo de cada eslabón, es identificada en la literatura—como se menciona en [3] y en sus referencias—como la principal fuente de pérdidas de potencia en las transmisiones por cadena, por encima de la fricción en el contacto con los piñones o la corona. La importancia de este fenómeno se refleja también en la existencia de retenes en las cadenas comerciales, diseñados para mantener lubricada esta zona y reducir las pérdidas de energía.

El contacto entre los dientes del piñón y los eslabones se modela utilizando el bloque Spatial Contact Force, que representa el contacto mediante un sistema muelle-amortiguador. Aunque este bloque permite especificar un coeficiente de fricción para modelar la disipación de energía en el contacto con los piñones, en este estudio se ha optado por no incluirlo en la modelización actual. La razón principal es que el coste computacional de introducir amortiguamiento en los pares de revolución es significativamente menor que el de modelar la disipación de energía mediante fricción en el contacto espacial. Sin embargo, este enfoque presenta una limitación: la disipación de potencia en el modelo actual solo depende de la velocidad angular, mientras que en un modelo basado en fricción dependería también de la tensión en la cadena, lo que reflejaría mejor la influencia del par transmitido.

Dado que el objetivo de este trabajo es proporcionar una primera aproximación a la estimación del rendimiento de la transmisión y al estudio de la acción poligonal, este enfoque resulta adecuado en términos de simplicidad y coste computacional. No obstante, en futuras investigaciones se incorporará un modelo más completo que tenga en cuenta, al menos, la fricción en el contacto entre el casquillo y los piñones o la corona, para mejorar la caracterización de las pérdidas de potencia en la transmisión.

Para inicializar la posición de la cadena, se realiza una simulación cuasiestática previa en la que los eslabones se distribuyen en forma de circunferencia alrededor del piñón y la corona. A partir de esta configuración, se ajusta

lentamente la posición según la distancia entre ejes del sistema, proporcionando una solución consistente para la simulación completa.

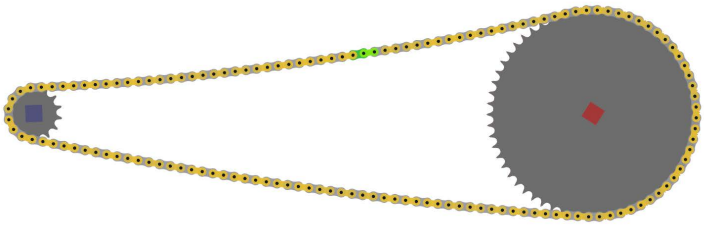


Figura 5: Vista en Simscape de la transmisión modelada con eslabones.

3. Ensayos virtuales

En esta sección se describen los ensayos virtuales (simulaciones) realizados, cuyos resultados se presentan en la sección siguiente. Aunque el modelo de la motocicleta es tridimensional, en este estudio se ha simplificado a una simulación plana. Para ello, se ha incorporado una *planar joint* entre el chasis y el sistema de referencia global, restringiendo los movimientos de guiñada, inclinación y desplazamiento lateral de la motocicleta. De este modo, solo se permite el desplazamiento longitudinal, vertical y el cabeceo.

En todos los ensayos, se consideran 5 segundos de reposo inicial para que el sistema alcance la posición de equilibrio estático. A continuación, se aplica un par motor de 60 Nm durante 2.5 segundos, registrándose las posiciones y velocidades de cada cuerpo del sistema.

3.1. Efecto de la Acción Poligonal

La acción poligonal [4,5] es un fenómeno característico de las transmisiones por cadena, donde la circunferencia de paso de la línea de acción no mantiene un radio constante. Este efecto recibe su nombre debido a que los piñones se asemejan más a un polígono regular que a un círculo perfecto, especialmente cuando el número de dientes es reducido. Cuanto menor es el número de dientes, mayor es la diferencia entre el círculo ideal y el polígono equivalente.

Desde un punto de vista cinemático, cuando un piñón conductor ideal gira a velocidad angular constante, la acción poligonal provoca fluctuaciones en la velocidad angular del piñón conducido, alcanzando variaciones del orden del 6 % en un piñón de 15 dientes.

Desde un punto de vista dinámico, este fenómeno genera vibraciones debido a las variaciones en la velocidad angular. En motocicletas, estos efectos se mitigan gracias a varios factores. El primero es el acoplamiento elástico presente en el portaplatos, una pieza que conecta la corona con la rueda y que está montada sobre soportes viscoelásticos, denominados *silent blocks*. Además, la elasticidad y holgura de la cadena también contribuyen a amortiguar estas oscilaciones, así como evitar el uso de piñones con un número reducido de dientes. No obstante, para un estudio detallado de este fenómeno, es necesario modelar la cadena con precisión, como se ha realizado en este trabajo.

3.2. Efecto de la Fricción entre Eslabones

Otro aspecto clave es la fricción entre los eslabones de la cadena. Aunque las cadenas de rodillos son mecanismos de transmisión de potencia altamente eficientes, despreciar las pérdidas de energía no siempre es válido. Burgess [3] demostró que la eficiencia de una transmisión por cadena varía en función de la velocidad de la motocicleta, situándose entre el 96 y el 99 % para velocidades inferiores a 120 km/h, mientras que puede descender hasta un 85 % a 240 km/h.

El principal mecanismo de fricción entre eslabones se debe al contacto entre el pasador y el casquillo en el que está alojado [3]. Cuanto menor es el número de dientes del piñón, mayor es el ángulo de giro relativo entre eslabones al acoplarse, lo que incrementa la fricción. Además, una mayor tensión en la cadena aumenta la fuerza de contacto entre el pasador y el casquillo, intensificando la fricción.

Otro factor relevante es la presencia o ausencia de retenes en la cadena. Las cadenas de motocicleta no diseñadas para competición suelen incluir retenes (*O-rings* o *X-rings*, según su sección transversal) que contribuyen a mantener la lubricación interna de los eslabones, reduciendo la necesidad de mantenimiento. No obstante, las cadenas sin retenes, aunque presentan menor fricción cuando están correctamente lubricadas, requieren un mantenimiento más frecuente.

La tensión en la cadena es un factor determinante en la pérdida de potencia y está influida por dos factores principales: el par transmitido y el tamaño del piñón, así como la fuerza centrífuga generada al seguir la trayectoria circular alrededor del piñón. Este último factor está relacionado con el cuadrado de la velocidad, el radio del piñón y la masa de los eslabones. A velocidades inferiores a 120 km/h, un piñón pequeño empeora la eficiencia, mientras que a velocidades superiores la situación se invierte [3].

Para este estudio, se ha buscado un equilibrio entre la precisión y el coste computacional. Por ello, la fricción entre eslabones se ha modelado mediante un coeficiente de amortiguamiento constante.

4. Resultados y Discusión

En esta sección se van a mostrar y comentar los resultados de las simulaciones realizadas. En la figura 6 se muestra la velocidad angular de la corona y la velocidad angular del piñón dividida entre la relación de transmisión. Aquí se puede ver que, aunque en promedio la velocidad angular del piñón es 4 veces mayor que la de la corona, existen fluctuaciones en esa velocidad que es interesante estudiar.

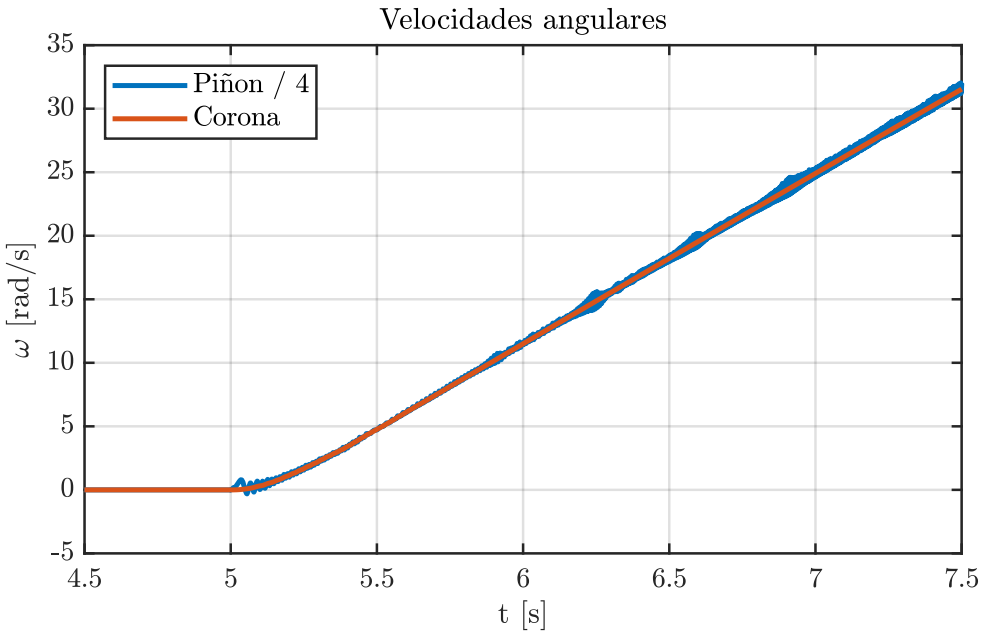


Figura 6: Relación de velocidades angulares para el caso de la transmisión modelada en detalle.

En la figura 7 se muestra la relación de velocidades angulares normalizadas, definida como el cociente entre la velocidad angular del piñón y la de la corona, dividido a su vez entre la relación de transmisión (4:1 en este caso). Para una transmisión ideal, este valor se mantendría constante en 1.

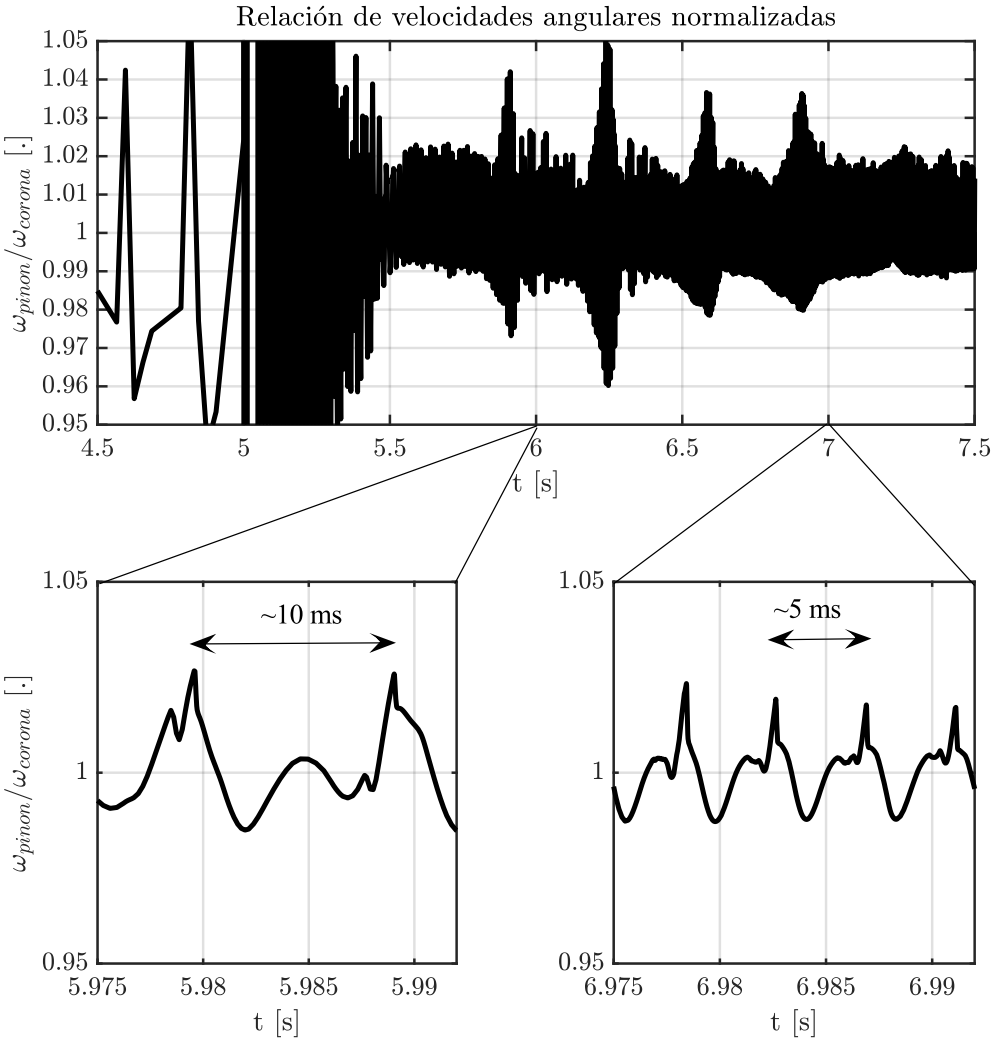


Figura 7: Relación de velocidades angulares para el caso de la transmisión modelada en detalle.

Las figuras inferiores, con la misma escala temporal, analizan en detalle los eventos ocurridos aproximadamente en los segundos 6 y 7, representados en los gráficos de la izquierda y la derecha, respectivamente. Se observa un comportamiento periódico en ambas gráficas, con periodos aproximados de 10 y 5 milisegundos, correspondientes al tiempo que tarda un eslabón de la cadena en recorrer la distancia de un diente del piñón. Cabe destacar que el piñón utilizado en esta simulación tiene 15 dientes y que la velocidad angular en el sexto segundo es de aproximadamente 46 rad/s, duplicándose en el séptimo segundo.

El comportamiento observado en estas simulaciones concuerda con las expectativas del estudio, evidenciando y caracterizando de manera clara el efecto de la acción poligonal de la cadena.

A continuación, se analiza el rendimiento de la transmisión. En la figura 8 se muestra el perfil de velocidades para los dos casos estudiados: transmisión modelada en detalle y transmisión simplificada. Se observa que la transmisión simplificada, que no considera pérdidas en la cadena, hace que la moto alcance una mayor velocidad. Sin embargo, el perfil de velocidades por sí solo no proporciona información suficiente sobre el rendimiento.

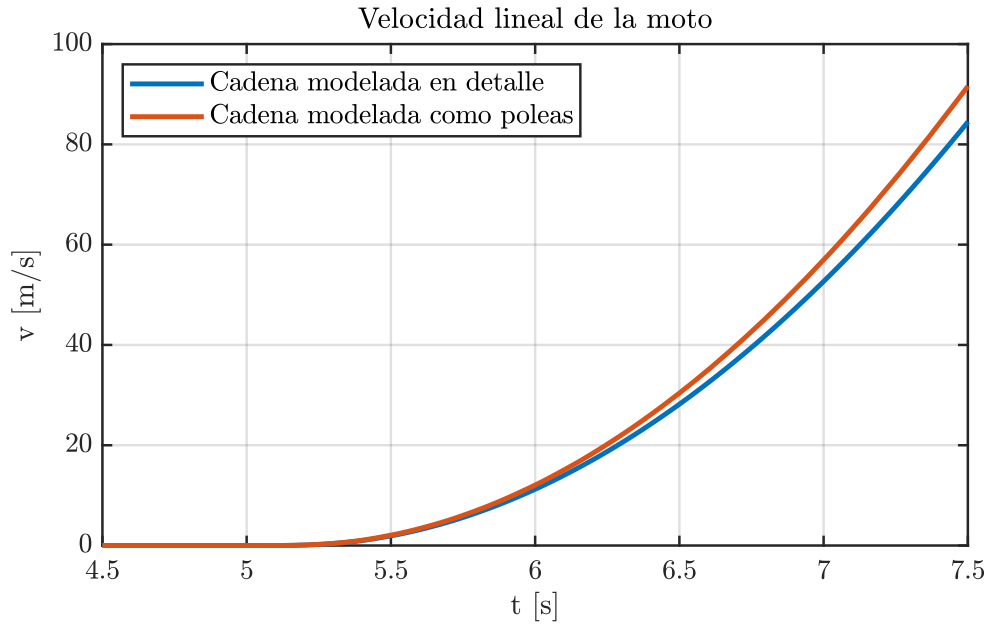


Figura 8: Comparativa entre las velocidades lineales de una moto con la cadena modelada en detalle (azul) y otra modelada como una polea y cable ideal.

En la Figura 9 se muestra el cociente entre el cuadrado de las velocidades lineales de ambas motos, una magnitud que refleja la relación de energías cinéticas en el sistema. Aunque no representa directamente el rendimiento de la transmisión, sí proporciona una estimación de su comportamiento.

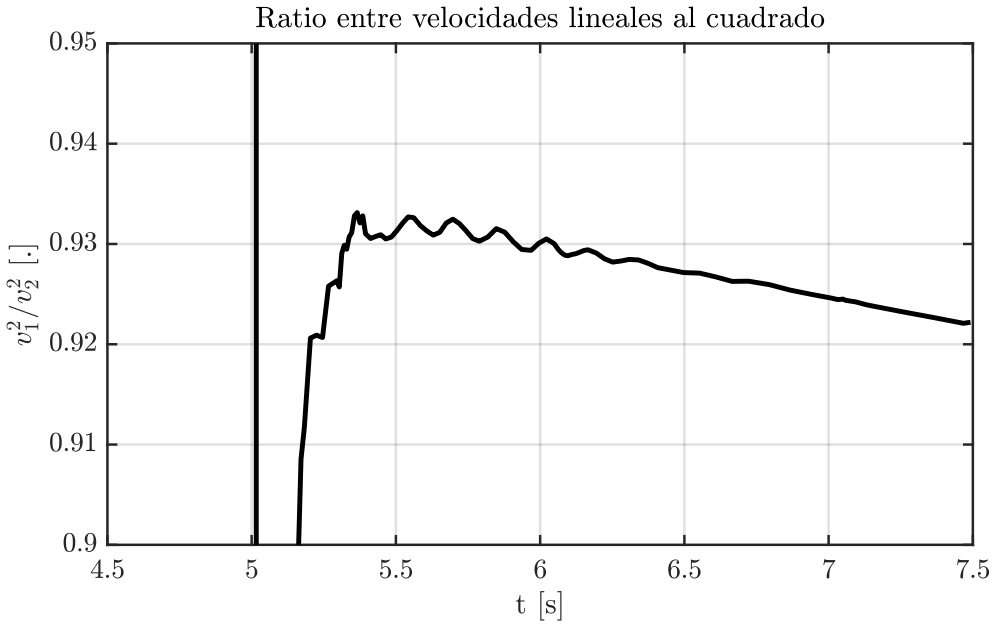


Figura 9: Cociente entre el cuadrado de las velocidades lineales de una moto con la cadena modelada en detalle y otra modelada como una polea y cable ideal.

Se observa que, a medida que la velocidad aumenta, el rendimiento de la transmisión empeora.

Por último, es importante destacar el elevado coste computacional que implica modelar la cadena con detalle. Las simulaciones se realizaron en un procesador Intel i7-7700. En el caso de la transmisión modelada como una polea, el tiempo de simulación es inferior al tiempo real, permitiendo su uso en aplicaciones como *hardware in the loop* o simulaciones interactivas con un operador humano.

En contraste, la simulación detallada de la cadena implica un coste computacional significativamente mayor. Dado que la simulación multicuerpo en MATLAB no permite iniciar directamente desde una configuración de equilibrio estático, es habitual incluir una fase inicial en la que el sistema evoluciona sin aporte de energía, permitiendo que alcance su posición de equilibrio antes de aplicar las fuerzas o pares que activan el movimiento. En este caso, esta primera fase de la simulación, dedicada a encontrar el equilibrio estático, abarca los primeros cinco segundos de simulación pero requiere varias horas de cálculo. Este procedimiento, aunque necesario, resulta tedioso y podría

simplificarse si MATLAB incorporase en futuras versiones una funcionalidad para iniciar directamente desde el equilibrio estático, algo que por el momento (versión 2024b) aún no está resuelto.

La simulación de los siguientes 2.5 segundos requirió 38 horas de cálculo, lo que equivale a 55000 segundos de procesamiento por cada segundo simulado. Este alto coste no se debe únicamente a la inclusión de 144 sólidos rígidos adicionales, sino al modelado del contacto entre el piñón, la corona y los eslabones.

En la figura 10 se muestra el detalle de estos contactos. Para cada diente del piñón se han considerado 14 puntos de contacto, lo que origina un total de 1050 puntos para definir la interacción entre el piñón y la corona. Además, al haber 144 casquillos en la cadena, se generan 151200 posibles contactos a resolver. Este elevado número de interacciones, junto con el aumento de 12 a 156 sólidos rígidos en la simulación, hace que el sistema sea imposible de ejecutar en tiempo real.

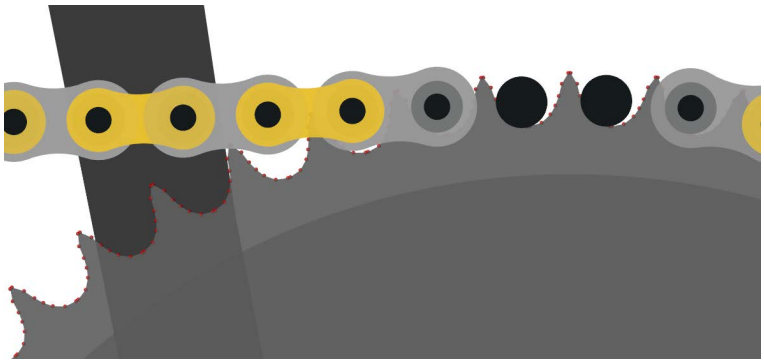


Figura 10: Detalle del contacto entre los casquillos de la cadena y la corona.

5. Conclusiones

En este trabajo se ha desarrollado y analizado un modelo multicuerpo detallado de una transmisión por cadena de rodillos en Simscape Multibody, comparando dos enfoques: un modelo ideal simplificado y un modelo detallado que incluye la dinámica de los eslabones. Las principales conclusiones obtenidas son las siguientes:

- El modelo ideal, basado en un sistema de poleas con cable inelástico, ofrece un coste computacional muy reducido, lo que lo convierte en una alternativa eficiente para estudios preliminares o simulaciones donde los efectos dinámicos de la cadena no sean determinantes. Sin embargo, este enfoque no captura fenómenos clave como la acción poligonal ni las pérdidas de potencia por fricción, lo que limita su aplicabilidad en estudios detallados de transmisiones por cadena.
- El modelo detallado, compuesto por más de 150 elementos, permite una representación precisa de la acción poligonal, las pérdidas de potencia por fricción y las interacciones dinámicas entre los eslabones y los componentes de la transmisión. Aunque este modelo proporciona información más detallada y realista, su alto coste computacional lo hace menos adecuado para simulaciones en tiempo real o en aplicaciones donde la eficiencia computacional sea prioritaria.
- Los resultados obtenidos muestran que, si bien ambos modelos reproducen de manera general el comportamiento dinámico de la transmisión, solo el modelo detallado permite caracterizar con precisión las fluctuaciones de velocidad angular inducidas por la acción poligonal y evaluar el impacto de la fricción en el rendimiento energético del sistema. Estos aspectos son fundamentales en aplicaciones donde la estabilidad, la eficiencia y la fiabilidad de la transmisión son factores críticos.
- La elección del modelo depende del propósito del análisis: mientras que el modelo ideal es adecuado para estudios conceptuales y de optimización inicial, el modelo detallado es esencial cuando se requiere una evaluación precisa del comportamiento dinámico de la cadena. Esta diferenciación es clave para seleccionar la metodología más adecuada en función de las necesidades del estudio o del diseño.

Como trabajo futuro, se plantea la integración de modelos avanzados de fricción y desgaste en los eslabones, así como la inclusión de la interacción entre la cadena y su entorno. Estas mejoras permitirían aumentar la representatividad del modelo y extender su aplicabilidad a condiciones reales de funcionamiento, mejorando la capacidad de análisis y optimización de las transmisiones por cadena en entornos industriales y automotrices.

6. Agradecimientos

Este trabajo fue financiado en parte por el Ministerio de Ciencia e Innovación mediante el proyecto PID2019-105572RB-I00 y el proyecto PID2022-137095OB-I00 y en parte por la universidad de Málaga

7. Referencias

[1] N. Srivastava and I. Haque, "A review on belt and chain continuously variable transmissions (cvt): Dynamics and control," *Mechanism and Machine Theory*, vol. 44, pp.19–41, 1 2009.

[2] R. Palazzetti and X. T. Yan, "Study on lubrication effect on motorbike chain transmissions," *Industrial Lubrication and Tribology*, vol. 68, pp. 561–568, 2016.

[3] S. Burgess and C. Lodge, "Optimisation of the chain drive system on sports motorcycles," *Sports Engineering*, vol. 7, pp. 65–73, 6 2004.

[4] S. Mahalingam, "Polygonal action in chain drives," *Journal of The Franklin Institute engineering and Applied Mathematics*, vol. 265, pp. 23–28, 1958.

[5] N. Fuglede and J. J. Thomsen, "Kinematics of roller chain drives - exact and approximate analysis," *Mechanism and Machine Theory*, vol. 100, pp. 17–32, 6 2016.

[6] M. Alcazar, J. Perez, J. E. Mata, J. A. Cabrera, and J. J. Castillo, "Motorcycle final drive geometry optimization on uneven roads," *Mechanism and Machine Theory*, vol.144, 2 2020.

[7] M. G. Alcázar-Vargas, J. Pérez-Fernández, A. Escalera-Zamudio, J. A. Cabrera, Carrillo, and J. J. Castillo-Aguilar, "Non-ideal joints and friction: A study on motorcycle front suspension dynamics," P. Flores, Ed., 6 2024. [Online]. Available: https://hdl.handle.net/10630/31997

[8] Mathworks, Simscape Multibody User's Guide, 2024, disponible en: https://www.mathworks.com/help/physmod/sm/.

[9] ISO, "Motorcycle chains - characteristics and test methods," 2008, accessed: 2025-01-23. [Online]. Available: https://www.iso.org/standard/40893.html