

Trabajo Fin de Grado  
Grado en Ingeniería de las Tecnologías  
Industriales

Estudio del confort en la conducción de turismos y  
motocicletas

Autor: Miguel Ángel Castillo Camacho

Tutor: Johan Wideberg

**Dpto. Ingeniería y Ciencia de los Materiales y  
del Transporte  
Escuela Técnica Superior de Ingeniería  
Universidad de Sevilla**

Sevilla, 2021





Trabajo Fin de Grado  
Ingeniería de las Tecnologías Industriales

# **Estudio del confort en la conducción de turismos y motocicletas**

Autor:

Miguel Ángel Castillo Camacho

Tutor:

Johan Wideberg

Profesor titular

Dpto. Ingeniería y Ciencia de los Materiales y del Transporte

Escuela Técnica Superior de Ingeniería

Universidad de Sevilla

Sevilla, 2021



Trabajo Fin de Grado: Estudio del confort en la conducción de turismos y motocicletas

Autor: Miguel Ángel Castillo Camacho

Tutor: Johan Wideberg

El tribunal nombrado para juzgar el Proyecto arriba indicado, compuesto por los siguientes miembros:

Presidente:

Vocales:

Secretario:

Acuerdan otorgarle la calificación de:

Sevilla, 2021

El Secretario del Tribunal



*A mi familia*



# Agradecimientos

---

A mis padres por su infinita paciencia, a Cristina por su predisposición siempre a ayudar, a Sara por su incesante apoyo y a mis amigos.

*Miguel Ángel Castillo Camacho*

*Sevilla, 2021*

# Resumen

---

En este trabajo se aborda el análisis de las aceleraciones sufridas por las personas durante la conducción de turismos y motocicletas, para obtener, a partir de ellas, un parámetro que caracterice el confort experimentado por los pasajeros al realizar diferentes trayectos sobre estos vehículos. El parámetro hallado ha sido el valor RMS de las sobreaceleraciones de los diferentes trayectos realizados en las pruebas y sobre distintos tipos de carreteras, que van desde caminos rurales accidentados hasta autopistas en excelente estado.

Se ha encontrado una correlación entre las calificaciones personales de los pasajeros durante los trayectos y los valores RMS de las sobreaceleraciones que permiten establecer un umbral de comodidad según el tipo de carretera.

# Abstract

---

This paper analyses the accelerations noticed by people when driving cars and motorbikes in order to obtain a parameter that describes the comfort experienced by passengers on different trips on these vehicles. The parameter found was the RMS value of the over-accelerations of the different trips carried out in the tests and on different types of roads, ranging from rough rural roads to motorways in excellent condition.

A correlation was found between the personal ratings of the passengers during the tests and the RMS values of the over-accelerations, making it possible to establish a comfort threshold according to the type of road.

Agradecimientos .....	ix
Resumen .....	x
Abstract.....	xi
Índice .....	xii
Índice de Tablas.....	xiii
Índice de Figuras .....	xiv
Índice de Ecuaciones .....	xvi
Notación.....	xvii
<b>1 Introducción .....</b>	<b>19</b>
1.1. <i>Parámetro indicador del tipo de conducción</i> .....	19
1.2. <i>Relación del parámetro con el confort en la conducción.</i> .....	19
1.3. <i>Descripción general del trabajo</i> .....	19
<b>2 Análisis bibliográfico.....</b>	<b>21</b>
2.1. <i>Definición de confort en la conducción.</i> .....	21
2.2. <i>Búsqueda del parámetro indicador del tipo de conducción.</i> .....	21
2.3. <i>Relación del parámetro con el confort en la conducción.</i> .....	55
2.4. <i>Conclusiones del análisis bibliográfico.</i> .....	57
<b>3 Herramientas y métodos de análisis.....</b>	<b>59</b>
3.1. <i>Descripción de las pruebas de conducción con vehículos.</i> .....	59
3.2. <i>Descripción del análisis y procesamiento de datos de la aceleración.</i> .....	61
3.3. <i>Búsqueda del nuevo parámetro de confort.</i> .....	63
<b>4 Toma de datos, análisis y resultados .....</b>	<b>64</b>
4.1. <i>Resultados de pruebas en motocicleta.</i> .....	64
4.2. <i>Resultados de pruebas en turismo.</i> .....	66
<b>5 Conclusiones .....</b>	<b>68</b>
<b>6 Referencias.....</b>	<b>69</b>
<b>7 Anexos.....</b>	<b>73</b>

# Índice de Tablas

---

Tabla 1. Rangos de frecuencia de vibración para motocicletas. (Liguori, 2013).	49
Tabla 2. Rendimiento en confort. Comparación de índices. (Liguori, 2013)	50
Tabla 3. Índices de conducción. (Liguori, 2013)	51
Tabla 4. Maniobras de frenado. (Bagdadi, 2013)	53
Tabla 5. Vehículo tipo turismo.	60
Tabla 6. Vehículo tipo motocicleta.	60
Tabla 7. Resultados prueba motocicleta.	65
Tabla 8. Resultados prueba turismo.	66

# Índice de Figuras

---

Figura 1. Coeficientes de correlación. (Smith, 1976)	25
Figura 2. Ajuste de mínimos cuadrados de la aceleración RMS entre 0 y 40 Hz frente a valoraciones personales medias. (Smith, 1976).	27
Figura 3. Distribución de amplitud normalizada para perfiles de elevación de la red de carreteras sueca.	34
Figura 4. Comportamiento general de las aproximaciones de la PSD.	35
Figura 5. Aproximaciones del espectro de rugosidad del perfil de carreteras.	36
Figura 6. Distribuciones normales del exponente $w$ , la rugosidad y su correlación	36
Figura 7. Error residual mínimo cuadrático como función de la frecuencia de rotura.	37
Figura 8. Distribución normal de los exponentes $w_1$ y $w_2$ .	37
Figura 9. Distribución normal de los exponentes $w_1$ y $w_2$ y $w_3$ .	38
Figura 10. Distribución normal de los coeficientes $C_1$ y $C_2$ y $C_3$	39
Figura 11. Distribución normal del residuo del ajuste mínimo cuadrático de las diferentes aproximaciones.	39
Figura 12. Mínimo cuadrado residual de la aproximación para los tipos de carreteras	40
Figura 13. Aproximación por el método de Gillespie	41
Figura 14. Modelo de cuarto de coche	42
Figura 15. Filtro Paso Banda. Fuente: Internet	44
Figura 16. Filtro Butterworth. Fuente: Internet	44
Figura 17. Respuesta de aceleración del amortiguador delantero frente a impacto. (Liguori, 2013)	45
Figura 18. Carga de la rueda delantera frente a impacto. (Liguori, 2013)	46
Figura 19. Desplazamiento relativo del amortiguador delantero frente a impacto. (Liguori, 2013)	46
Figura 20. Curva fuerza-velocidad para suspensión de a) horquilla delantera; b) amortiguador trasero. (Liguori, 2013).	48
Figura 21. Espectro de potencia de la aceleración medida en manillar. (Liguori, 2013)	49
Figura 22. Respuesta de la suspensión delantera a un obstáculo. (Liguori, 2013)	50
Figura 23. Respuesta de la suspensión trasera a un obstáculo. (Liguori, 2013)	51
Figura 24. Datos de aceleración filtrados frente a datos brutos.	52
Figura 25. Aceleración negativa medida para cada subgrupo. (Bagdadi, 2013)	53
Figura 26. Sacudida negativa medida para cada subgrupo. (Bagdadi, 2013)	54
Figura 27. Diferencias en los valores pico a pico de cada subgrupo. (Bagdadi, 2013)	54
Figura 28. Resultados motocicleta	65
Figura 29. Resultados turismo	67
Figura 30. Aceleración Asiento Moto G-80-Suave-1	73

Figura 31. Aceleración Asiento Moto D-60-Agresivo-	73
Figura 32. Aceleración Moto Asiento E-40-Suave-2	74
Figura 33. Aceleración Moto Asiento D-40-Suave-1	74
Figura 34. Aceleración Moto Asiento C-50-Suave-1	74
Figura 35. Aceleración Moto Asiento F-70-Agresivo-2	74
Figura 36. Aceleración Moto Asiento D-50-Suave-1	74
Figura 37. Aceleración Moto Asiento D-20-Suave-1	74
Figura 38. Aceleración Moto Asiento D-10-Suave.-1	74
Figura 39. Aceleración Moto Asiento D-45-Suave-1	74
Figura 40. Aceleración Turismo D-40-Suave-1	74
Figura 41. Aceleración Turismo D-35-Suave-1	74
Figura 42. Aceleración Turismo C-35-Suave-1	74
Figura 43. Aceleración Turismo C-20-Medio-2	74
Figura 44. Aceleración Turismo G-140-Suave-2	74
Figura 45. Aceleración Turismo C-20-Agresivo-2	74
Figura 46. Aceleración Turismo G-125-Suave-1	74
Figura 47. Aceleración Turismo G-120-Suave-1	74
Figura 48. Aceleración Turismo A-5-Suave-3	74
Figura 49. Aceleración Turismo F-80-Medio-3	74

# Índice de Ecuaciones

---

Ecuación 1. Amplitud cuadrática media de una señal.	23
Ecuación 2. Raíz cuadrática media de una señal.	23
Ecuación 3. Raíz cuadrática media ponderada de una señal.	23
Ecuación 4. Función de ponderación.	24
Ecuación 5. Ecuación de confort. (Smith, 1976)	26
Ecuación 6. Ecuación de incomodidad. (Smith, 1976)	27
Ecuación 7. Aproximación de línea recta simple. ISO 8608	34
Ecuación 8. Aproximación de línea recta general. ISO 8608.	37
Ecuación 9. Aproximación por dos divisiones.	37
Ecuación 10. Aproximación por el método de Sayers.	38
Ecuación 11. Aproximación por el método de Gillespie.	39
Ecuación 12. Aceleración RMS. Norma ISO 2631-1, 1997.	42
Ecuación 13. Valor máximo de la vibración transitoria. Norma ISO 2631-1, 1997	42
Ecuación 14. Valor de la dosis de vibración. Norma ISO 2631-1, 1997.	42
Ecuación 15. Índice de potencia espectral.	44
Ecuación 16. Índice de aceleración ponderada.	45
Ecuación 17. Índice de valor de dosis de aceleración.	45
Ecuación 18. Índice local de rendimiento en agarre. (Liguori, 2013)	47
Ecuación 19. Índice global de rendimiento en agarre. (Liguori, 2013).	47
Ecuación 20. Potencia absorbida media. (Lee, 1968).	55
Ecuación 21. Densidad espectral de potencia. (Pradko, 1966).	56
Ecuación 22. Clasificación personal del confort.	61
Ecuación 23. Diferencia progresiva.	63
Ecuación 24. Aproximación numérica de la derivada por diferencia progresiva.	63

# Notación

---

RMS	Root Mean Square – Raíz cuadrática media
Ryz	Valor de ecuación de confort de Smith
CPC	Calificación personal de confort
<	Menor
>	Mayor
=	Igual
Cc	Confort en los movimientos cervicales
Ct	Confort en los movimientos del tronco y la cadera
Cg	Confort en las extremidades inferiores
Ce	Confort general.



# 1 INTRODUCCIÓN

---

A la hora de conducir un turismo o una motocicleta se pueden dar diferentes tipos de conducción que afectarán en mayor o menor medida a la eficiencia, al rendimiento del vehículo, a su vida útil, a la seguridad de los ocupantes y del resto de usuarios de la vía y, por último, a la comodidad y el confort de los pasajeros.

Todos estos indicadores dependen de ciertos factores como la antigüedad del vehículo, la cantidad y el tiempo empleado en los desplazamientos, el estado de la vía por la que se circula, las vibraciones propias del sistema de transmisión y propulsión del vehículo, la influencia aerodinámica en el movimiento, la rigidez de la suspensión y coeficiente de amortiguación, la climatología, el comportamiento humano, la ergonomía o los propios sistemas activos y pasivos de seguridad y confort de los vehículos.

Todas estas variables, ya sean externas o internas a los vehículos, invitan al estudio de la calidad y el confort de la conducción y su influencia en los ocupantes del vehículo.

Este estudio es generalmente llevado a cabo por las empresas fabricantes de turismos y motocicletas buscando siempre, en mayor o menor medida, la comodidad de los usuarios, haciendo que los desarrollos en este campo de innovación se conviertan en una ventaja competitiva respecto a la competencia (Faris, 2012).

## 1.1. Parámetro indicador del tipo de conducción

Existen muchos factores que influyen en la forma de llevar un vehículo y es por ello por lo que uno de los objetivos de este trabajo es buscar un parámetro que clasifique el grado de confort en la forma de conducir un vehículo por parte de un individuo en un turismo o en una motocicleta a lo largo de un trayecto.

## 1.2. Relación del parámetro con el confort en la conducción.

Una vez que se disponga del indicador del tipo de conducción, interesará encontrar la relación que guarda el valor de ese parámetro con el confort y la comodidad que los pasajeros tanto de turismos como de motocicletas han experimentado durante el trayecto.

Para conseguir estos objetivos, se realizará un estudio de campo basado en la conducción de diferentes vehículos, tanto turismos como motocicletas, en diferentes tramos de carretera con diferentes pasajeros que serán analizadas y estudiadas y sus resultados se relacionarán con el confort y la comodidad en base a los estudios previos en este campo indicados en la bibliografía.

## 1.3. Descripción general del trabajo

El trabajo fin de grado sobre el estudio del confort en la conducción de turismos y motocicletas se compone de ocho apartados. En los dos primeros apartados, se han definido los objetivos y se ha introducido el contexto en el que se desarrolla el fenómeno de estudio y las variables que afectan a su desarrollo y determinación.

En el apartado número cuatro se ha realizado un resumen de la bibliografía analizada, la cual trata de analizar la influencia que varios factores tienen sobre el confort en la conducción, la seguridad y el bienestar y comodidad de los pasajeros.

En el apartado cinco, se han descrito las herramientas y los medios que se han usado para simular los factores que afectan a la conducción, realizar pruebas y para registrar la influencia de los factores sobre la misma. Además, se han explicado los métodos de análisis y los programas informáticos empleados.

El capítulo seis, ha servido para registrar los datos obtenidos de las pruebas anteriores, explicar cómo se han procesado usando variables estadísticas y se han hallado resultados que indican relaciones entre los factores que afectan a la conducción y el confort de los pasajeros.

En el apartado siete, se han hallado las conclusiones al trabajo y estudio realizado y en el ocho se hace referencia a la bibliografía consultada.

# 2 ANÁLISIS BIBLIOGRÁFICO

---

Este apartado está dedicado a la búsqueda y análisis bibliográfico de estudios, artículos y publicaciones existentes sobre el confort en la conducción de turismos y motocicletas.

En primer lugar, se va a definir en qué consiste el confort en la conducción, luego se hará un repaso de los diferentes métodos que han sido desarrollados a lo largo de la historia para hallar un parámetro indicador que sirva para clasificar el tipo de conducción según la comodidad en marcha y posteriormente se analizarán para ver cuál de ellos es el que mejor representa la realidad.

## 2.1. Definición de confort en la conducción.

Diariamente en España, y según datos del estudio Cuentas Ecológicas del Transporte de Ecologistas en Acción, cada persona realiza una media de 41,6 kilómetros, de los cuales, casi 30, los hace en vehículos ya sean turismos o motocicletas. Se calcula además que, anualmente, la longitud recorrida por las personas en turismos es de 489.918 millones de kilómetros y la cifra en motocicleta asciende hasta los 20.768 millones de kilómetros (Sanz, 2014).

Se deduce, por tanto, que las personas pasan una parte importante de su vida viajando dentro de este tipo de vehículos y que, tal y como se ha visto en el primer capítulo, los viajes estarán influenciados por diversos factores que determinarán la calidad del trayecto y el grado de comodidad que experimenten los pasajeros.

Ante estos datos, se hace necesaria la búsqueda y la mejora continua del confort, que, en el contexto de la conducción, se podría definir como el bienestar físico, psicológico, ambiental y material que un vehículo brinda a sus ocupantes ante las diferentes circunstancias, situaciones y variables que interfieren y condicionan el recorrido que realiza.

Otros autores definen el confort en la conducción de las siguientes formas:

- Thieme define la “comodidad de viaje” como la suma de todas las medidas que mantienen y mejoran el bienestar de un ocupante y reducen su fatiga durante el trayecto (Thieme, 1961).
- Van Deusen definió la "calidad de conducción" como la experiencia subjetiva resultante de la vibración de todo el cuerpo (o casi todo el cuerpo) a la que se veía sometida una persona cuando viajaba en un vehículo de motor por un recorrido irregular (Van Deusen, 1968).

## 2.2. Búsqueda del parámetro indicador del tipo de conducción.

La forma de conducir un turismo o una motocicleta afecta en mayor o menor medida a la comodidad de los pasajeros. A diario, la conducción conlleva circular en ciudades llenas de tráfico, hacer giros inesperados, aceleraciones bruscas o frenadas de emergencia. Sin embargo, las irregularidades del asfalto serán la principal fuente de excitación del vehículo a través de la masa no suspendida o lo que es lo mismo, el conjunto neumático, llanta y suspensión (Wong, 2001). Todos estos factores se ven reflejados en las vibraciones que sufren los pasajeros del vehículo, es decir, las aceleraciones laterales, verticales, longitudinales y movimientos de cabeceo o balanceo.

Como se comentó al principio, las empresas fabricantes de vehículos saben que la validación por parte del consumidor de cualquier nuevo producto se verá afectado por la comodidad en marcha y en definitiva por las vibraciones que se transmitan al ocupante y por ello dedican recursos a mitigar esta transmisión de vibración.

Sin embargo, una excesiva dedicación al estudio y búsqueda del confort supondría costes excesivos en el proyecto y se debe encontrar un equilibrio (Smith, 1976).

En general, existen dos tipos de pruebas para definir los criterios de comodidad: las pruebas objetivas y subjetivas. La prueba objetiva se relaciona con la medición de la fatiga humana. A lo largo de la historia se ha discutido sobre varias investigaciones y se concluyó que era muy difícil establecer una buena relación entre la fatiga humana medida con pruebas médicas y la vibración de los vehículos. Por otro lado, las pruebas subjetivas se han utilizado a lo largo de los años de forma generalizada para la obtención de criterios de comodidad y se ha establecido una correlación razonablemente buena entre los criterios de comodidad y las vibraciones de los vehículos (Faris, 2012).

Estas pruebas, como se verá en los estudios comentados a continuación, generalmente consistían en estudiar la influencia de las diversas vibraciones en los ocupantes de los vehículos, discutiéndose los criterios propuestos por varios investigadores y posteriormente introduciéndose clasificaciones según límites (todavía discutibles) para los diferentes tipos de vibraciones.

Los estudios analizados en este apartado se han realizado en un espacio temporal que abarca desde mediados del siglo XX hasta nuestros días, y se han realizado todo tipo de experimentos tanto objetivos como subjetivos.

A continuación, se comentan algunos de los estudios realizados.

### 1. The Prediction of Passenger Riding Comfort from Acceleration Data.

En marzo de 1976, Smith et. al realizaron un estudio sobre dos tipos diferentes vehículos de tipo turismo, y se basaron en las referencias y en los estudios previamente realizados, entre los cuales, destacan:

- “A Guide to the Evaluation of Human Exposure to Whole Body Vibration”, de la Organización Internacional de Estandarización (ISO 2631) en 1972.
- El concepto de “potencia absorbida” definido por Lee y Pradko en 1972 “Analytical Analysis of Human Vibration”
- “Vehicle Vibration Limits to Fit the Passenger”, que desarrollaron Dieckmann y Janeway en 1948.
- “Design Specifications for Urban Tracked Air Cushion Vehicles”, especificación de diseño realizada de forma anónima por el Departamento de Transporte de Estado Unidos de América en 1972.
- "Passenger Response to Random Vibration in Transportation Vehicles - A Literature Review", por Healey en 1975
- “Power Spectral Density and Ride Evaluation”, por Butkunas en 1966.

En su estudio, midieron las aceleraciones de las vibraciones verticales y laterales del piso y del asiento, así como las calificaciones que los diferentes pasajeros daban en cada recorrido que hicieron, y compararon los resultados con los estudios realizados hasta la fecha.

Janeway y Dieckmann propusieron que, si la amplitud RMS de cada componente sinusoidal de la aceleración estaba dentro de unos límites propuestos, la conducción debía ser cómoda. Sin embargo, frente a esta afirmación surgían 2 problemas (Janeway, 1948) y (Dieckmann, 1957):

- i. Las vibraciones producidas en la conducción no son sinusoidales puras.
- ii. Las vibraciones descritas no contaban con que hubiera superposición de más de una vibración a diferentes frecuencias y por tanto no se asumía interacción entre diferentes componentes, lo que posicionaba el estudio algo lejos de la realidad.

La norma ISO 2631 “Guía para Evaluación de la Exposición Humana a las Vibraciones de Todo el Cuerpo” (Anónimo, 1972) se basaba en el mismo concepto del estudio que realizaron Janeway y Dieckmann en cuanto a que define un límite para determinar el confort, sin embargo, va un poco más allá y especifica el ancho de banda sobre el que se debe calcular la amplitud RMS para una frecuencia dada pero tampoco tiene en cuenta la posibilidad de interacción entre varias componentes de vibración.

La especificación UTACV (Urban Tracked Air Cushion Vehicles) (Anónimo, 1972), establece de nuevo otro límite para definir el confort. En concreto, fija un límite en la densidad espectral de potencia de las aceleraciones a cualquier frecuencia de excitación para el cual la conducción debe de ser confortable. Aunque se tratará en profundidad más adelante para describir los experimentos de Smith et al. (1976), la densidad espectral de potencia de una señal es una función matemática que informa de la distribución de potencia sobre las distintas frecuencias por las que está formada dicha señal. En este caso, se repiten los mismos problemas que presentaba el estudio del confort a través de la norma ISO 2631.

El concepto de “Potencia Absorbida” de Lee y Pradko (Lee, 1968) relaciona la calidad del viaje con un número que puede servir como indicador de la calidad de la conducción. Dicho número es la potencia media absorbida por los ocupantes del vehículo debido a las vibraciones y se calcula mediante una integral ponderada de la densidad espectral de potencia donde la función de ponderación es la magnitud al cuadrado de la impedancia del ser humano en el límite entre el ser humano y el medio que impone el movimiento donde se mide la aceleración (Smith, 1976).

Similar a la Potencia Absorbida de Lee y Pradko (1968) es el concepto que introdujo Butkunas (Butkunas, 1966), que reduce el índice de confort en la conducción a otro número, en este caso, la aceleración RMS ponderada. Además, indica que cualquier límite de los mencionados anteriormente puede usarse como representación de la sensibilidad humana a la vibración, y como tal, puede servir para desarrollar funciones de ponderación (Smith, 1976).

Ante estos estudios y tal y como se ha comentado anteriormente, Smith et al. llevaron a cabo su experimento y para ello realizaron mediciones objetivas de aceleraciones verticales y laterales en el piso y en el asiento de los vehículos, que eran un Buick Century Lexus de 1974 y un Ford Maverick de 1975 y al mismo tiempo recogieron las calificaciones personales de los ocupantes ante estos viajes para su posterior comparación tal y como se describe a continuación:

**a) Cálculo de la aceleración RMS ponderada.**

Usaron un acelerómetro con una frecuencia de muestro de 434 Hz, y filtraron la señal con una frecuencia de corte de 100 Hz para evitar el *aliasing*.

Para el procesamiento de datos de los diferentes perfiles de aceleración se requirió el cálculo de la densidad espectral de potencia que se comentaba anteriormente, que no es más que una medida de la magnitud cuadrática media del contenido de una señal por unidad de ancho de banda en función de la frecuencia (Smith, 1976).

Para hallar la amplitud cuadrática media de la señal integraron la densidad espectral de potencia entre una frecuencia nula y la frecuencia de corte o de Nyquist, ya que se debía de evitar el *aliasing* y para ello, la frecuencia de muestreo debía ser al menos dos veces mayor que el ancho de banda de la señal.

Ecuación 1. Amplitud cuadrática media de una señal.

$$\overline{x^2(t)} = \int_0^{f_m} D(f)df$$

Donde  $D(f)$  representa la densidad espectral de potencia, hallada a través de la Transformada Rápida de Fourier y  $f_m$  es la frecuencia de corte para una señal dada.

El valor de la raíz cuadrática media,  $\alpha$ , se obtuvo entonces con la siguiente ecuación:

Ecuación 2. Raíz cuadrática media de una señal.

$$\alpha = \sqrt{\overline{x^2(t)}} = \sqrt{\int_0^{f_m} D(f)df}$$

Smith et al. supusieron que los pasajeros eran más sensibles a la aceleración en unos rangos de frecuencias que en otros, por ello, ponderaron la raíz cuadrática media de la señal.

Ecuación 3. Raíz cuadrática media ponderada de una señal.

$$\alpha_p = \sqrt{x_p^2(t)} = \sqrt{\int_0^{f_m} P(f) \cdot D(f) df}$$

Donde  $P(f)$  representa la función de ponderación deseada para reflejar la sensibilidad del pasajero, 0 y  $f_m$  son los puntos finales del rango de frecuencia de interés y  $A(f)$  es la amplitud del límite cuando se usan los límites de Janeway, Dieckmann e ISO, mientras que  $A_2(f)$  es la magnitud del límite cuando se usa el límite UTACV (dado que el límite UTACV es un límite impuesto sobre la densidad espectral de potencia en lugar de la amplitud de vibración y, por lo tanto, representa la sensibilidad al cuadrado del espectro de amplitud) (Smith, 1976). Esta función se basó en varios contornos de confort constantes

Ecuación 4. Función de ponderación.

$$P(f) = \frac{1/A^2(f)}{\int_0^{f_m} 1/A^2(f) df}$$

El denominador se incluyó arbitrariamente para normalizar la función de ponderación de modo que una vibración con espectro constante (ruido blanco) en el rango de frecuencia de interés tenga un índice ponderado (o RMS ponderado) igual a su valor RMS (Smith, 1976). Esta normalización no tiene ningún efecto sobre la correlación.

#### b) Medición de las calificaciones personales.

Al mismo tiempo, montaron a 78 pasajeros diferentes durante 18 tramos de carretas con diferente rugosidad que fueron desde tramos cercanos a una granja donde abundaba la accidentalidad del trazado hasta carreteras interestatales en las que predominaba la suavidad. Dicha rugosidad la tabularon según un índice de servicio (S.I) dado por el Departamento de Carreteras y Transporte Público de Texas en una escala del 0 al 5, correspondiendo el 0 a una carretera muy rugosa y el 5 a una muy suave.

Además, midieron la percepción subjetiva de cada ocupante a lo largo de esos trayectos a una velocidad de 80 km/h y resultó haber una concordancia entre las calificaciones personales del confort en marcha con los índices de rugosidad de las carreteras de un 92% y de un 87% respectivamente para cada turismo.

#### c) Comparación de los datos.

Compararon el espectro de las vibraciones de los diferentes trayectos con cada uno de los criterios propuestos anteriormente.

En primer lugar, compararon los límites impuestos por la norma ISO 2631 y por la especificación UTACV con la densidad espectral de potencia de las aceleraciones medidas, de manera que el espectro se clasificó como suave si sus frecuencias estaban todas por debajo de estos límites, medio si solo algunos picos los superaban y rugoso si la mayoría de los picos estaban por encima.

Por una parte, en la comparación con los límites de confort recogidos en la especificación UTACV, ningún espectro de densidad de potencia estaba por debajo de lo que dicha especificación clasificaba como suave, lo que les hizo pensar que quizás este límite era demasiado conservador. Además, los espectros laterales y verticales parecían estar clasificados por igual en cuanto a rugosidad, luego no pudieron determinar la prevalencia de uno sobre el otro en la determinación de la calidad del trayecto.

Por otra parte, al analizar el límite recogido en la norma ISO 2631, se observó que las clasificaciones personales que estaban por encima de una nota de 3.85, se clasificaron como suaves con respecto a las vibraciones laterales, luego esto les hizo indicar la conclusión de que las vibraciones verticales eran más importantes para determinar la calidad de la conducción que las laterales (Smith, 1976).

En segundo lugar, analizaron el método de la potencia absorbida de Lee y Pradko, siendo esta una medida cuadrática media ponderada en lugar de una medida de raíz cuadrática media ponderada de la vibración. Además, vieron que, para aplicar rigurosamente el criterio, debían de conocer los espectros de la potencia y la impedancia en cada punto de contacto de la carrocería con el vehículo y llegaron a la conclusión de que no era fácilmente aplicable este método (Smith, 1976).

Por último, midieron la aceleración RMS no ponderada, lo que equivalía a usar una función de

ponderación con valor la unidad (Ecuación 2). El rango de frecuencias lo mantuvieron también para componentes entre 40 y 100 hercios y para componentes de menos de 40 hercios.

**d) Estudio de correlación.**

Calcularon índices ponderados para las vibraciones laterales y verticales de los vehículos según los diferentes métodos anteriores y realizaron estudio para ver la correlación entre los diferentes estudios y las calificaciones personales medias de los trayectos. Cuanto más alto fuera el grado de correlación entre los índices ponderados y las calificaciones personales, mejor sería el índice ponderado como predictor de la calidad del viaje. Sus estudios arrojaron los siguientes resultados:

Maverick Seat	Combined Floors	Maverick Floor	Buick Floor	
.92	.93	.94	.93	Janeway--Vertical
.88	.91	.99	.87	Dieckmann--Vertical
.91	.90	.90	.92	UTACV--Vertical
.95	.62	.84	.90	UTACV--Lateral
.97	.85	.89	.94	UTACV--Magnitude
.86	.92	.97	.91	ISO--Vertical
.92	.56	.60	.67	ISO--Lateral
.92	.83	.82	.91	ISO--Magnitude
.89	.92	.99	.90	RMS 0 to 100--Vertical
.98	.62	.79	.85	RMS 0 to 100--Lateral
.99	.92	.95	.92	RMS 0 to 100--Magnitude
.87	.92	.99	.89	RMS 0 to 40--Vertical
.98	.66	.81	.89	RMS 0 to 40--Lateral
.98	.92	.95	.91	RMS 0 to 40--Magnitude
.90*	.95	.98	.95	Absorbed Power*--Vertical
.87*	.51	.68	.62	Absorbed Power*--Lateral
.89*	.73	.79	.94	Absorbed Power*--Total

Figura 1. Coeficientes de correlación. (Smith, 1976)

- Para las vibraciones verticales del piso, de mayor a menor:
  - Potencia Absorbida: 0,95.
  - Janeway: 0,93.
  - ISO: 0,92.
  - RMS 40: 0,92.
  - RMS 100: 0,92.
  - Dieckmann: 0,91.
  - Especificación UTACV: 0,90.
- Para las vibraciones verticales del asiento, de mayor a menor:
  - Janeway: 0,92.
  - Especificación UTACV: 0,91.
  - Potencia Absorbida: 0,90.
  - Dieckmann: 0,88.
  - RMS 100: 0,87.
  - ISO: 0,86.
  - RMS 40: 0,84.
- Para las vibraciones laterales del piso, de mayor a menor:
  - RMS 40: 0,66.

- RMS 100: 0,62.
- Especificación UTACV: 0,62.
- ISO: 0,56.
- Potencia Absorbida: 0,51.
- Para las vibraciones laterales del asiento, de mayor a menor:
  - RMS 40: 0,98.
  - RMS 100: 0,98.
  - Especificación UTACV: 0,95.
  - ISO: 0,92.
  - Potencia Absorbida: 0,87.

#### e) Conclusiones de los estudios.

Los estudios donde midieron las aceleraciones de forma ponderada apenas mostraron mejoras sobre los valores RMS no ponderados que midieron en la parte final del experimento.

Por otro lado, el factor de la posición desde la cual se medían las aceleraciones mostró que las vibraciones laterales eran de mayor magnitud que las verticales en las medidas ejecutadas en los asientos de los vehículos y, por otro lado, las vibraciones verticales eran el indicador que más datos aportaba al medir la vibración en el suelo del vehículo. Aun así, cualquiera de las dos posiciones aportó buenos datos para la estimación de la calidad del viaje por parte de los pasajeros.

Otro punto importante a mencionar es el rango de frecuencia en los que se hicieron las mediciones. Tras los ensayos, vieron que, en general, hubo poca diferencia entre los rangos de 0 a 40Hz y de 0 a 100Hz por lo que concluyeron que frecuencias mayores de 40Hz aportarían poca información adicional, aunque sí recomendaron llegar a frecuencias de hasta 100Hz si se deseaba realizar un análisis más exhaustivo.

El resultado principal de los estudios fue que, en general, los valores RMS ponderados en frecuencia no predijeron mejor la calidad del viaje que los valores RMS no ponderados. Tanto para el asiento como para el suelo, los valores RMS no ponderados eran siempre buenos predictores, y los valores en el asiento y el suelo fueron aproximadamente iguales. Los valores brutos de aceleración vertical, lateral y total (la raíz cuadrada de la suma de los cuadrados de vertical y lateral) fueron generalmente tan buenos como los resultados obtenidos usando las funciones de ponderación.

Por lo tanto, Smith et. al, concluyeron que la suma vectorial de los valores verticales y laterales de la aceleración RMS no ponderada era la mejor y más lógica solución para la evaluación de una conducción confortable.

Su explicación para este resultado era que, dado que los espectros de todas las aceleraciones contenían aproximadamente la misma composición de frecuencia relativa, los esquemas de ponderación no fueron efectivos. De hecho, las correlaciones brutas fueron lo suficientemente buenas como para no esperar una mejora significativa de ningún ensayo con medidas ponderadas. Además, su alta correlación con las calificaciones personales y la relativa facilidad de aplicación de estos ensayos avalaron esta conclusión.

#### f) Resultados y ecuación de confort.

Tras el estudio, se propuso una ecuación de comodidad en marcha, o ecuación de confort. Smith et. al. defendieron que, si las calificaciones personales medias para la vibración del asiento y del piso se comparaban con los índices RMS no ponderados de magnitud de 0 a 40 hertzios, el coeficiente de correlación resultante era 0.93. En base a esto, indicaban que, si se usaba el índice RMS no ponderado, se podía usar la misma ecuación lineal (gradiente e intersección) para las vibraciones del piso y del asiento. Para este caso, la ecuación de ajuste por mínimos cuadrados que calcularon era:

Ecuación 5. Ecuación de confort. (Smith, 1976)

$$R = 5.43 - 40 * \alpha$$

donde  $\alpha$  era la magnitud de la aceleración RMS (la raíz cuadrada de la suma de los cuadrados de las aceleraciones RMS verticales y laterales) medida en el suelo o en el asiento, y R es la calificación de conducción. La varianza residual para este caso era  $\sigma^2 = 0.0667$  y la desviación estándar  $\sigma = 0.26$ .

A continuación, se muestra el ajuste realizado por Smith et al. de la curva de mínimos cuadrados a las aceleraciones RMS de magnitud dentro de la banda de 0 a 40 hertzios frente a las valoraciones personales medias:

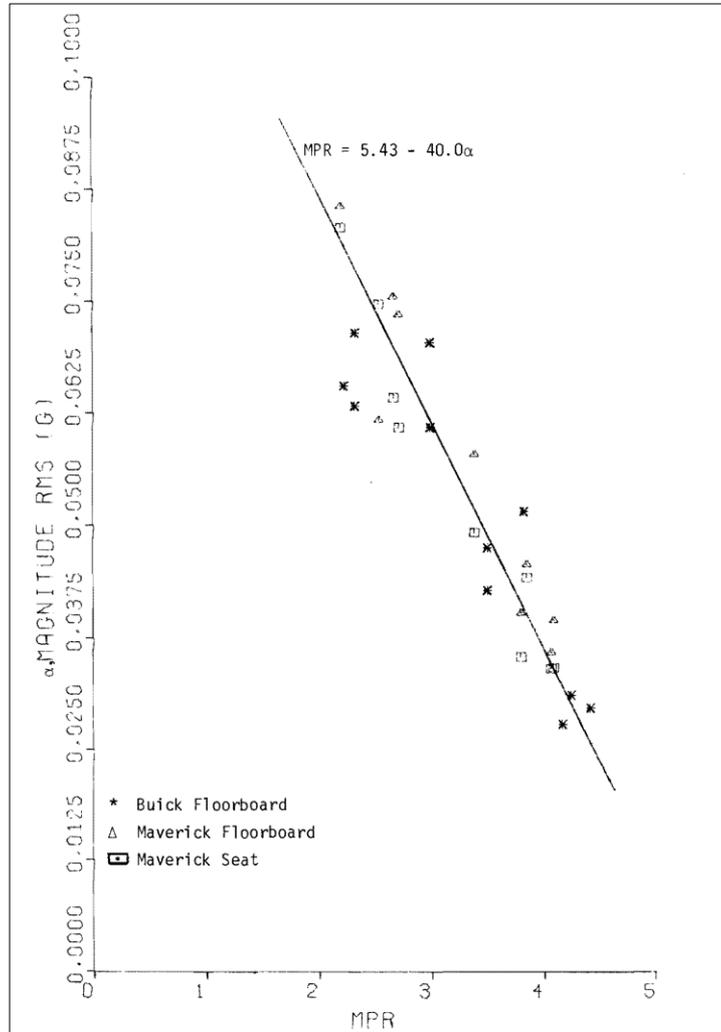


Figura 2. Ajuste de mínimos cuadrados de la aceleración RMS entre 0 y 40 Hz frente a valoraciones personales medias. (Smith, 1976).

Por otro lado, obtuvieron una ecuación que reflejaba el índice de no confort o de incomodidad de un trayecto, donde D es el índice de incomodidad del viaje:

Ecuación 6. Ecuación de incomodidad. (Smith, 1976)

$$D = 5 - R$$

Establecieron que:

- Si  $D < 1.0$ : correspondía a un viaje en una carretera muy suave, como podría ser una autopista o autovía.
- Si  $1.0 < D < 2.0$ : correspondía a un viaje en una carretera comarcal típica en buen estado.
- Si  $2.0 < D < 3.0$ : correspondía a un viaje en una carretera secundaria accidentada e irregular.

## 2. Ride Quality of Passenger Cars: An Overview on the Research Trends

En 2012, Faris et. al realizaron un estudio sobre la calidad del viaje para los pasajeros de un automóvil (Faris, 2012).

Centraron el estudio en tres áreas fundamentales, de las cuales, en este apartado se comentarán las que tienen relación con la búsqueda del parámetro de confort del vehículo, donde se recogen estudios sobre la respuesta del vehículo ante excitaciones y sobre las distintas formas de evaluar y probar la calidad en la conducción.

### a. Respuesta del vehículo a la excitación.

En general, la respuesta del vehículo a la excitación se analiza desde dos vertientes. La primera usa modelo discreto donde agrupa las diferentes partes del vehículo en masa suspendida y no suspendida y tiene en cuenta los parámetros de amortiguadores y resortes para determinar la respuesta a la vibración. La segunda tiene en cuenta el conjunto entero que compone el vehículo y se emplean métodos de elementos finitos.

La ventaja de la primera respecto a la segunda es la sencillez y la calidad de resultados frente al bajo coste de cálculo. Los métodos de elementos finitos, por el contrario, aportan también mucha precisión y se disminuyen errores de redondeo y debido a suposiciones, pero requieren de un cálculo computacional mucho mayor y a veces de mucho tiempo y esfuerzo para llegar a resultados similares a los que aportaría el modelo simplificado.

Por tanto, y se verifica con los siguientes estudios que se analizan, el sistema simplificado es actualmente el más extendido para analizar la respuesta de vibraciones de los vehículos.

Gillespie y Karamihas estudiaron un modelo de cuarto de automóvil bajo el efecto de la rugosidad de la carretera. Descubrieron que los modelos de un cuarto de automóvil son adecuados para evaluar las vibraciones producidas por la irregularidad de la carretera en una escala que se correlacionaba bien con las puntuaciones de los pasajeros en cuanto a comodidad (Gillespie, 2000).

Soliman et. al. tuvieron como objetivo buscar una solución al problema de la dinámica del vehículo mediante el estudio del efecto de varios tipos de suspensión en el rendimiento del sistema de suspensión del vehículo. Derivaron los siguientes modelos matemáticos:

- Modelo de cuarto de automóvil.
- Modelo de cuarto de automóvil con sistema de resorte doble.
- Sistema completamente activo de cuarto de automóvil.
- Modelo convencional de medio automóvil

Realizaron experimentos para verificar el análisis teórico y llegaron a la conclusión de que la capacidad de carga de la suspensión trasera de un vehículo se podía resolver utilizando una suspensión rígida o un sistema de suspensión con doble amortiguador; sin embargo, un sistema de suspensión completamente activo podía mejorar significativamente el rendimiento del vehículo, pero a un alto coste.

Vieron que la amortiguación de los neumáticos tenía un efecto muy pequeño en la comodidad de conducción del vehículo: cuando se aumentaba el parámetro de rigidez del neumático, los sistemas tenían picos de resonancia de la rueda más altos en la respuesta dinámica de carga del neumático, los valores predichos del espacio de trabajo de la suspensión y la aceleración vertical fueron 8% -10% más bajos que los medidos, y el pico de resonancia para el espacio de trabajo de aceleración y suspensión del cuerpo a una cierta frecuencia fue similar a la obtenida teóricamente (Soliman, 2001).

Según Rajamani, hay varios parámetros de rendimiento que deben optimizarse en cualquier sistema de suspensión de un vehículo. Sin embargo, afirmaba que ningún sistema de suspensión podía mejorar todos los parámetros de comodidad simultáneamente. Los parámetros debían ser (Rajamani, 2006):

- **Confort en marcha:** un sistema de suspensión debía poder aislar la carrocería de un automóvil de

las perturbaciones de la carretera para proporcionar una buena calidad de marcha al reducir las fuerzas vibratorias transmitidas desde el eje a la carrocería del vehículo. Esto reduce la aceleración de la carrocería del vehículo. Por lo tanto, afirmaba que la calidad del viaje generalmente se podía cuantificar mediante la aceleración vertical de las ubicaciones de los pasajeros. En el caso de un sistema de suspensión típico sin modelo de asiento o pasajero, se podía cuantificar por la aceleración de masa suspendida.

- **Minimizar los movimientos de la carrocería (buena conducción):** Rajamani afirmaba que la buena conducción se medía por las aceleraciones de balanceo y cabeceo de un vehículo durante las curvas, el frenado y la tracción. Un buen sistema de suspensión debía de minimizar estos movimientos. El rendimiento de estos movimientos se podía estudiar utilizando modelos de medio automóvil y de automóvil completo.
- **Mantener un buen agarre y tracción en carretera:** este parámetro, según Rajamani, se podía caracterizar en términos de las capacidades de giro, frenado y tracción del vehículo. Estas capacidades se podían mejorar minimizando las variaciones en las cargas normales de los neumáticos. Esto se debe a que las fuerzas laterales y longitudinales generadas por un neumático dependen directamente de la carga normal del neumático. Las variaciones en la carga normal del neumático pueden estar directamente relacionadas con la deflexión vertical del neumático, ya que un neumático se comporta aproximadamente como un resorte en respuesta a las fuerzas verticales. Por lo tanto, el comportamiento de agarre en carretera de una suspensión se puede cuantificar en términos del comportamiento de deflexión del neumático.
- **Soportar el peso estático del vehículo:** el peso estático del vehículo se soporta bien si el espacio requerido para las oscilaciones de la carrocería del vehículo se mantiene pequeños. En el caso del modelo de cuarto de automóvil, se puede cuantificar en términos de la deflexión máxima de la suspensión sufrida por la suspensión.

Ihsan et al. estudiaron varios esquemas de control de un sistema semiactivo de un cuarto de coche, que lo denominaron control de anclaje al suelo, control de anclaje al vacío y control híbrido. Derivaron un modelo general de un cuarto de coche para todos los esquemas de control semiactivo y analizaron las respuestas transitorias y estacionarias en el dominio del tiempo y la transmisibilidad en el dominio de la frecuencia. Comprobaron que el esquema de control híbrido proporcionaba un mayor confort que una suspensión pasiva sin reducir la adherencia a la carretera ni aumentar el desplazamiento de la masa suspendida. También conseguía un mejor compromiso entre la comodidad, el agarre a la carretera y el desplazamiento de la suspensión que los demás sistemas de control (Ihsan, 2008).

Faris et. al. se centraron en estudiar las respuestas cuadráticas medias (RMS) de la aceleración para cuatro variables de estado:

- Aceleración vertical de la masa suspendida.
- Aceleración angular del balanceo de la masa suspendida
- Desplazamiento de las suspensión delantera y trasera.

Analizaron y compararon un modelo de medio automóvil con esquema de control semiactivo con el sistema pasivo de suspensión convencional.

Inicialmente, compararon la respuesta en frecuencia de la función de transferencia para el cabeceo y el balanceo de la masa suspendida y la deflexión de la suspensión y, a continuación, utilizaron el análisis cuadrático medio para ver el efecto del sistema de control semiactivo.

Los resultados mostraron que se lograron mejoras significativas en las respuestas de balanceo y cabeceo de la masa suspendida utilizando el esquema de control semiactivo. Sin embargo, los resultados de la deflexión de la suspensión delantera y trasera mostraban que existían valores límite del coeficiente de amortiguación a partir de los cuales el sistema semiactivo resultaba más desfavorable que el sistema pasivo (Faris, 2009).

También compararon el confort en la conducción, el desplazamiento de la suspensión y el agarre a la carretera para tres modelos diferentes: modelos de un cuarto de coche, medio y completo. Usaron controles de anclaje al suelo, al techo y semiactivos híbridos en cada modelo junto con el sistema pasivo convencional.

Su análisis cubría las respuestas transitorias y de estado estacionario en el dominio del tiempo y la respuesta de transmisibilidad en el dominio de la frecuencia. Concluyeron que, en general, todos los modelos daban una tendencia de respuestas muy similar a la que se podía observar claramente en el análisis del dominio de la frecuencia. Los estados estacionarios y transitorios en el dominio del tiempo también indicaban concordancia, pero con algunas excepciones menores. Sin embargo, descubrieron que el modelo de automóvil completo no se podía analizar con precisión simplemente usando un modelo simple de un cuarto de automóvil. También concluyeron que el modelo más simple era incapaz de capturar las variaciones en la respuesta debido al cabeceo y balanceo. Además, el modelo simple de un cuarto de automóvil no podía predecir la respuesta de cabeceo y balanceo como los modelos medio y completo. De manera similar, la respuesta del modelo de medio automóvil no podía predecir la respuesta de la entrada de balanceo, así como la respuesta de balanceo del modelo de automóvil completo (Faris, 2009).

### **b. Formas de probar y evaluar la calidad de la conducción.**

A continuación, se describen diferentes instrumentos y métodos de evaluación de la calidad en la conducción desarrollados o llevados a cabo por diferentes investigadores a lo largo de la historia.

Janeway utilizó varios instrumentos para analizar la conducción y dio recomendaciones sobre equipos de medición sencillos, económicos y disponibles comercialmente que facilitarían la adquisición y el procesamiento de datos esenciales. Defendió el acelerómetro de galgas extensométricas como el más apropiado ya que, según afirmaba, entre sus ventajas están calibrarse fácilmente en el trabajo, cubrir el rango de frecuencia de interés, ser un transformador diferencial preciso y resistente y tener un costo moderado. Argumentó que, a través de las evidencias experimentales disponibles, la simple analogía del cuerpo humano como un sistema vibratorio en todo el rango de frecuencia de viaje no es precisa y la suposición parece ser correcta para el rango de baja frecuencia (1-8 Hz) pero no más allá de este rango. También confirmó la conclusión de que la vibración constante y la potencia absorbida constante eran sinónimos. Concluyó que los principales problemas de conducción involucran los principales modos de vibración de baja frecuencia y una configuración simple de un oscilógrafo de dos a cuatro canales con acelerómetros de galgas extensométricas y filtros de paso bajo es la instrumentación más práctica (Janeway, 1966).

Butkunas buscó métodos para analizar y evaluar las vibraciones. Se centró solo en el rango de 0,5 a 25 Hz porque aseguraba que a frecuencias más altas la percepción del movimiento vibratorio disminuía y aparecía ruido como percepción de la vibración. Realizó experimentos para integrar el cojín del asiento, el respaldo del asiento y la bandeja del piso para calcular un único índice de confort en la conducción. Concluyó que, aunque un índice de viaje combinado único era una buena herramienta para comparar vehículos, no proporcionaba información sobre cuánto contribuía cada parte del sistema total al efecto general para centrarse en mejorar ciertas partes y para obtener información detallada, por lo tanto, cada excitación transmitida al pasajero debía ser analizada individualmente para su espectro de frecuencia (o densidad espectral de potencia para vibración aleatoria) (Butkunas, 1966).

Van Deusen se centró solo en la entrada de rugosidad de la carretera, con el objetivo de desarrollar criterios para evaluar la vibración del vehículo mediante escalas numéricas. Clasificó cuatro enfoques diferentes para evaluar la respuesta humana a la vibración del vehículo:

- Medición subjetiva de la conducción: la técnica tradicional que emplean un jurado. Adecuado para comparar más de un vehículo.
- Análisis de vibraciones del vehículo.
- Pruebas de simulación de conducción: se montaba la carrocería de un vehículo en un mecanismo de actuación hidráulica o en instalaciones de simulación por computadora.
- Medición de la conducción de vehículos en carretera: mediante mediciones subjetivas donde un grupo de jurados conducía el vehículo y juzgaba la comodidad de conducción y mediciones objetivas, donde se registraba el tiempo y la aceleración vibratoria y se analizaba luego estadísticamente.

Los resultados de estas medidas los correlacionó mediante la adopción de la técnica de emparejamiento de modalidades cruzadas y concluyó que esta técnica era un método significativo para medir la sensación subjetiva de conducción en un vehículo. También hizo hincapié en la importancia de la composición espectral de las vibraciones en las pruebas subjetivas para obtener resultados significativos y defendió que la dirección de la vibración afectaba a la sensación de confort. Por último, afirmó que, la varianza de la aceleración en cada banda de frecuencia y la covarianza entre direcciones debían tabularse para cuantificar la calidad de conducción en vehículos reales (Van Deusen, 1968).

Allen desarrolló en 1975 una técnica para evaluar la calidad de conducción en función de los parámetros de aislamiento de la cabina. Utilizó los criterios recomendados por las normas SAE para evaluar la capacidad de los sistemas de aislamiento de la cabina para mejorar la calidad de conducción. El autor concluyó que, modificando los elementos de suspensión en la parte trasera de la cabina, no se podía obtener ninguna mejora en la vibración vertical pero sí en la longitudinal, aunque esta última era a costa de perder confort en la dirección vertical (Allen, 1975).

Dempsey et. al. realizaron en 1979 un experimento para desarrollar criterios para la predicción de la calidad del viaje en un entorno de ruido y vibración donde los sujetos estaban sentados en un habitáculo semejante al interior de un turismo y evaluaban la comodidad de la marcha comparando una vibración de referencia que previamente se les había aplicado con la simulada.

La vibración de referencia estaba formada por:

- Vibración vertical de 5 Hz, sinusoidal a 0.074g\*RMS
- Ruido ambiental de 65 dB

La vibración simulada o de prueba era:

- Vibración de 5Hz tanto sinusoidal como aleatoria, presentada a 0.02, 0.042, 0.064, 0.085, 0.106 y 0.130g\*RMS.
- Los ruidos eran bandas de octavas de ruido aleatorio centradas en 500 o 200 Hz y presentadas a 65, 75, 85 y 95 dB.

Concluyeron que (Dempsey, 1979):

- La adición de ruido al entorno de vibración generalmente aumenta las respuestas de incomodidad.
- Aumentando la aceleración en cada combinación de nivel de ruido / banda de octava generalmente aumentaba el nivel de incomodidad.
- Las calificaciones del nivel de incomodidad aumentaban linealmente con la aceleración de la vibración cuando el ruido estaba ausente y perdía su linealidad a medida que aumenta el ruido; entonces, el nivel de incomodidad aumentaba de forma logarítmica con el nivel de ruido.

Ihsan et. al. presentaron en 2007 un estudio con varias políticas de control para sistemas semiactivos de 7 grados de libertad y los compararon con sistemas pasivos. El objetivo de su estudio era mejorar tanto la comodidad de conducción como el manejo de los vehículos. Los criterios de análisis incluyeron respuesta transitoria, estado estable y respuesta en frecuencia.

Utilizaron las aceleraciones de la carrocería en la elevación, el cabeceo y el balanceo, para evaluar la comodidad de conducción. Verificaron que los sistemas de control híbrido proporcionaban una mayor comodidad que una suspensión pasiva, sin reducir la calidad de adherencia a la carretera ni aumentar el desplazamiento de la suspensión para los vehículos de pasajeros. También demostraron que el sistema de control híbrido ofrecía un mejor compromiso entre la comodidad, el agarre a la carretera y el desplazamiento de la suspensión que las políticas de control de *skyhook* y *groundhook* (Ihsan, 2007).

BenLahcene, en su libro, extendía el trabajo realizado por Ihsan para automóviles de pasajeros a vehículos de varios ejes (2 ejes, 3 ejes y 4 ejes). Utilizó la aceleración de la carrocería (elevación, cabeceo y balanceo) para evaluar el confort de marcha mediante sistemas semiactivos de control como *skyhook*, *groundhook* e híbridos y los comparó con el sistema pasivo para mejorar la comodidad de conducción y el manejo del vehículo. Los resultados que obtuvo mostraban una mejora significativa con el uso de un sistema híbrido en

comparación con el sistema pasivo en términos de respuesta de tiempo de aceleración vertical y pico a pico. Además, en el dominio de la frecuencia como respuesta al perfil de la carretera sinusoidal, el sistema híbrido demostró ofrecer un mejor compromiso entre comodidad, adherencia a la carretera y desplazamiento de la suspensión (Benlahcene, 2010).

Otro trabajo realizado por Ihsan et al. en 2009 introducía la aceleración RMS como criterio para el análisis del confort de marcha utilizando una suspensión semiactiva para el modelo de medio coche. Su trabajo tenía como objetivo estudiar las respuestas de la aceleración RMS para variables de cuatro estados: la aceleración vertical, la aceleración angular de cabeceo, y la deflexión delantera y trasera de las suspensiones. Se analizó un modelo de medio automóvil de dos grados de libertad con un sistema de control semiactivo y se comparó con el modelo convencional de suspensión pasiva. Se comparó la respuesta de frecuencia de la función de transferencia para la aceleración vertical, el cabeceo de la masa suspendida y la deflexión de las suspensiones con las aceleraciones cuadráticas medias para ver el efecto del control semiactivo. Los resultados indicaron que se lograron mejoras significativas en las respuestas de elevación y cabeceo de la masa suspendida utilizando un sistema de control semiactivo. Sin embargo, los resultados de la deflexión de la suspensión trasera y delantera mostraron que existían valores límite de coeficiente de amortiguación por encima de los cuales, el sistema semiactivo ofrecía peores resultados que el sistema pasivo (Ihsan, 2009).

BenLahcene et. at. analizaron un modelo de automóvil todoterreno completo que utilizaba un sistema de suspensión semiactiva y lo compararon con el sistema de suspensión pasiva convencional. Usaron como entrada simulando el perfil de la carretera una curva sinusoidal y se utilizó la aceleración vertical, de cabeceo y balanceo como criterio de evaluación del confort. Los resultados confirmaron que la respuesta de frecuencia y las aceleraciones de masa suspendida, la suspensión y la respuesta de deflexión de los neumáticos en el dominio del tiempo se mejoraban claramente utilizando sistemas de control semiactivos en comparación con sistemas pasivos (Benlahcene, 2011).

Hasbullah et. al. desarrollaron un modelo de medio automóvil de dos ejes y 4 grados de libertad para comparar tres sistemas de suspensión diferentes: pasivo, activo y semiactivo. Derivaron varias políticas de control de sistema semiactivo: skyhook, groundhook y controles híbridos, y LQR para el sistema activo. Analizaron y compararon la comodidad de conducción, el desplazamiento de la suspensión y el comportamiento en carretera en dominios de tiempo y frecuencia con el sistema pasivo. Utilizaron el desplazamiento y la aceleración vertical y de cabeceo como una evaluación de la comodidad de conducción. En general, concluyeron que el control semiactivo ofrecía mejores efectos de control sobre la comodidad en la conducción que el sistema de suspensión activo y pasivo, mientras que el control activo mejoraba el rendimiento de la suspensión y la respuesta de deflexión del neumático en comparación con el pasivo (Hasbullah, 2011).

### **3. Power spectral density approximations of longitudinal road profiles**

En 2006, el investigador Peter Andrén, del Instituto Nacional de Investigación de Carreteras y Transportes de Suecia (VTI), estudió la literatura existente sobre la representación de los perfiles de carreteras mediante la aproximación de la densidad espectral de potencia (PSD) y sus aplicaciones tanto para evaluar la rugosidad de las carreteras como para estudiar la dinámica de los vehículos (Andrén, 2006).

En su trabajo, recogía que la densidad espectral de potencia se podía aproximar con una función sencilla, utilizando sólo unos pocos parámetros. Presentó un estudio sobre dichas aproximaciones de la PSD, y probó cuatro aproximaciones a una gran cantidad de datos de perfiles de carreteras de la trayectoria de la rueda derecha de 2001 a 2003 procedentes de las mediciones rutinarias realizadas anualmente por el Servicio de Carreteras de Suecia.

En las fórmulas que figuran a continuación,  $G_d$  es la PSD de desplazamiento,  $C$  es el parámetro general de rugosidad,  $n$  es la longitud de onda y  $w$  un parámetro adimensional.

La primera motivación para realizar cálculos de PSD en perfiles de carreteras o pistas fue su utilidad en la dinámica de vehículos. Sin embargo, a lo largo de la historia, varios investigadores han señalado que la PSD también era una forma conveniente de clasificar la rugosidad y el deterioro de las carreteras. Entre ellos destacan

los siguientes (Andrén, 2006):

- Houbolt et al. en 1955 propusieron la aproximación rectilínea  $G_d(n) = Cn^{-2}$ , y los autores concluyeron que el uso de técnicas espectrales parecía ser una forma bastante concisa de presentar las características de la rugosidad de las carreteras (Houbolt, 1955). Se introducía así el concepto de límites de rugosidad en forma de líneas rectas en el gráfico de la PSD.
- Kanesige propuso derivar los espectros de rugosidad de la carretera a partir de la densidad espectral de las vibraciones de los vehículos y señaló que los espectros pueden aproximarse como  $G_d(n) = Cn^{-w}$  (Kanesige, 1960).
- Macaulay también propuso la aproximación  $G_d(n) = Cn^{-w}$  pero añadió que  $w$  debía ser de 2,5 para las longitudes de onda entre 100 y 3 m aproximadamente, y de 1,5 para longitudes de onda más cortas (Macaulay, 1963).
- Braun presentó el primer uso amplio de la PSD para evaluar la rugosidad de las carreteras. Midió los perfiles de más de 30 tramos de carreteras y calculó la PSD. Se utilizó un ajuste de línea recta de la forma  $G_d(n) = Cn^{-w}$  (Braun, 1966).
- La Barre et al. presentaron un estudio de gran envergadura donde analizaron cincuenta y cuatro tramos de carretera de Gran Bretaña, Bélgica, Francia y Alemania, y donde calcularon las PSD. No utilizaron ninguna aproximación, sino que las PSD se diferenciaron con una línea  $Cn^{-2}$ .

Su estudio se resume en los siguientes apartados:

#### a) Requisitos para una PSD correcta

Para que la estimación de un análisis espectral sea válida deben cumplirse ciertos requisitos. Andrén comentó que el perfil de la carretera debía ser parte de un proceso aleatorio estacionario, que definía en términos generales como una señal cuyas propiedades estadísticas no varían con el tiempo, o más bien con la longitud para los perfiles de carretera.

En cuanto a si un tramo de carretera puede considerarse un proceso aleatorio o no, cabe destacar que Dodds y Robson realizaron un trabajo en 1973 donde demostraban que las superficies típicas de las carreteras podían considerarse como realizaciones de procesos aleatorios gaussianos bidimensionales homogéneos e isotropos. También consideraban que había que eliminar primero las grandes irregularidades ocasionales, como los baches para que esto se cumpliera (Dodds, 1973).

Andrén, tras su búsqueda, señaló que cuando el perfil de la carretera es "homogéneo" e "isótropo", se podía modelar una superficie de carretera completa con una única PSD del perfil de la carretera como entrada. Además, indicó que las propiedades estadísticas de los perfiles de las carreteras muestran, una vez eliminados los grandes transitorios, que la distribución es casi normal o gaussiana. En el estudio, también se apunta que, aunque los espectros del perfil no siempre sean una descripción estadísticamente correcta de la carretera (debido a la falta de aleatoriedad), pueden utilizarse como una clasificación media de la rugosidad.

La distribución de la amplitud de los perfiles filtrados de paso alto que se muestra en la Figura 3 sigue la distribución gaussiana con la misma media y varianza bastante bien.

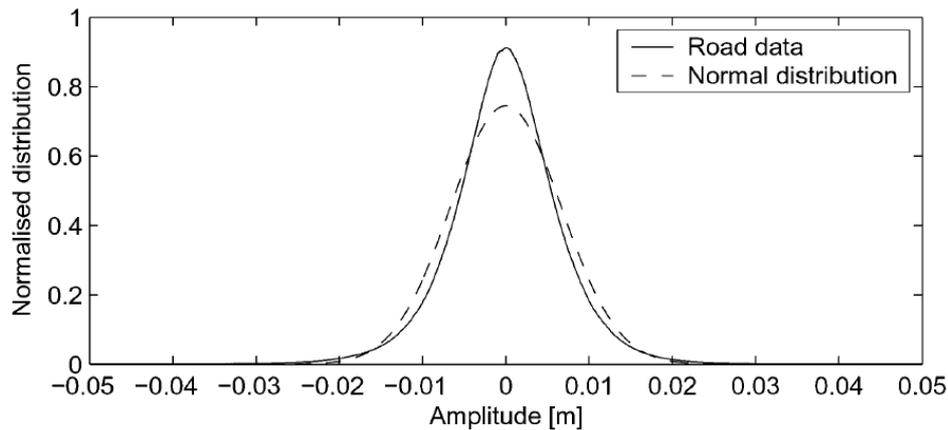


Figura 3. Distribución de amplitud normalizada para perfiles de elevación de la red de carreteras sueca.

### b) Aproximaciones a la PSD

Andrén recoge en su estudio todas las aproximaciones a la PSD que encontró en la literatura y comenta que el ajuste de las aproximaciones en toda la red de carreteras testada se evaluó con el residuo de una minimización por mínimos cuadrados. El ajuste de los datos, y por tanto el residuo presentado se realizó sobre el logaritmo de la PSD.

A continuación, se comentan las diferentes aproximaciones. El comportamiento general de todas ellas, así como las aproximaciones, se recogen en la Figura 4 y Figura 5 respectivamente.

#### i. Aproximación por ISO 8608

La aproximación de la línea recta se ha propuesto varias veces en diversos estudios. Inicialmente el exponente  $w$  se fijó en 2, pero pronto se propuso un exponente variable (Kanesige, 1960; Macaulay, 1963). Con este ajuste de línea recta, la carretera se podía describir con sólo dos números: la rugosidad general  $C$  y la distribución de la longitud de onda  $w$ .

Ecuación 7. Aproximación de línea recta simple. ISO 8608

$$G_d(n) = Cn^{-w}$$

Según la norma, la PSD se debe suavizar primero en bandas de octava desde la frecuencia más baja calculada hasta la frecuencia central de 0,0312 ciclos/m, luego en bandas de tercera octava hasta una frecuencia central de 0,25 ciclos/m; y, por último, en bandas de duodécima octava hasta la frecuencia más alta calculada. Andrén comentaba que este procedimiento de suavizado no era necesario para la aproximación de la línea recta y, por coherencia con las demás aproximaciones, sólo se presentaron los resultados del ajuste no suavizado.

En la Figura 6, Andrén recogió las distribuciones normalizadas de la pendiente  $w$  de la PSD, el nivel de rugosidad  $G_d$  y su correlación en la red de carreteras. El coeficiente de correlación entre  $w$  y  $\log(G_d)$  fue de 0,67.

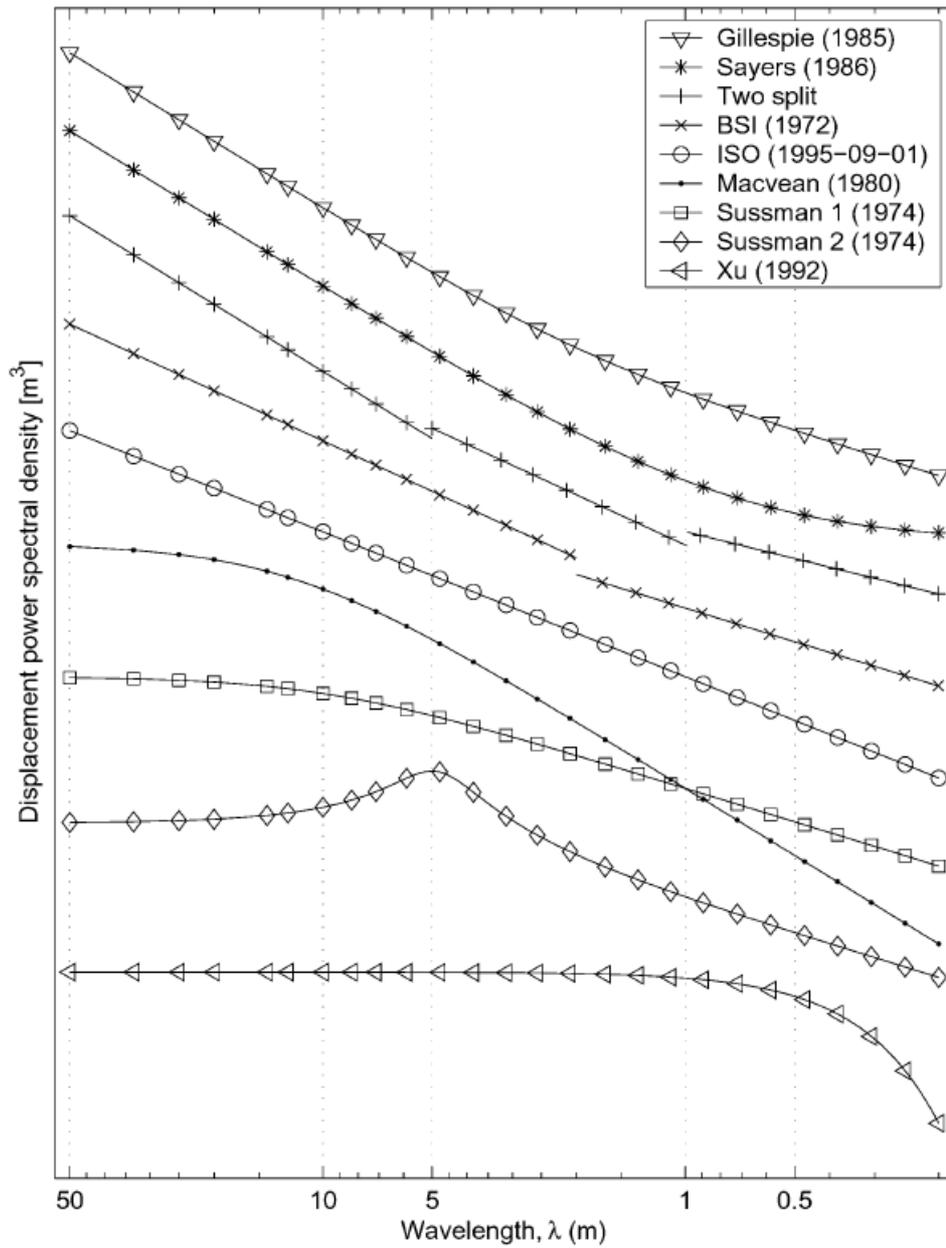


Figura 4. Comportamiento general de las aproximaciones de la PSD.

Name	PSD approximation	Wavenumber
ISO (1995-09-01)	$G_d(n) = Cn^{-w}$	$0 \leq n \leq \infty$
BSI (1972)	$G_d(n) = \begin{cases} Cn^{-w_1} \\ Cn^{-w_2} \end{cases}$	$0 \leq n \leq n_0$ $n_0 \leq n \leq \infty$
Two Split	$G_d(n) = \begin{cases} Cn^{-w_1} \\ Cn^{-w_2} \\ Cn^{-w_3} \end{cases}$	$0 \leq n \leq n_1$ $n_1 \leq n \leq n_2$ $n_2 \leq n \leq \infty$
Sayers (1986)	$G_d(n) = C_1/n^4 + C_2/n^2 + C_3$	$0 \leq n \leq \infty$
Gillespie (1985)	$G_d(n) = C(1 + (0.066/n)^2)/n^2$	$0 \leq n \leq \infty$
Marcondes et al. (1991)	$G_d(n) = \begin{cases} C_1 \exp(-kn^p) \\ C_2(n - n_0)^q \end{cases}$	$0 \leq n \leq n_0$ $n_0 \leq n \leq \infty$
Sussman (1974)	$G_d(n) = \frac{C}{\alpha^2 + n^2}$	$0 \leq n \leq \infty$
Macvean (1980)	$G_d(n) = \frac{C}{(\alpha^2 + n^2)^2}$	$0 \leq n \leq \infty$
Sussman (1974)	$G_d(n) = \frac{C(n^2 + \alpha^2 + \beta^2)}{(n^2 + \alpha^2 + \beta^2)^2 + 4n^2\alpha^2}$	$0 \leq n \leq \infty$
Xu et al. (1992)	$G_d(n) = A/2a \exp(-n^2/(2a^2))$	$0 \leq n \leq \infty$
Kozin and Bogdanoff (1961)	$G_d(n) = A/a \exp(-n^2/a^2)$	$0 \leq n \leq \infty$

Note:  $C, C_1, C_2, C_3, p, k, q, \alpha$  and  $\beta$  are real positive constants

Figura 5. Aproximaciones del espectro de rugosidad del perfil de carreteras.

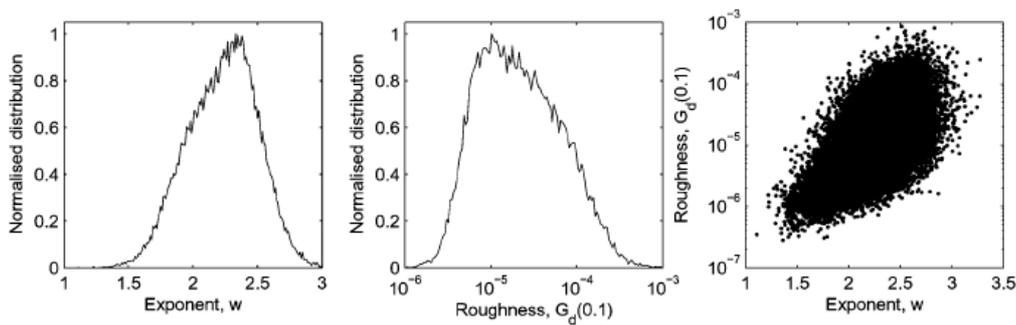


Figura 6. Distribuciones normales del exponente  $w$ , la rugosidad y su correlación

ii. Aproximación por BSI 1972

Tras los resultados encontrados por La Barre et. al. (La Barre, 1969) se descubrió que la aproximación de la línea recta simple no era adecuada para muchas carreteras y una forma más general fue propuesta por Dodds (BSI, 1972).

Ecuación 8. Aproximación de línea recta general. ISO 8608.

$$G_d(n) = \begin{cases} Cn^{-w_1} & \text{para } n \leq n_0 \\ Cn^{-w_2} & \text{para } n \geq n_0 \end{cases}$$

Se fijó la discontinuidad entre las dos líneas en la frecuencia  $1/2\pi$  ciclos/m o en una longitud de onda de unos 6,3 m. Sin embargo, para el caso de las carreteras en Suecia, para conseguir una minimización global del error residual mínimo cuadrático se optó por una frecuencia significativamente mayor, de 0,82 ciclos/m, como se ilustra en la Figura 7.

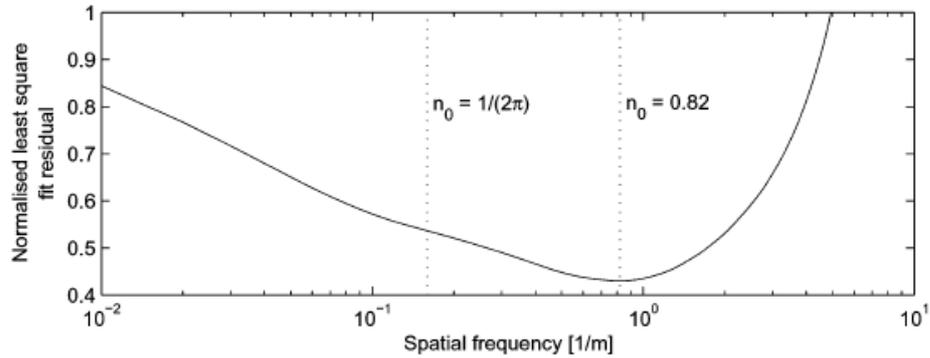


Figura 7. Error residual mínimo cuadrático como función de la frecuencia de rotura.

La distribución de los exponentes  $w_1$  y  $w_2$  se ilustra en la Figura 8. Las líneas de puntos representan la frecuencia de error mínimo (0,82 ciclos/m). El valor medio de  $w_1$ , de aproximadamente 3, que coincide con los valores indicados por Dodds (BSI, 1972). El valor de  $w_2$  es de aproximadamente 2 según Dodds. Sin embargo, para la red de carreteras sueca, un valor de 1,4 para  $w_2$  parecía ser mejor (Andrén, 2006).

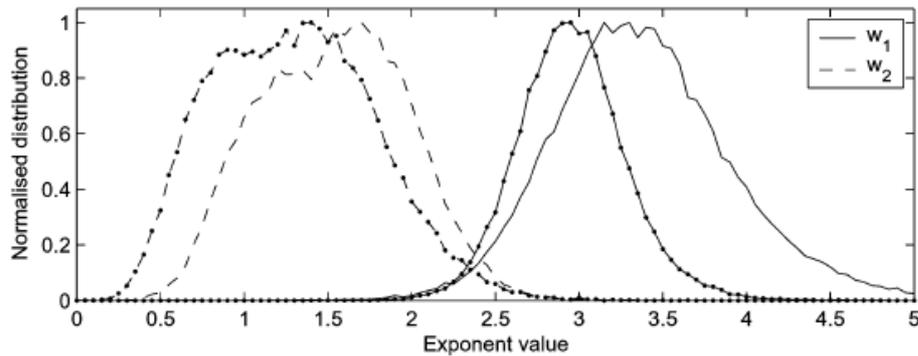


Figura 8. Distribución normal de los exponentes  $w_1$  y  $w_2$ .

### iii. Aproximación por dos divisiones

Andrén recogía en su estudio que el siguiente paso tras la aproximación por la línea recta simple y la división en dos líneas rectas, era realizar 2 divisiones para obtener más de 2 rectas. Sin embargo, hacía ver que en la literatura que había investigado, no había encontrado referencias ni ninguna publicación en las que se describiera un uso real de la aproximación de dos divisiones.

Ecuación 9. Aproximación por dos divisiones.

$$G_d(n) = \begin{cases} C_1 n^{-w_1} & \text{para } n \leq n_1 \\ C_2 n^{-w_2} & \text{para } n_1 \leq n \leq n_2 \\ C_3 n^{-w_3} & \text{para } n_2 \leq n \end{cases}$$

Con este método y, cortando las líneas a frecuencias de 0,21 ciclos/m (4,76 metros de longitud de onda) y 1,22 ciclos/m (0,82 metros de longitud de onda), se consiguió el menor error total mínimo cuadrático para la red de carreteras probada. La distribución de los exponentes se muestra en la Figura 9. De estas distribuciones se concluye que la PSD es pronunciada a longitudes de onda más largas, y se hace más plana en las longitudes de onda más cortas (Andrén, 2006).

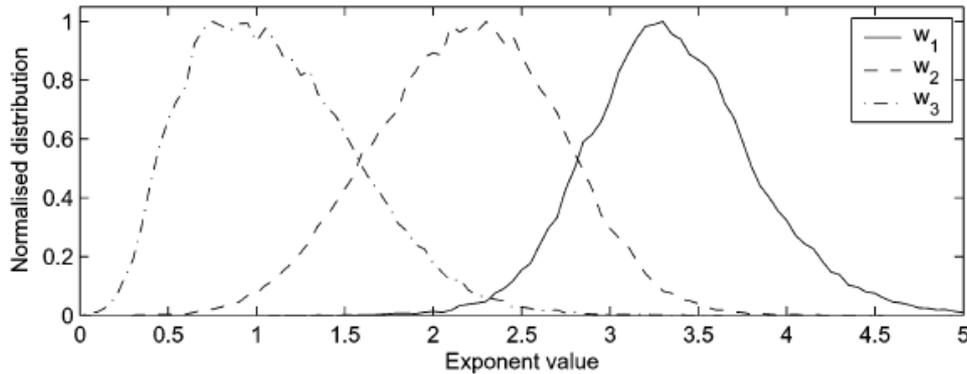


Figura 9. Distribución normal de los exponentes  $w_1$  y  $w_2$  y  $w_3$ .

#### iv. Aproximación por Sayers

En 1986 Sayers propuso el siguiente método escalonado para ajustar la aproximación de los datos medidos:

Ecuación 10. Aproximación por el método de Sayers.

$$G_d(n) = C_1/n^4 + C_2/n^2 + C_3$$

El coeficiente  $C_2$  de amplitud de rugosidad global se calculaba como el valor medio de la PSD de pendientes que cubrían las longitudes de onda de 0,08 a 0,5 ciclos/m (de 2 a 12,5 m). A continuación, se restaba el valor  $C_2$  a la PSD para todas las longitudes de onda con el fin de conservar únicamente la rugosidad residual. Se determinaba  $C_1$  a partir de la PSD de la aceleración en el intervalo de 0,003 a 0,05 ciclos/m (de 20 a 333 metros), y  $C_3$  se calculaba a partir de la elevación de la PSD en el rango de 0,7 a 3 ciclos/m (de 0,33 a 1,43 metros).

Andrén no encontró mucha más información aparte de esto, pero afirmó que era posible mejorar el ajuste utilizando los coeficientes  $C_1$ ,  $C_2$  y  $C_3$  del método Sayers como semillas de un algoritmo de mínimos cuadrados. Las distribuciones normalizadas de  $C_1$ ,  $C_2$  y  $C_3$  de la aplicación mejorada se muestran en la Figura 10.

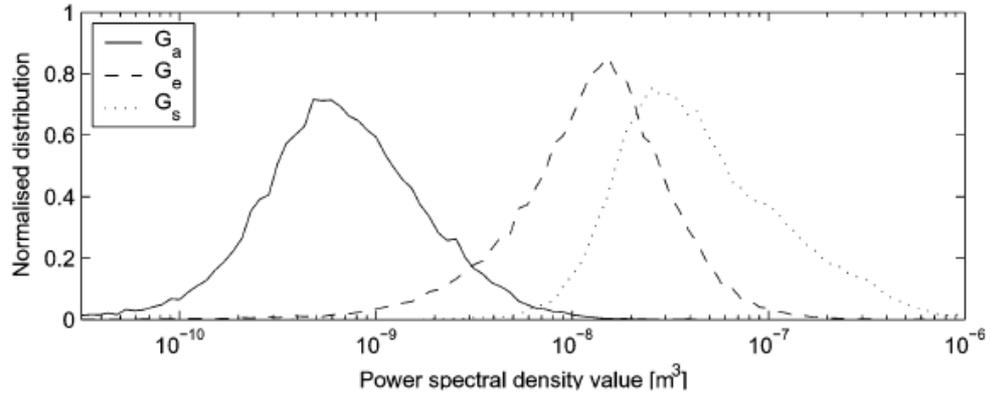


Figura 10. Distribución normal de los coeficientes  $C_1$  y  $C_2$  y  $C_3$

v. Otras aproximaciones

Gillespie et al. propusieron la siguiente aproximación de la PSD con el objetivo de que el modelo tuviera un solo parámetro que estableciera la rugosidad (Gillespie, 1980), (Gillespie, 1985):

Ecuación 11. Aproximación por el método de Gillespie.

$$G_d(n) = C(1 + (0,66/n)^2/n^2)$$

Defendían que el número de onda de corte 0,066 ciclos/m debía sustituirse por 0,16. Se dieron cuenta en sus estudios que, aunque el enfoque de un solo parámetro sería lo ideal, se necesitaban dos o tres parámetros para describir la rugosidad de la carretera con detalle.

vi. Comparación de las aproximaciones.

Tras analizar los diferentes métodos existentes para aproximar la PSD calculada a partir de un perfil de carretera con una función simple, Andrén presentó una comparación general entre dichas aproximaciones. El residuo del ajuste mínimo cuadrado en el logaritmo de la PSD lo utilizó como medida de la coincidencia de las aproximaciones. Un error pequeño indicaba una buena aproximación (Andrén, 2006).

A juicio de Andrén, la razón de la falta de éxito de las aproximaciones existentes era que los perfiles de las secciones mostraban algunas peculiaridades en forma de rugosidad concentrada como vías férreas, baches y otros perfiles sin homogeneidad.

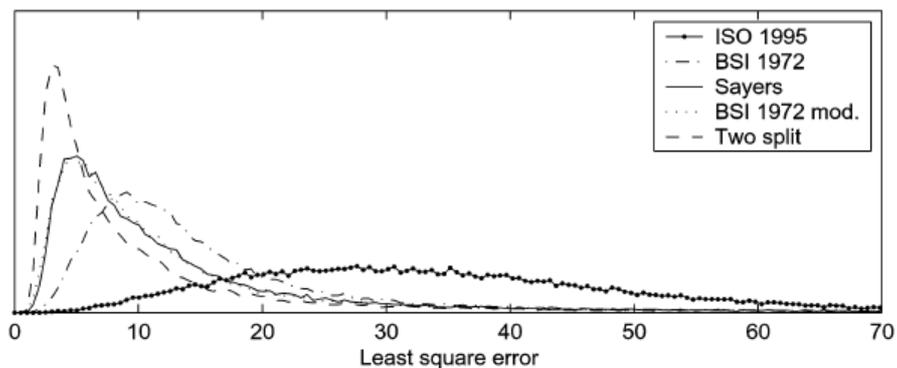


Figura 11. Distribución normal del residuo del ajuste mínimo cuadrático de las diferentes aproximaciones.

El ajuste de línea recta de la ISO 8608 (ISO 1995), obtuvo el peor resultado en la comparación. La línea

recta dividida modificada (con una frecuencia de ruptura que minimiza el error) y la aproximación de Sayers tenían distribuciones muy similares y las dos aproximaciones obtuvieron el menor error en general.

Andrén aplicó cada método a la red estatal de carreteras de Suecia, incluyendo autopistas, carreteras comarcales y carreteras secundarias. El mínimo cuadrado residual de la aproximación para los tipos de carreteras se indica en la Figura 12. Los errores se presentan en relación con la aproximación ISO 8608. Como puede verse, el comportamiento es similar para todos los tipos de carretera.

	<i>ISO 8608</i>	<i>BSI 1972</i>	<i>Sayers</i>	<i>BSI 1972 mod</i>	<i>Two split</i>
Motorways	100.00	47.33	40.82	37.96	34.52
Principal roads	100.00	49.42	42.47	40.43	35.42
Minor roads	100.00	55.05	45.65	46.40	35.35

Figura 12. Mínimo cuadrado residual de la aproximación para los tipos de carreteras

### c) Conclusiones del estudio de Peter Andrén

Se presentó un estudio de la literatura sobre aproximaciones de la densidad espectral de potencia (PSD) presentado. Tres de las diez aproximaciones encontradas se aplicaron a los datos del perfil de la carretera de carreteras de toda la red estatal sueca. Una cuarta aproximación encontrada en la literatura, que sólo se menciona, pero no se utiliza, también se aplicó al material de datos.

El material de datos utilizado pareció ser una realización justa de un proceso aleatorio, por lo que el análisis espectral fue válido. A juzgar por el residuo de mínimos cuadrados, el ajuste de las aproximaciones a los datos medidos aumenta con el incremento de la complejidad de la función de aproximación. El nivel de complejidad necesario de la aproximación dependía de la aplicación. Para la identificación de la rugosidad de las carreteras, probablemente era suficiente una aproximación de dos o tres parámetros, pero una respuesta definitiva requería algo más de investigación.

Andrén realizó un estudio bibliográfico sobre las aproximaciones de la densidad espectral de potencia (PSD), aplicando 4 aproximaciones a los datos del perfil de las carreteras de toda la red estatal sueca. Sus conclusiones fueron las siguientes (Andrén, 2006):

- El material de datos utilizado pareció ser una muestra justa de un proceso aleatorio, lo que hizo que el análisis espectral resultara válido.
- A juzgar por el residuo de mínimos cuadrados, el ajuste de las aproximaciones a los datos medidos aumentaba con el incremento de la complejidad de la función de aproximación. El nivel de complejidad necesario de la aproximación dependía de la aplicación.
- Para la identificación de la rugosidad de las carreteras, una aproximación de dos o tres parámetros era probablemente suficiente, pero para dar respuesta definitiva se requería una mayor investigación.

## 4. Characterization of Motorcycle Suspension Systems: Comfort and Handling Performance Evaluation.

En mayo de 2013, Ligouri et. al, miembros del Departamento de Ingeniería Industrial de la Universidad de Salerno, en Italia, realizaron un estudio sobre el confort y el manejo de motocicletas y su relación con el sistema de suspensión. En este trabajo abordaron la configuración de las mediciones y el análisis de los datos para la caracterización de los sistemas de suspensión de los vehículos de dos ruedas en lo que respecta al confort y al agarre a la carretera. El objetivo principal era la definición de un método para la medición experimental del

rendimiento del sistema de suspensión (Liguori, 2013). La motivación de su estudio estaba en que, según indican, en la literatura existente hasta la fecha había muchos estudios sobre técnicas y estrategias de control de las suspensiones que intentan optimizar, en cada punto de trabajo, el rendimiento tanto en términos de confort como de manejo, pero los estudios sobre métodos de medición del rendimiento eran escasos por lo que era complicado encontrar una misma base sobre la que comparar diferentes estrategias de control.

En su estudio se da especial importancia al papel que tiene la suspensión, ya que realiza diferentes tareas y, a menudo, con requisitos contradictorios: por un lado, garantiza el contacto entre las ruedas del vehículo y la carretera porque se desplaza, lo cual es importante para el manejo del vehículo, ya que induce a una mayor seguridad, y, al mismo tiempo, se encarga de aislar a los ocupantes del vehículo de las vibraciones provocadas por las irregularidades del terreno (Baronti, 2008), (Li, 2011). En esta línea, Poussot-Vassal et. al afirmaron en 2012 que las magnitudes más significativas para el confort y el agarre a la carretera son: la aceleración vertical de la masa amortiguada y la fuerza de contacto vertical entre la carretera y el neumático y que era posible perfeccionarlas con medidas más completas, en las que se tuviera en cuenta el cabeceo, la inclinación y el balanceo (Poussot-Vassal, 2012). Por otro lado, Yuan et. al afirmaban que las motocicletas eran más sensibles que los turismos a las variaciones de carga y a las vibraciones y el problema de lograr simultáneamente la minimización del recorrido de la suspensión y la maximización del confort en marcha era mayor en este tipo de vehículos de dos ruedas respecto a otros (Yuan, 2010) .

En este estudio, Ligouri et. al presentan un modelo de motocicleta que sirve como referencia, diseñan y describen un sistema de medición basado en el procesamiento de señales de aceleración, cabeceo y balanceo para para el cálculo de unos índices adecuados para la evaluación experimental del grado de confort de conducción y de la maniobrabilidad de las motocicletas y explican las mediciones para la estimación del rendimiento y por último ponen ejemplos de uso con referencia a resultados experimentales de la comparación de suspensión pasiva y semiactiva magneto-reológica.

Se resumía en los siguientes apartados:

**a) Confort y manejo del vehículo: definición y medición.**

Como se expuso en la introducción, el confort en la conducción tanto de turismos como de motocicletas se ve afectado por diferentes factores como el tráfico, la forma de conducir o las condiciones climatológicas. Sin embargo, respecto a las vibraciones transmitidas a los pasajeros, muchos de los estudios que se encuentran en la literatura se centran en el papel que realiza la suspensión ante las rugosidades de la carretera y en su capacidad para mantener el agarre, que se puede definir como la capacidad de mantener el vehículo en contacto con la carretera en presencia de las diferentes fuerzas y momentos que se originan por frenadas, giros y viento (Li, 2011).

En su estudio, Ligouri et. al analizaron la suspensión mediante el modelo de cuarto de coche de dos grados de libertad, donde se esquematiza el vehículo mediante la masa suspendida ( $M$ ), que incluye el peso del sistema de suspensión, del chasis y de la carrocería, y la masa no suspendida ( $m$ ), que abarca el peso del neumático, el sistema de frenos y la llanta. Para simplificar, se desprecia la amortiguación del neumático y se le considera una rigidez ( $K_t$ ). La suspensión la modelaron mediante un muelle ( $K$ ) y un amortiguador ( $C$ ) con un coeficiente de amortiguamiento ( $C_0$ ), donde:

- $y_r$  el desplazamiento vertical impuesto por la carretera;
- $y_t$  el desplazamiento vertical de la masa no suspendida,  $m$ ;
- $y_s$  el desplazamiento vertical de la masa suspendida,  $M$ ;

$$\begin{aligned} M \cdot \ddot{y}_s + K(y_s - y_t) + C_0(\dot{y}_s - \dot{y}_t) + F_d &= 0 \\ m \cdot \ddot{y}_t + k_t(y_t - y_r) - K(y_s - y_t) - C_0(\dot{y}_s - \dot{y}_t) - F_d &= 0 \end{aligned}$$

Figura 13. Aproximación por el método de Gillespie

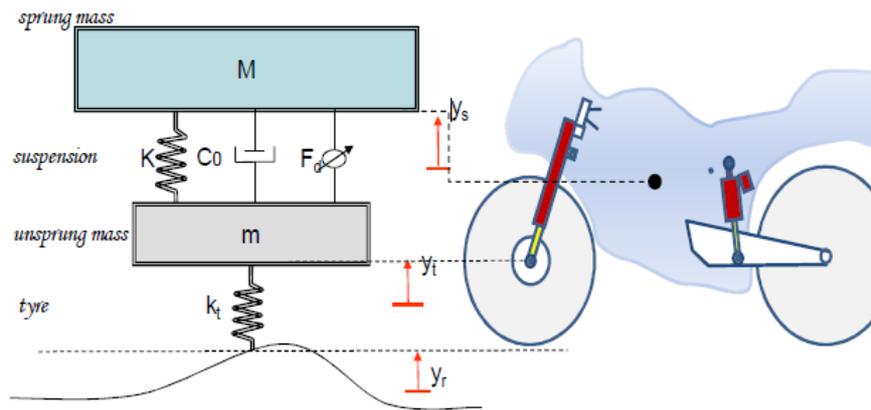


Figura 14. Modelo de cuarto de coche

## i. Evaluación del confort

Se encuentran diversos estudios en la literatura que basan el estudio del confort en la presencia o no de vibraciones mecánicas. El origen de estas vibraciones puede ser debido a impactos o a vibración continua, que se definen, según la ISO 2631-1 de 1997 como:

- Impactos: eventos discretos de duración relativamente corta e intensidad elevada, como los causados por un bache pronunciado.
- Vibración continua: Las vibraciones se deben a la rugosidad normal de la carretera, que suele representarse como un proceso aleatorio.

Para evaluarlas, algunas normas internacionales como la ISO 5349:2001 de 2001 o la BS 6841:1987 de 1987 e investigadores como Balogh et. al, proponen utilizar la aceleración RMS tras un procedimiento de ponderación adecuado capaz de mostrar las componentes de frecuencia más molestas para los pasajeros (Balogh, 2010). Las curvas de ponderación definidas dependen de la posición y la dirección de la aceleración medida. Los índices se definen considerando el valor eficaz en la última ventana de tiempo, de la aceleración triaxial definida como combinación de las aceleraciones medidas en las tres dimensiones:

Ecuación 12. Aceleración RMS. Norma ISO 2631-1, 1997.

$$a_w = \sqrt{k_x^2 a_{w,x}^2 + k_y^2 a_{w,y}^2 + k_z^2 a_{w,z}^2}$$

donde  $a_{w,x}$ ,  $a_{w,y}$  y  $a_{w,z}$  son los valores medidos de la aceleración en cada eje (x, y, z) y  $k_x$ ,  $k_y$  y  $k_z$  son factores definidos por la norma ISO 2631-1. La norma sugería unos valores de  $k_x = 1.4$ ,  $k_y = 1.4$  y  $k_z = 1$ .

Con este dato, se calcula el valor máximo de la vibración transitoria (VMVT), que se define como el valor eficaz máximo evaluado en el intervalo de tiempo considerado:

Ecuación 13. Valor máximo de la vibración transitoria. Norma ISO 2631-1, 1997

$$VMVT = \{a_{w,RMS}(t_0)\}$$

Otro índice considerado en estas normas internacionales es el valor de la dosis de vibración (VDV), que evalúa el confort según la vibración recibida por un impacto como puede ser un bache y se define como:

Ecuación 14. Valor de la dosis de vibración. Norma ISO 2631-1, 1997.

$$VDV = \sqrt{\int_0^T a_w^4(t) dt}$$

En otros estudios se considera que la respuesta vertical del vehículo en el rango de 0 a 20Hz corresponde

a la aceleración que siente el conductor durante el trayecto (Poussot-Vassal, 2012).

Por otro parte, autores como Pezzola et. al, realizaron en 2011 un estudio sobre el confort en las motocicletas de tipo Scooter y compararon los resultados de los índices obtenidos con las calificaciones personales de los conductores, de forma similar al trabajo realizado por Smith et. al en 1976. El sistema de medición incluía acelerómetros triaxiales (colocados en el manillar bajo la mano izquierda del conductor, en el reposapiés bajo el pie izquierdo del conductor y en el asiento) y un sensor de velocidad del vehículo (colocado en el disco de freno trasero). Las señales adquiridas se procesaron en el dominio de la frecuencia y el tiempo para calcular los siguientes índices (Pezzola, 2011):

- Índice del valor medio de los valores medios de las aceleraciones RMS triaxiales. Medidas en el manillar, el reposapiés y en el asiento. Se combinaron en un índice global que representa el valor medio de los tres índices.
- Índice del valor medio de las aceleraciones triaxiales ponderadas obtenidas según la norma ISO 2631-1 de 1997 y la norma ISO 5349:2001 de 2001, obteniendo un índice medio teniendo en cuenta la sensibilidad de la frecuencia humana.
- Para cada sensor evaluaron las densidades espectrales de potencia media en función de la velocidad en cada dirección, y luego se combinaron vectorialmente para definir un espectro de potencia global. Se evaluó un valor RMS a partir de la densidad espectral de potencia y, por último, se calculó la integral del RMS como índice sintético.
- El valor de la dosis de vibración (VDV). Calculado cuando el conductor pasaba por encima de un obstáculo o bache puntual, para referenciar así la vibración por impacto.

## ii. Manejo del vehículo.

Liguori et. al describieron la maniobrabilidad como la capacidad de los vehículos para traccionar, frenar y tomar las curvas. Afirmaron que de la tracción dependía el agarre de los neumáticos a la carretera y en este sentido, la suspensión se encargaría de reducir las fluctuaciones de la fuerza de contacto entre el neumático y el pavimento, minimizando las variaciones en las cargas normales de los neumáticos (Liguori, 2013). Por otro lado, afirmaban que las pruebas experimentales eran muy problemáticas, tanto para reconocer el perfil de la carretera como para estimar alguna variable de estado (por ejemplo, la carga dinámica de los neumáticos).

En sus investigaciones, Poussot-Vassal et. al, consideraron que una medida del agarre a la carretera era la integral entre 0 y 30Hz de la respuesta, en el dominio de la frecuencia, de la deflexión vertical de la rueda respecto a las perturbaciones de la carretera (Poussot-Vassal, 2012).

## b) Sistema de medición propuesto.

La metodología de ensayo propuesta por Liguori et. al, se basaba en datos experimentales y combinaba varias fuentes de información. La fiabilidad del ensayo dependía en gran medida de los sensores utilizados y de su posición. Buscaron un método económico para realizar las medidas por lo que usaron únicamente acelerómetros y un giróscopo para medir el cabeceo y el balanceo, basándose en la propuesta de Pezzola et. al (Pezzola, 2011).

El esquema del montaje que usaron fue el siguiente:

- $A_{manillar}$ : en la tapa de la parte superior del tubo telescópico derecho de la horquilla de la suspensión delantera, junto a la unión con el bastidor.
- $A_{horquilla}$ : debajo del eje de la rueda delantera, a lo largo del mismo eje de la horquilla de la suspensión donde se había ubicado  $A_{manillar}$ .
- $A_{sillín}$ : en el acoplamiento del amortiguador trasero al bastidor.
- $A_{basculante}$ : en el acoplamiento del amortiguador trasero al basculante de la rueda trasera y a lo

largo del mismo eje del amortiguador trasero, donde se había ubicado  $A_{sillín}$ .

- El giróscopo lo ubicaron cerca del centro de gravedad de la motocicleta.

Para las pruebas experimentales, consideraron diferentes recorridos:

- Un tramo irregular (adoquinado), para introducir principalmente excitación de cabeceo.
- Un tramo de carretera urbana accidentada, recorrido a velocidad constante y recibe simultáneamente una excitación mixta de cabeceo y de comportamiento normal, en un amplio espectro).
- Un tramo de carretera extraurbana, a velocidad alta (creciente), que introduce principalmente una excitación vertical pura.
- Un tramo con múltiples badenes, con el fin de estimar mejor el manejo del vehículo frente a los obstáculos concentrados y su comportamiento frente a impactos.
- Un tramo de una curva que incluya un badén, con el fin de estimar mejor la influencia de la amortiguación en el balanceo y la transferencia de carga.

### c) Evaluación de los índices.

Liguori et. al recomendaban procesar las señales adquiridas de las pruebas mediante un filtro paso banda, el cual deja pasar un determinado rango de frecuencias de una señal y atenúa el paso del resto, así se evitaría alteraciones debida a la alineación de los acelerómetros o de la vibración del propio motor. Debido a que el rango de frecuencias de interés es muy bajo, (Liguori, 2013), propusieron un filtro Butterworth de siete grados.

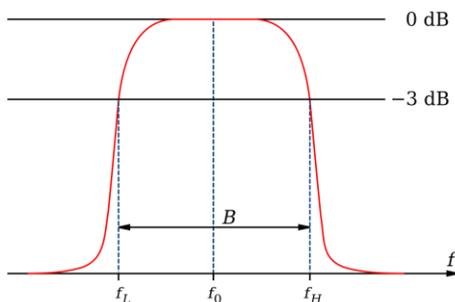


Figura 15. Filtro Paso Banda. Fuente: Internet

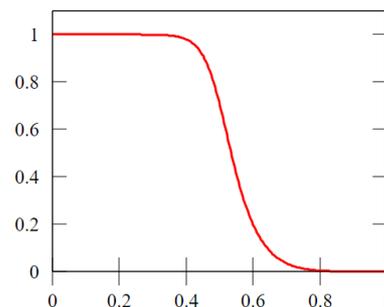


Figura 16. Filtro Butterworth. Fuente: Internet

#### i. Confort

Introdujeron 3 índices para medir el confort:

1. Cálculo del espectro de potencia de los acelerómetros  $A_{manillar}$  y  $A_{sillín}$  en los tres ejes y, posteriormente, cálculo de la integral de ambos entre 0 y 180Hz. A partir de estos dos valores se obtenía un índice global calculado como la media entre ambos:

Ecuación 15. Índice de potencia espectral.

$$Isp = (I_{manillar} + I_{sillín})/2.$$

Se observaba que los valores medidos podían cambiar ligeramente en función de tres parámetros principales de procesamiento: la función de ventana utilizada, el intervalo de tiempo para la media o el solapamiento entre los intervalos de tiempo.

2. Cálculo de las aceleraciones triaxiales medidas en los sensores  $A_{manillar}$  y  $A_{sillín}$  y su posterior

ponderación con la curva ISO-2631 vista en la Ecuación 12. Los valores medios RMS obtenidos,  $Aw_{manillar}$  y  $Aw_{sillín}$ , se utilizaban para calcular un índice global de aceleración ponderada:

Ecuación 16. Índice de aceleración ponderada.

$$Iaw_{RMS} = (Aw_{manillar} + Aw_{sillín})/2.$$

Para este índice también había influencia del intervalo de tiempo usado en los valores medios.

3. El último índice se refiere al mencionado anteriormente, valor de la dosis de vibración o VDV. Este se evaluaba considerando únicamente los datos adquiridos al pasar la motocicleta de forma particular sobre un resalto o bache de forma concentrada.

El índice final tenía en cuenta la media de los valores normalizados según la Ecuación 14:

Ecuación 17. Índice de valor de dosis de aceleración.

$$VDV = (VDV_{manillar} + VDV_{sillín})/2.$$

ii. Conducción del vehículo.

Respecto al agarre en carretera, el cual ya afirmaron previamente que dependía de la suspensión, obtuvieron un parámetro basándose en el análisis del comportamiento del vehículo al pasar por encima de un obstáculo concentrado, simulando un impacto.

Tomaron 3 coeficientes en función del coeficiente de amortiguamiento del amortiguador delantero, de tal manera que clasificaron la prueba como suave (gráfica verde, con  $C_0 = 200 \text{ Ns/m}$ ), media (gráfica azul, con  $C_0 = 400 \text{ Ns/m}$ ) y dura (gráfica roja, con  $C_0 = 700 \text{ Ns/m}$ ), siendo el resto de los parámetros los siguientes:

- Masa suspendida:  $M = 100 \text{ kg}$ ,
- Masa no suspendida:  $m = 21 \text{ kg}$ ,
- Rigidez de la suspensión:  $K = 30 \text{ kN/m}$ ,
- Rigidez de la suspensión:  $K_t = 167 \text{ kN/m}$ .

Tras las pruebas, obtuvieron los resultados mostrados en la Figura 17, Figura 19 y Figura 18.

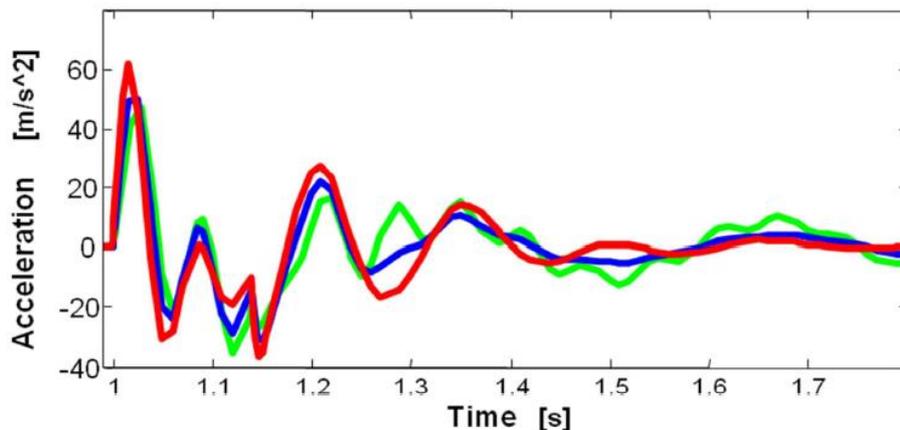


Figura 17. Respuesta de aceleración del amortiguador delantero frente a impacto. (Liguori, 2013)

En la Figura 17 se recogieron los datos de la aceleración vertical que sufría el conductor en el manillar o en sus brazos. Apreciaron que una suspensión suave (línea verde) tenía el menor pico de aceleración, pero oscilaba más veces que las demás antes de llegar al punto de reposo. Por el contrario, una suspensión más

dura tenía un pico de aceleración más grande, pero llegaba antes al punto de reposo o de aceleración nula.

Este comportamiento muestra lo que se comentaba en la introducción de este estudio, que la suspensión pasiva sufría el compromiso entre confort y manejabilidad o agarre, de manera que, al ganar en comodidad, se pierde en prestaciones y viceversa.

La configuración suave, mostraba buen comportamiento en la primera parte de régimen transitorio de la aceleración, asimilando la mayor parte del desplazamiento de la suspensión al encontrarse el obstáculo para, de esta forma, disminuir el pico de aceleración que producía el impacto. Sin embargo, las oscilaciones de la parte final del transitorio provocaban que la rueda perdiera el contacto de forma puntual con la carretera.

Por su parte, la configuración dura se comportaba de forma complementaria en términos del desplazamiento de la suspensión y del contacto con el asfalto, de manera que sufría el mayor pico de desplazamiento justo al pasar por encima del obstáculo y en un intervalo de tiempo más pequeño, provocando esto unas aceleraciones mayores respecto a la configuración suave. Por el contrario, ganaba rápidamente agarre a la carretera debido a las bajas o casi nulas oscilaciones que experimentaba en la parte final del transitorio.

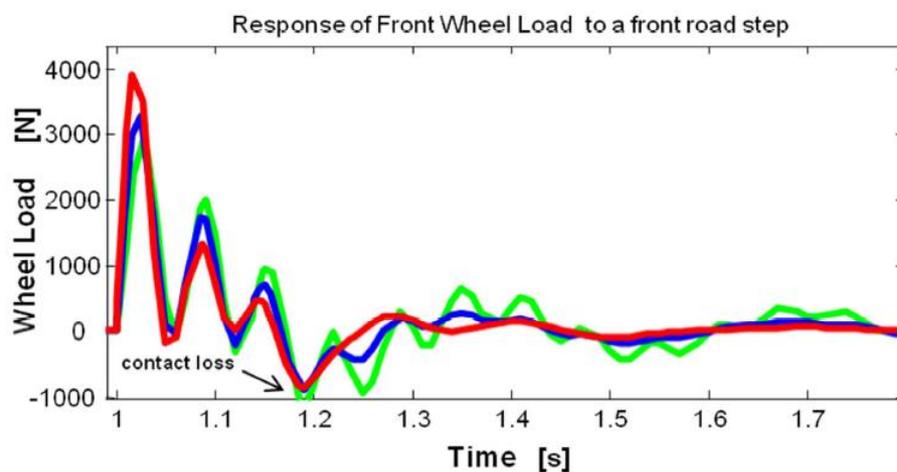


Figura 18. Carga de la rueda delantera frente a impacto. (Liguori, 2013)

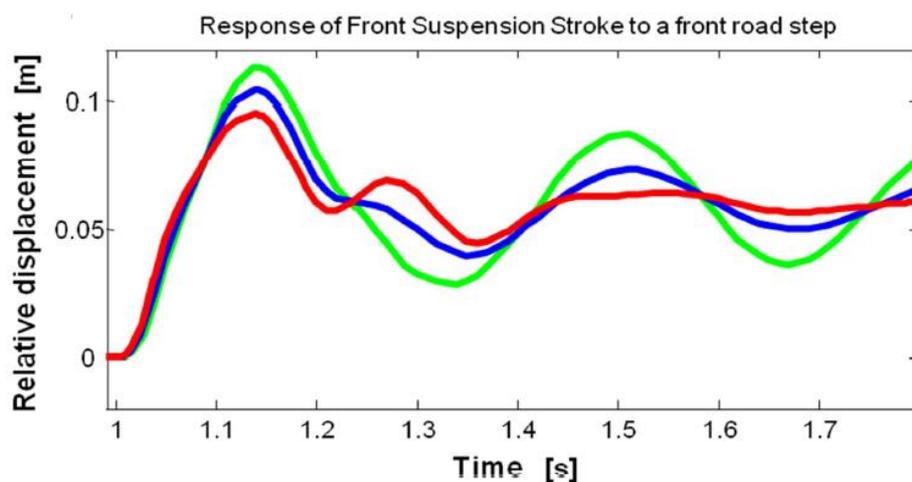


Figura 19. Desplazamiento relativo del amortiguador delantero frente a impacto. (Liguori, 2013)

Estos fenómenos también se ponían de manifiesto en términos del desplazamiento de la propia suspensión (Figura 19) y de la fuerza que soporta el neumático en el punto de contacto con el asfalto (Figura 18).

Estos mismos comportamientos se observaban en el estudio realizado en 2009 por Savaresi et. al (Savaresi, 2009)

Los índices planteados para la conducción fueron los siguientes:

1. Índices sobre el rendimiento del agarre en carretera al encontrarse un obstáculo de una altura determinada  $h$ , para tener en cuenta simultáneamente tanto el desplazamiento de la suspensión como las oscilaciones que sufría la motocicleta antes de asentarse y que el neumático alcanzase el 100% del agarre. Definieron dos índices, uno para la suspensión delantera ( $HI_{front}$ ) y otro para la trasera ( $HI_{tras}$ ):

Ecuación 18. Índice local de rendimiento en agarre. (Liguori, 2013)

$$HI_i = \frac{\Delta S_i * \sigma S_i}{h^2}$$

donde  $\Delta S_i$  era el máximo valor del desplazamiento de la suspensión y  $\sigma S_i$  representaba la desviación estándar de la carrera o desplazamiento (medida después de la primera oscilación).

Por último, calcularon un índice general  $HI$  para tener en cuenta la adherencia de la motocicleta a la carretera que proporcionan tanto la suspensión delantera como la trasera:

Ecuación 19. Índice global de rendimiento en agarre. (Liguori, 2013).

$$HI = (HI_{front} + HI_{tras})/2$$

Defendían que la principal ventaja de usar el índice general era la posibilidad de realizar el estudio y la estimación basándose únicamente en la información de las medidas (el desplazamiento se obtiene integrando adecuadamente los parámetros de la aceleración) sin ningún conocimiento de los parámetros del modelo (que sí es necesario cuando se lleva a cabo la medición de la carga de la rueda).

2. En cuanto al índice de cabeceo, lo evaluaron como la desviación estándar de la señal de cabeceo  $\sigma_{pitch}$  adquirida durante el paso por un obstáculo. Consideraron la media de los resultados obtenidos en cada obstáculo.
3. Por último, el índice relativo al balanceo, lo evaluaron como la desviación estándar de la señal de balanceo  $\sigma_{roll}$  adquirida durante el paso por un obstáculo, y consideraron un valor medio en cada bache. Liguori et. al indican que un valor muy significativo de la maniobrabilidad del vehículo era la evaluación de este índice durante la prueba del caso de un obstáculo situado en una curva.

#### d) Ejemplo y conclusiones.

Probaron el sistema propuesto sobre una motocicleta modelo Suzuki GSX-1000, equipada con un sistema de suspensión semiactiva, formado por un amortiguador trasero y una horquilla con amortiguadores magneto-reológicos, que permiten variar la dureza de este y así modificar el coeficiente de amortiguación.

Cabe puntualizar que, los sistemas de suspensión pasivos se caracterizan por tener unos parámetros predeterminados y no es regulable automáticamente, ya que no reciben directamente aplicación alguna de energía externa. Almacenan energía mediante resortes y la disipan mediante amortiguadores. Los parámetros de una suspensión pasiva son fijos y corresponden a un compromiso entre las características del terreno, la carga soportada y el confort. Por otro lado, la suspensión semiactiva se caracteriza por tener amortiguadores cuyo coeficiente de amortiguamiento es modificado por un control externo (Hurel, 2013).

El objetivo principal era comparar el comportamiento entre 3 tipos de configuraciones de amortiguación diferentes tanto en la suspensión delantera como en la trasera. En primer lugar, probaron una configuración de suspensión pasiva modificando en el amortiguador lineal el parámetro del coeficiente de amortiguación entre un valor bajo (configuración suave) y un valor alto (configuración rígida) y, por último, probaron la suspensión semiactiva según un enfoque de control que patentaron los propios autores (concretamente, el algoritmo Pitch Driven Damping, con número de patente 2250038 en el Registro Europeo de Patentes).

Tanto en la horquilla delantera como en el amortiguador trasero, el coeficiente de amortiguación se controlaba en tiempo real en función del desplazamiento de la suspensión y de la velocidad de paso. En consecuencia, las zonas resaltadas en el dominio de la velocidad-fuerza resultan ser las regiones de funcionamiento ampliadas de la configuración semiactiva.

En la Figura 20 mostraron las curvas características correspondientes en el dominio de la velocidad-fuerza tanto para la suspensión delantera como para la trasera.

La prueba que realizaron consistía en circular por:

- Un tramo adoquinado de una longitud de unos 50 m;
- Un tramo de carretera urbana accidentada, a una velocidad media igual a 50 km/h
- Un tramo de carretera extraurbana, a una velocidad media de 90 km/h,
- Un tramo con 4 badenes (30 m equidistantes entre sí).

Consideraron, para esta prueba, la información proporcionada por los acelerómetros y el giroscopio (muestreo de frecuencia = 1 kHz) durante múltiples sesiones de prueba (tiempo de vuelta medio = 180 s), para así calcular los índices de rendimiento propuestos tanto para el confort como para el manejo del vehículo.

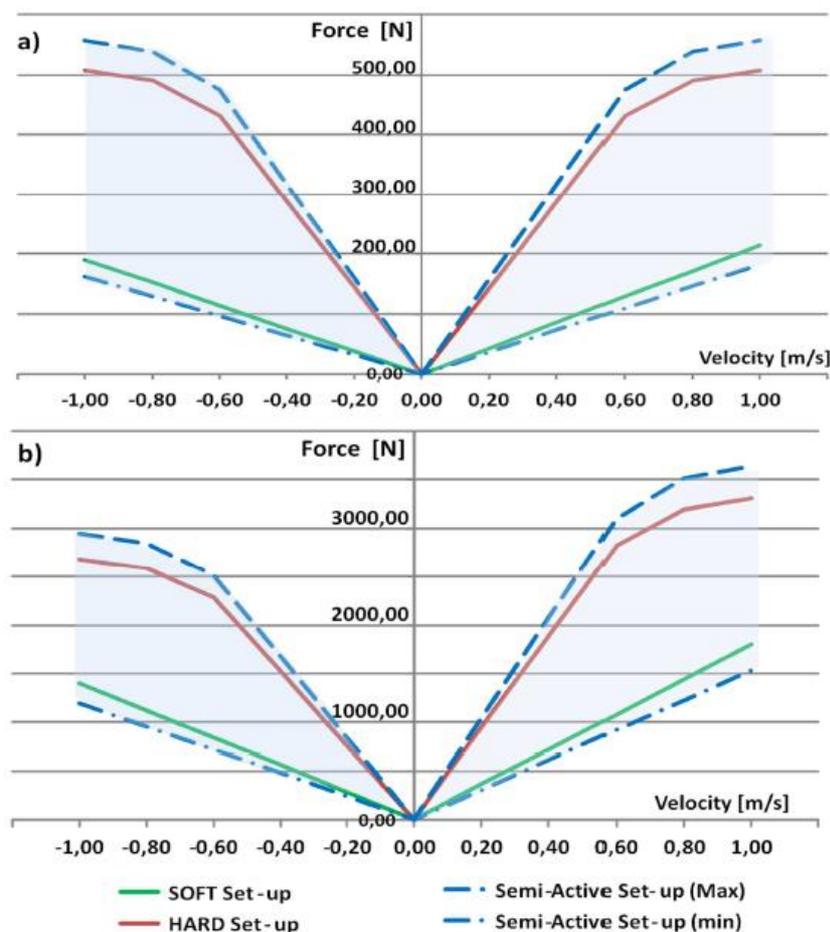


Figura 20. Curva fuerza-velocidad para suspensión de a) horquilla delantera; b) amortiguador trasero. (Liguori, 2013).

#### i. Confort

En la Figura 21 mostraron el espectro de potencia de la aceleración medida en el manillar medido según las diferentes configuraciones de la amortiguación. El espectro destaca los principales rangos de frecuencia de interés para las vibraciones de la motocicleta que se transmiten al conductor.

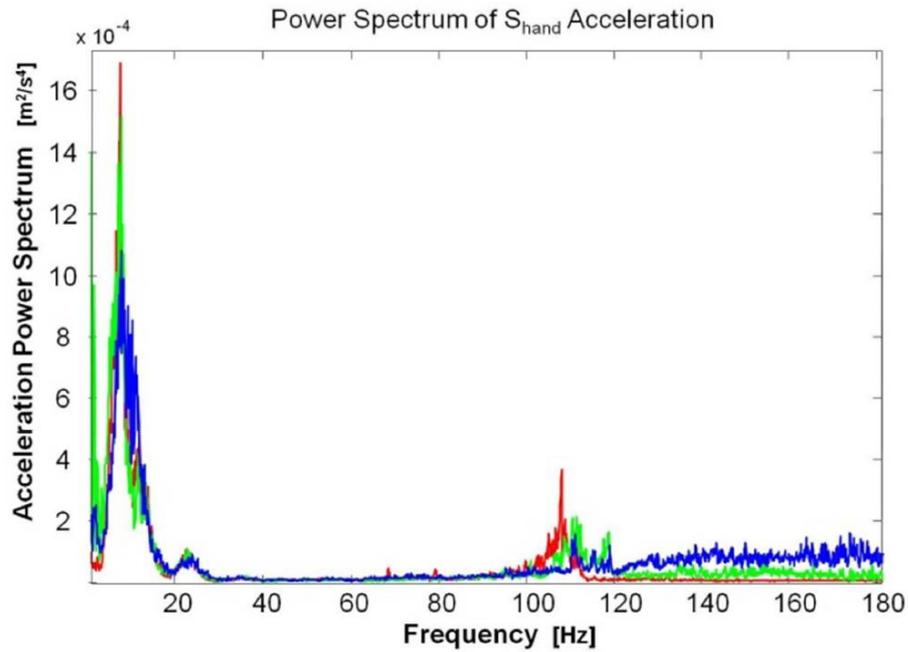


Figura 21. Espectro de potencia de la aceleración medida en manillar. (Liguori, 2013)

Como se puede observar, los picos de aceleración se concentran en las vibraciones derivadas de la masa no suspendida y del motor. Los valores mayores están asociados a la configuración rígida o dura (perfil rojo), un valor menor está asociado a la configuración suave y, por último, el valor más favorable (línea azul) está asociado a la suspensión semiactiva. Ver en la Tabla 1.

Elemento	Rango de frecuencia (Hz)
Masa suspendida	0 a 3.5
Masa no suspendida	7 a 13
Bastidor	20 a 28
Motor	90 a 180

Tabla 1. Rangos de frecuencia de vibración para motocicletas. (Liguori, 2013).

Estos comportamientos se vieron también claramente reflejados en la Tabla 2 por los índices de confort  $I_{sp}$  y  $I_{aw_{RMS}}$ , donde se tuvo en cuenta el amplio espectro de aceleraciones. En cuanto al índice  $VDV$ , los investigadores se centraron en los transitorios de aceleración correspondientes al paso por los baches (0,8 s como intervalo de tiempo para el procesamiento de los datos).

Índice	Unidad	Configuración suave	Configuración semiactiva	Configuración dura
$I_{sp}$	$[m/s^2]^2$	5.0	4.4	5.8
$I_{aw_{RMS}}$	$[m/s^2]$	6.6	6.0	7.5
$VDV$	$[m/s^2]$	18	16	21

Tabla 2. Rendimiento en confort. Comparación de índices. (Liguori, 2013)

El ajuste suave era capaz de lograr un mejor rendimiento de confort que el ajuste duro. Además, la suspensión semiactiva se presentó como la mejor solución gracias al control en tiempo real, que intenta mantener el coeficiente de amortiguación lo más bajo posible (Liguori, 2013).

## ii. Manejo del vehículo

Para el cálculo de los dos índices de manejo  $HI$  y  $\sigma_{pitch}$ , tuvieron en cuenta las señales transitorias (desplazamiento de la suspensión y la tasa de cabeceo respectivamente) derivadas de los baches (altura  $h=0,05m$  e intervalo de tiempo  $=0,8s$ ). En la Figura 22 reflejaron el recorrido medido para la horquilla delantera y en la Figura 23, el recorrido de la suspensión trasera con las 3 configuraciones respectivamente.

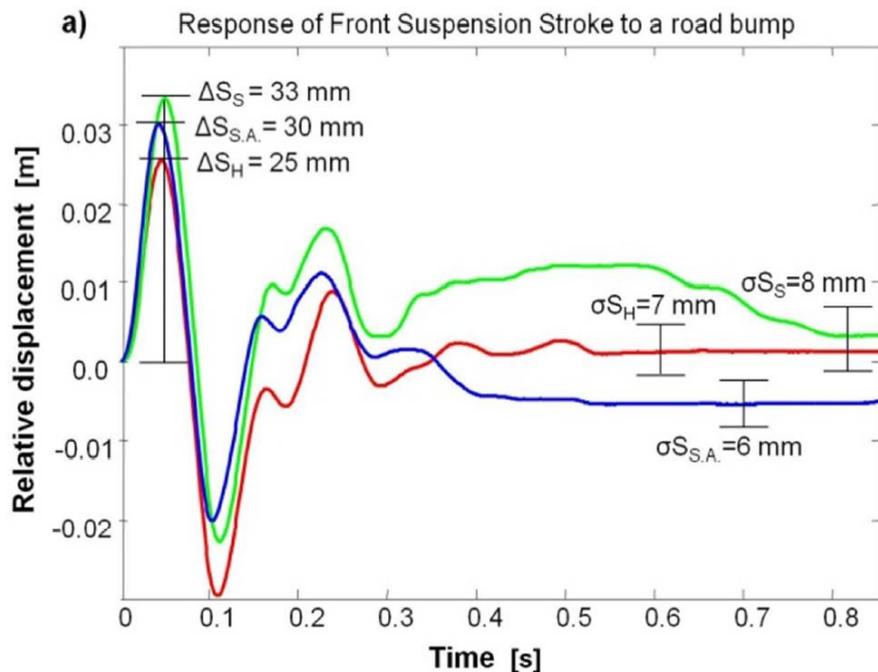


Figura 22. Respuesta de la suspensión delantera a un obstáculo. (Liguori, 2013)

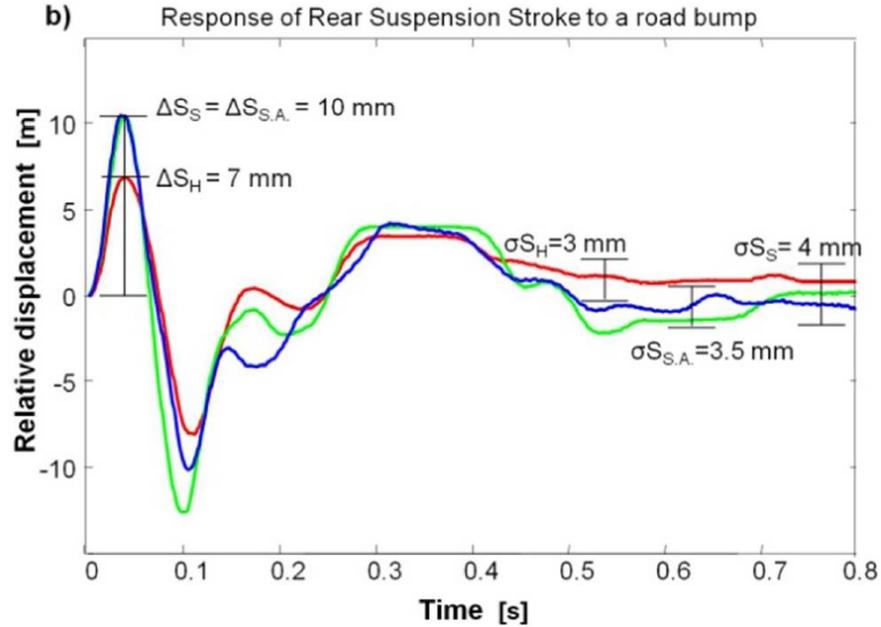


Figura 23. Respuesta de la suspensión trasera a un obstáculo. (Liguori, 2013)

En la tabla III resumían los resultados de ambos índices de manejo:

Índice	Unidad	Configuración suave	Configuración semiactiva	Configuración dura
<i>HI</i>	—	0.062	0.43	0.45
$\sigma_{pitch}$	[rad/s <sup>1</sup> ]	0.15	0.14	0.12

Tabla 3. Índices de conducción. (Liguori, 2013)

## 5. Development of a method for detecting jerks in safety critical events

En 2013, Omar Bagdadi y András Várhelyib desarrollaron un método para detectar sacudidas en eventos de seguridad crítica. Su objetivo era evaluar las diferencias en el nivel de respuesta de la sacudida y la aceleración entre los comportamientos de frenado que se distinguían por el tiempo disponible para que el conductor reaccionara y realizara el frenado y así evaluar la eficacia del método. (Bagdadi, 2013)

El estudio de Bagdadi et. al se basó en la toma de datos de aceleraciones en eventos donde la seguridad estaba comprometida y su fin era la detección del grado de seguridad de situaciones habituales del tráfico a partir de datos cinemáticos. Para ello, Bagdadi et. al consiguieron identificar los tirones o las sacudidas que sufría un vehículo de tipo turismo bajo estas condiciones y a través de pruebas donde analizaban los tiempos de respuesta entre la reacción del conductor y el frenado.

El método se aplicó en situaciones de prueba en las cuales, los conductores debían realizar maniobras de frenado que se iniciaban según unas instrucciones previamente dadas en lugar de inducir accidentes de tráfico reales. Para crear estas situaciones, se limitaron los tiempos disponibles para que los conductores reaccionaran y realizaran las maniobras de frenado.

Los autores defendían que todas las mediciones de datos empíricos contenían cierto ruido debido a factores externos como la rugosidad de la carretera y las vibraciones del propio vehículo, como la del motor, o por las propias incertidumbres de los equipos de medición como los acelerómetros.

En el cálculo de las sacudidas, el ruido de los datos medidos en bruto afectó mucho a la señal, por lo que tuvieron que usar un filtro para reducir el ruido de alta frecuencia como las vibraciones procedentes de la superficie de la carretera y otras fuentes externas por encima de 50 Hz. Es por esto por lo que probaron diferentes filtros para comprobar la capacidad de atenuación del ruido y de conservación de la señal. Entre ellos estaban el filtro Savitzky-Golay, el filtro Chebyshev, el filtro Kalman, el filtro Butterworth, el filtro de respuesta al impulso finito y los filtros de media móvil ordinarios.

El filtro con el que obtuvieron mejores resultados fue el filtro de Savitzky-Golay, que, aunque no fuera el mejor para todas las condiciones, ofrecía una gran estabilidad y rendimiento general sin demasiada fluctuación en las derivadas de los datos medidos, por tanto, fue el elegido para su estudio.

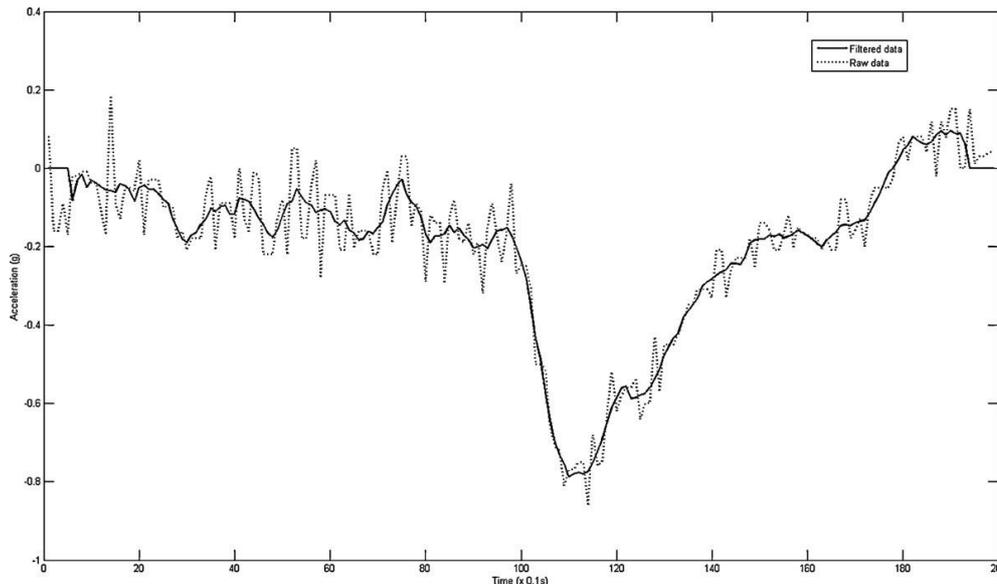


Figura 24. Datos de aceleración filtrados frente a datos brutos.

#### a) Método y procedimiento de los ensayos.

Construyeron un registrador de datos de eventos (EDR) a partir de elementos disponibles en el mercado para poder medir los cambios en la aceleración, así como para grabar y sincronizar los movimientos durante las pruebas. Los datos se grababan en un disco duro que posteriormente procesaban en un ordenador.

Utilizaron un coche privado, modelo Saab 9-5 del año 1999 y para las pruebas contaron con 2 conductores con experiencia y realizaron doce maniobras de frenado con un tiempo teórico hasta el punto de colisión inferior a 1.5 s y diez frenadas con un tiempo teórico hasta la colisión superior a 1.5 s para cada conductor.

Midieron la aceleración con un acelerómetro externo, con una frecuencia de muestreo de 100 Hz. Se obtuvieron las siguientes medidas:

- El valor mínimo de la aceleración negativa para cada conflicto analizado.
- El valor mínimo de la sacudida negativa.
- El valor de la sacudida pico a pico realizando el suavizado de la señal.
- El cálculo simultáneo de la derivada de la señal de aceleración medida.

Crearon cuatro grupos en función del tiempo de reacción de los conductores con respecto a la distancia al punto de colisión previsto y a la velocidad del vehículo, según la Tabla 4. Se analizaron los resultados de la aceleración negativa y las sacudidas a través de su varianza para ver si había diferencias significativas en las medidas entre los subgrupos.

Grupo	Subgrupo	Velocidad del vehículo (km/h)	Distancia al punto de colisión teórico	Tiempo hasta el punto de colisión teórico (s)
Crítica	1	70 km/h	10 m	$t < 1.0$
	2	50 km/h	10 m	$1.0 < t < 1.5$
Potencialmente crítica	3	70 km/h	20–30 m	$1,5 < t < 2.0$
	4	50 km/h	20–30 m	$t < 2.0$

Tabla 4. Maniobras de frenado. (Bagdadi, 2013)

## b) Resultados

Realizaron un análisis de la varianza con el método de Tukey, que tiene como fin comparar las medias individuales de un análisis de varianza de varias muestras. Permite ver si los resultados obtenidos presentan similitudes o no.

Tras las pruebas, vieron, en la Figura 25, que no había diferencias estadísticamente significativas entre las medidas de aceleración para los sucesos con un tiempo hasta la colisión inferior a 1.5 s y los sucesos con un tiempo hasta la colisión superior a 1.5 s. Por lo tanto, consideraron que la aceleración no era una medida adecuada para distinguir entre los grupos críticos y potencialmente críticos (Bagdadi, 2013).

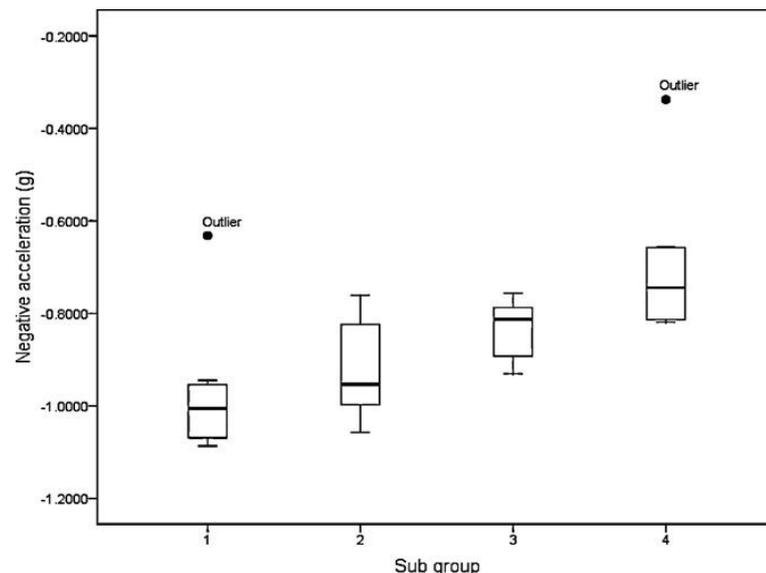


Figura 25. Aceleración negativa medida para cada subgrupo. (Bagdadi, 2013)

El análisis visual de los resultados para el valor negativo de las sacudidas, más adelante Figura 26, mostró que, aunque existiera un patrón que sugiriese que los eventos dentro del subgrupo crítico 1 y 2, es decir, con un valor de tiempo hasta la colisión inferior a 1.5 s, tendían a producir sacudidas negativas más potentes que los eventos dentro del subgrupo potencialmente crítico, 3 y 4, un análisis de la varianza con una comparación de Tukey de los cuatro subgrupos mostró que no hay diferencias estadísticamente significativas entre los subgrupos 2 y 3. Por lo tanto, consideraron que no era posible determinar un valor umbral claro para distinguir entre los grupos críticos y potencialmente críticos por las sacudidas (Bagdadi, 2013).

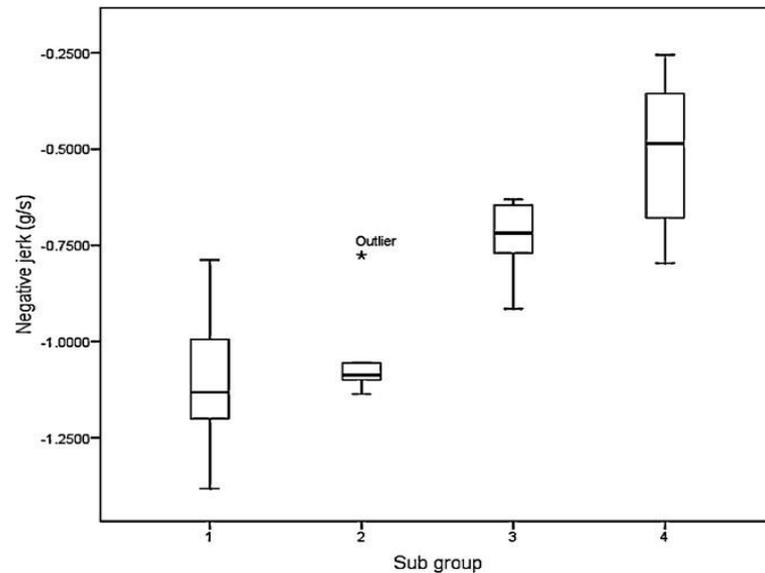


Figura 26. Sacudida negativa medida para cada subgrupo. (Bagdadi, 2013)

Tras los malos resultados, realizaron nuevos análisis para determinar si el valor pico a pico de las sacudidas era una medida mejor. Una inspección visual de los valores pico a pico de la sacudida muestra una clara distinción entre los grupos críticos y los potencialmente críticos y sugieren un valor de pico a pico de las sacudidas de aproximadamente 1.5 g/s para las situaciones críticas, mientras que un valor umbral de aproximadamente 1.0 g/s es suficiente para detectar eventos potencialmente críticos. El análisis de la varianza también confirmaba la diferencia estadísticamente significativa. Ver Figura 27. (Bagdadi, 2013).

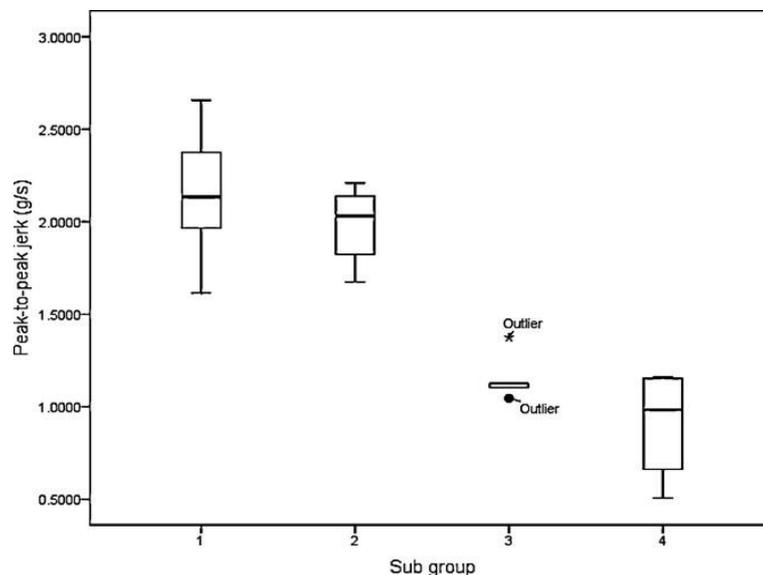


Figura 27. Diferencias en los valores pico a pico de cada subgrupo. (Bagdadi, 2013)

### c) Conclusiones

Los resultados del análisis sugirieron que para la detección de conflictos de tráfico podría utilizarse un valor de umbral en las medidas pico a pico de las sacudidas de aproximadamente 1.0 g/s y que un valor umbral de 1.5 g/s podría diferenciar entre maniobras realizadas por el conductor en situaciones que son críticas y situaciones que son potencialmente críticas (Bagdadi, 2013).

### 2.3. Relación del parámetro con el confort en la conducción.

En 2012, en el estudio realizado por Faris et. al sobre la calidad del viaje para los pasajeros de un automóvil, buscaron también una relación de la respuesta humana ante la vibración. La respuesta podía ser muy diferente según el individuo que se considerase, ya que cada uno responderá de forma desigual a las excitaciones (Faris, 2012).

Se podía dividir la respuesta en torno a 3 escalones de aceptación (Goldman, 1948):

- Umbral de percepción: detectable mediante medición sensorial.
- Umbral de malestar: estímulo suficientemente intenso como para que el sujeto sienta malestar debido al dolor, esfuerzo muscular o cualquier otra fuente.
- Umbral de tolerancia: sujeto no dispuesto a tolerar más el estímulo debido al dolor o al malestar extremo.

Goldman realizó una serie de pruebas donde expuso a los sujetos a diferentes vibraciones según la dirección de aplicación y el resultado mostró que las variaciones respecto a la dirección eran despreciables frente a variaciones estadísticas de la vibración, por tanto, concluyó que la dirección de aplicación era indiferente para determinar la respuesta humana a la vibración. Además, afirmó que, a una frecuencia de 250 Hz, los receptores sensitivos eran más sensibles (Goldman, 1948).

Pradko quiso desarrollar en 1965 una técnica para cuantificar la respuesta humana a la vibración. Para ello probó con distintos tipos de excitaciones y sus combinaciones: vibración vertical, cabeceo, balanceo, combinación de vertical y cabeceo, cabeceo y balanceo, y por último combinación total de vertical con cabeceo y balanceo. Realizó las pruebas a distintos sujetos en diferentes posiciones como de pie, sentado, tumbado o caminando y concluyó que la vibración de cabeceo afectaba más a la tolerancia humana que el balanceo o la vertical y que la tolerancia al cabeceo no cambiaba con el aumento de frecuencia. (Pradko, 1965).

En 1968, Lee y Pradko trataron el método de la potencia absorbida para clasificar la respuesta humana a la vibración. Establecieron que el primer paso de la respuesta consistía en la excitación física o mecánica que sufría el cuerpo y que el segundo paso era la influencia psicológica que la vibración causaba en las personas.

Demostraron que la respuesta física humana a la vibración podía tratarse de forma lineal y que se comportaba como un sistema elástico, transmitiéndose según la inercia, la amortiguación o la estructura del esqueleto, mientras que la respuesta subjetiva no podía tratarse de forma lineal. Concluyeron que el flujo de energía que se transmitía era válido como parámetro que caracterizase la respuesta humana a la vibración. Este concepto lo denominaron Potencia Absorbida, ya comentado anteriormente. La potencia absorbida promedio se calculaba de la siguiente forma:

Ecuación 20. Potencia absorbida media. (Lee, 1968).

$$\lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{T} \int_0^T F(t)V(t)dt$$

siendo,

$F(t)$ : fuerza sobre el sujeto.

$V(t)$ : velocidad del sujeto.

$T$ : tiempo promedio.

Pradko y Lee, en 1966, afirmaron que la respuesta humana a la vibración se podía determinar únicamente mediante la medición de las condiciones de entrada. Indicaron que, ante las vibraciones de tipo aleatorio, se debía de tener en cuenta que muchas frecuencias de diferentes rangos podían estar presentes dentro de un ancho de banda especificado, por ello, se utilizó el concepto de densidad espectral de potencia, también comentado anteriormente, donde la suma de las amplitudes de aceleración sobre un espectro de frecuencias produce el valor cuadrático medio de la aceleración.

Ecuación 21. Densidad espectral de potencia. (Pradko, 1966).

$$\lim_{B \rightarrow 0} \frac{a^2}{B}$$

donde,

*a*: valor RMS de la aceleración aleatoria.

*B*: ancho de banda considerado.

Utilizaron además una función de transferencia para la aceleración para predecir la respuesta mecánica de los humanos a la vibración. Compararon resultados analíticos de la función de transferencia con la medición experimental de la respuesta subjetiva obteniendo una buena correlación, por lo que llegaron a la conclusión de que la función de transferencia se podía utilizar para determinar la potencia absorbida para una condición de vibración aleatoria y que la respuesta humana subjetiva podía describirse con precisión mediante la potencia absorbida (Faris, 2012).

Pradko et. al. (Pradko, 1966) realizaron otro estudio de la respuesta humana ante las vibraciones y se centraron en dicha respuesta para frecuencias menores de 60 Hz. Midieron únicamente las condiciones de entrada y utilizaron el concepto de potencia absorbida, comparando los resultados con otros métodos, como la densidad espectral de potencia. Observaron que estos métodos alternativos describían con rigor las vibraciones de entrada pero que fallaban al identificar la respuesta subjetiva del ocupante.

Concluyeron que el concepto de potencia absorbida podía medir con precisión la vibración durante un período corto de exposición (Faris, 2012).

Varios experimentos más, llevados a cabo por Donati et al. en 1983 (Donati, 1983) y por Corbridge y Griffin en 1986 (Corbridge, 1986), arrojaron resultados que establecían que los sujetos en general eran más sensibles a la vibración aleatoria que a la sinusoidal cuando se producía en el rango de 1 a 10 Hz y de 0,5 a 5Hz respectivamente, y ambos coincidían que la sensibilidad disminuía a mayores frecuencias.

Demic et al. clasificaron la respuesta humana a la vibración transmitida desde el asiento a la cabeza según una función de transmisibilidad (STHT: Seat-To-Head Transmissibility). Observaron que, en dirección vertical, la curva STHT tenía dos frecuencias de resonancia. Una era cercana de los 5 Hz para todo el cuerpo, lo que coincidía con los estudios de Corbridge y Griffin; la otra era cerca de los 14Hz y correspondía a la resonancia de la parte superior del cuerpo.

Sus conclusiones fueron que, en la vibración vertical, los sujetos eran muy sensibles a la vibración aleatoria de baja frecuencia (menos de 1 Hz), algo menos sensibles a la vibración aleatoria de frecuencias entre 1,25 Hz y 5 Hz y menos sensibles aún a la frecuencia por encima de 5 Hz. En la vibración horizontal, los sujetos eran muy sensibles a las vibraciones por debajo de 0,8 Hz, algo menos sensibles al rango de frecuencia de 1 a 5 Hz y menos sensibles a las frecuencias superiores a 5 Hz. Además, observaron que los sujetos eran más sensibles a las vibraciones aleatorias multidireccionales que a las unidireccionales y las curvas de confort equivalentes para las vibraciones aleatorias multidireccionales son un 15% -20% más bajas que las de las vibraciones unidireccionales (Demic, 2002).

Respecto a las motocicletas, Cossalter et. al desarrollaron en 2006 un método en el dominio de la frecuencia para evaluar el confort en las motocicletas. Afirmaban que cuando un vehículo de dos ruedas circulaba, la irregularidad de la carretera forzaba los desplazamientos verticales de ambas ruedas generando vibraciones, que se transmitían a través de las suspensiones al bastidor, al conductor y al pasajero. Las vibraciones provocaban incomodidad, ruido y, en el peor de los casos, el fallo de componentes mecánicos o equipos electrónicos. Además, los desniveles de la carretera provocaban variaciones en la carga de los neumáticos, por lo que su adherencia podía verse afectada (Cossalter, 2006).

En su estudio, Cossalter et. al sugieren que el espectro de vibraciones del vehículo inducidas por las irregularidades de la carretera podía dividirse en tres rangos de frecuencias: el rango cuasi estático (frecuencia menor de 0,5 Hz), el rango de conducción (frecuencia entre 0,5 Hz y 20 Hz) y el rango acústico (frecuencia entre 20 Hz y 20000 Hz) (Cossalter, 2006):

- La gama cuasi estática correspondía al paso por cuestas y pendientes y la frecuencia de excitación es lo suficientemente baja en relación con las frecuencias naturales del vehículo para asumir la motocicleta como un sistema estático. Para estudiar el comportamiento del vehículo en esta banda de frecuencias se necesita un modelo dinámico completo.
- El rango de conducción estaría formado por las frecuencias entre 0,5 Hz y 20 Hz, y, según las normas ISO 2631 e ISO 5349, la sensibilidad humana a las vibraciones de todo el cuerpo alcanza su punto máximo en los rangos de 1 a 8Hz y la sensibilidad a las vibraciones de las manos en los rangos de 12 a 16Hz (ISO 2631, 2003), (ISO 5349, 2001).
- El rango acústico correspondía al efecto de la rugosidad de la carretera. La respuesta de la motocicleta en esta gama de frecuencias debía calcularse teniendo en cuenta la deformación estructural de los bastidores delantero y trasero, ya que los modos estructurales de vibración pertenecían a esta banda de frecuencias (Cossalter, 2002), (Cossalter, 2004). El cuerpo humano es menos sensible a las vibraciones de alta frecuencia, pero estas vibraciones generan ruido que es percibido por el conductor y podría llegar a ser molesto.

Vittore et. al afirmaban en su estudio que el confort en la conducción estaba relacionado con la aceleración percibida por el piloto y que el cuerpo humano se comportaba como un filtro con una sensibilidad grande en una banda de frecuencias (de 1 a 2 Hz para una dirección de lado a lado entre la espalda y el pecho, y de 4 a 8 Hz para la dirección desde las nalgas hasta la cabeza) y una baja sensibilidad fuera de este rango.

En 2016, Ramírez realizó una búsqueda de un parámetro que definiera el confort en la conducción de turismos, mediante una serie de mediciones experimentales, donde ciertos individuos fueron sometidos a diversas pruebas de conducción y en las cuales definieron la comodidad experimentada en esos trayectos. Además, complementaron el estudio con la captación, a través del acelerómetro de un teléfono móvil, de los datos de la aceleración sufridos por el vehículo de tipo turismo en esos trayectos (Ramírez, 2016).

Ramírez basó sus experimentos en los estudios previos de otros autores ya analizados en este texto, como Craig C. Smith (Smith, 1976), Waleed F. Faris, (Faris, 2012) u Omar Bagdadi y su estudio sobre el desarrollo de un método para detectar sacudidas en eventos de seguridad crítica (Bagdadi, 2013).

Entre los estudios que realizó, destacan la exposición gráfica de los valores de la aceleración de los trayectos analizados y su posterior procesamiento y análisis estadístico a partir del cálculo de la media, la mediana, cuartiles o el análisis de Tukey. Tras observar y considerar el comportamiento del vehículo en cada prueba y las representaciones gráficas del análisis de Tukey, estableció el ancho de banda de las aceleraciones de cada trayecto como un parámetro indicador del confort en la conducción (Ramírez, 2016).

## 2.4. Conclusiones del análisis bibliográfico.

Ante todos estos estudios llevados a cabo por diversos investigadores, se llega a las siguientes conclusiones sobre qué método es el más adecuado utilizar para el estudio que se va a realizar.

En primer lugar, hay que comentar que Smith et al. calcularon inicialmente la aceleración RMS ponderada mediante un acelerómetro y posteriormente trataron los datos usando la densidad espectral de potencia calculada a través de la transformada rápida de Fourier. Actualmente, y gracias al estudio de Peter Andrén sobre las aproximaciones de la densidad espectral de potencia para su aplicación a los perfiles de carretera, se podría evitar tener que realizar la transformada rápida de Fourier para cada dato de frecuencia recogido en el acelerómetro y se podría usar alguna de las aproximaciones que recogía Andrén en su estudio.

Sin embargo, debido a la posible complejidad que conllevaría el hecho de tener que analizar la rugosidad de cada tramo de carretera por el que se pretendiese probar el confort en la conducción sobre diferentes vehículos, se propone simplificar la toma de datos y el posterior procesamiento de datos usando el método de las aceleraciones RMS no ponderadas para realizar el estudio en cuestión.

Esta decisión está basada en las conclusiones del estudio de Smith et al. en 1976 donde afirmaba que la suma vectorial de los valores verticales y laterales de la aceleración RMS no ponderada era la mejor y más lógica solución para la evaluación de una conducción confortable debido a que los esquemas de ponderación hallados

no fueron efectivos y las correlaciones entre las mediciones con las calificaciones personales y el método de la aceleración RMS no ponderada eran lo suficientemente altos para validar esta solución, por tanto, se podría afirmar que queda avalada esta decisión.

Además, esta decisión se apoya también en el estudio de Faris et al. donde clasificaron las respuestas cuadráticas medias de la aceleración según aceleración vertical de la masa suspendida, aceleración angular del balanceo de la masa suspendida y desplazamiento de la suspensión delantera y trasera.

Por otro lado, se basa también en la conclusión de los estudios realizados por Rajamani, donde indicaba que la calidad del viaje se podía cuantificar mediante la aceleración vertical de las ubicaciones de los pasajeros y que, en el caso de un sistema de suspensión típico sin modelo de asiento o pasajero, se podía cuantificar por la aceleración de masa suspendida. Rajamani también aseguró que la buena conducción se medía por las aceleraciones de balanceo y cabeceo de un vehículo durante las curvas, el frenado y la tracción.

Si tenemos en cuenta los estudios basados en las motocicletas, se aprecia que basan el confort en la conducción en la presencia o no de vibraciones mecánicas. Ligouri et. al analizaron la suspensión mediante el modelo de cuarto de coche de dos grados de libertad y basaron sus investigaciones en estudios previos de Balogh o Pezzola y en la norma ISO 2631-1 de 1997, las cuales, al igual que las investigaciones para los turismos, giraban en torno al cálculo y el procesamiento de las aceleraciones RMS tras un procedimiento de ponderación adecuado capaz de mostrar las componentes de frecuencia más molestas para los pasajeros y contaban también con las calificaciones personales de los pasajeros y su posterior correlación con los datos medidos.

Es por ello por lo que, para hallar el confort en la conducción de las motocicletas, queda justificado el empleo de un modelo basado en el registro y el procesamiento de las aceleraciones RMS de los trayectos realizados y se aplicará la misma ecuación de confort sugerida por Smith et. al. y teniendo en cuenta también algunos de los parámetros de confort introducidos por Ligouri et. al. y por Pezzola et. al, así como las calificaciones personales de los pasajeros.

# 3 HERRAMIENTAS Y MÉTODOS DE ANÁLISIS

En el apartado tres, se han descrito las herramientas y los medios que se usaron para simular los factores que afectan a la conducción, para realizar las pruebas y para registrar la influencia de estos factores sobre las mismas. Además, se explican los métodos de análisis y los programas informáticos empleados.

Llegados a este punto cabe recordar que el objetivo de este trabajo era buscar y describir un parámetro que caracterizase la relación entre la conducción de vehículos de tipo turismo y motocicletas con el confort de los pasajeros en el trayecto.

El proceso fue el siguiente:

- En primer lugar, se realizaron pruebas de conducción sobre varios vehículos y en esas pruebas se recogieron datos tanto de las calificaciones personales de los pasajeros como de las aceleraciones registradas en cada trayecto.
- En segundo lugar, los datos de las aceleraciones en los ejes lateral, vertical y longitudinal se procesaron según los estudios ya existentes en la literatura, para poder así verificar y clasificar cada trayecto según el grado de confort experimentado en ellos, usando para ello la ecuación de confort de Smith y las calificaciones personales de los pasajeros en los trayectos ejecutados.
- Una vez obtenidas las correlaciones entre las calificaciones personales de los pasajeros y los valores de confort arrojados por la ecuación de Smith, se procedió a la búsqueda de un parámetro que aportara la misma información sobre el confort que la propia ecuación de Smith, es decir, que fuera capaz de determinar si la conducción realizada en un trayecto era confortable o no. Para ello, se analizaron las sobreaceleraciones de los trayectos realizados, es decir, se derivaron los datos obtenidos de la aceleración respecto al tiempo.

## 3.1. Descripción de las pruebas de conducción con vehículos.

Para realizar las pruebas de conducción, se usaron un turismo y una motocicleta pertenecientes al autor de este trabajo. Están descritos en la Tabla 5 y la Tabla 6. Los motivos por los que se ha elegido el vehículo tipo turismo y la motocicleta son varios:

- El primero es que representan un entorno de conducción con el que la mayoría de las personas está familiarizada, ya que, como se comentó en la introducción, son los medios de transporte elegidos casi en el 75% de los casos.
- El segundo motivo es que es relativamente fácil, en estos vehículos, identificar y analizar las variables que rodean la comodidad de los pasajeros, las condiciones del trayecto o de la carretera.
- En tercer lugar, se podría decir que son los medios de transporte más comunes y, por tanto, para realizar el estudio, es más fácil tener acceso a ellos.
- Por último, su uso se justifica debido a que existen numerosos estudios sobre el confort en la conducción de turismos y motocicletas, siendo algunos de ellos citados en el análisis bibliográfico.

Turismo	
Marca y modelo	Alfa Romero 156 Sportwagon 1.9 JTD Progression 140 CV (año 2004)
MOM	1430 kg

<b>Dimensiones</b>	4441 mm (largo), 1743 mm (ancho), 1430 mm (alto), 2595 mm (batalla)
<b>Motor</b>	Diésel 4 cil. en línea, 1910 cm <sup>3</sup> , 140 CV @ 4000 rpm, 305 Nm @ 2000 rpm
<b>Suspensión</b>	<b>Delantera:</b> paralelogramo deformable con muelle helicoidal. <b>Trasera:</b> tipo McPherson con muelle helicoidal y amortiguador neumático. Barra estabilizadora delantera y trasera.
<b>Neumáticos</b>	Delanteros: 205/60 R15, trasero: 205/60 R15

Tabla 5. Vehículo tipo turismo.

Motocicleta	
<b>Marca y modelo</b>	Yamaha Fazer FZS 600 (2002)
<b>MOM</b>	213 kg
<b>Dimensiones</b>	2080 mm (largo), 710 mm (ancho), 1.180 mm (altura), 790 mm (altura asiento), 1.415 mm (batalla)
<b>Motor</b>	Gasolina 4 cil. en línea, 599 cm <sup>3</sup> , 95 CV @ 11500 rpm, 61.2 Nm @ 9500 rpm
<b>Suspensión</b>	<b>Delantera:</b> horquilla telescópica con muelle helicoidal y amortiguador de aceite 10W, 120 mm de carrera y 41 mm de diámetro de horquilla. <b>Trasera:</b> tipo brazo oscilante (suspensión articulada) con muelle helicoidal y amortiguador gas-aceite con 120 mm de carrera.
<b>Neumáticos</b>	Delanteros: 110/70 ZR17, trasero: 160/60 ZR17

Tabla 6. Vehículo tipo motocicleta.

Una vez establecidos los vehículos a utilizar, se procede a definir los diferentes trayectos que se realizaron para el estudio. La elección de los tramos de carretera por donde se hicieron las pruebas se basó en las pruebas realizadas por Ligouri et. al para la motocicleta y en Smith et. al para el turismo.

Smith tabuló la rugosidad del firme por donde hizo sus pruebas del 1 al 5, según una escala del gobierno del estado donde las realizó y estas abarcaban desde tramos firmes y lisos de autopistas hasta caminos muy accidentados de granjas y zonas rurales. Por su parte, Ligouri et. al definieron 5 tipos de tramos desde calles adoquinadas hasta tramos de autopistas.

A partir de estos datos, se definieron los siguientes recorridos:

- Tramo A: Un tramo accidentado de un camino rural con baches, badenes, y desniveles recorridos a velocidad que varíe entre 5 y 25 km/h.
- Tramo B: Un tramo urbano con firme irregular (adoquinado) a velocidades que varíen entre 10 y 40 km/h
- Tramo C: Un tramo urbano con múltiples obstáculos concentrados para documentar el comportamiento frente a impactos (resaltos de tráfico) a una velocidad que varíe entre 10 y 20 km/h.
- Tramo D: Un tramo urbano con firme en perfecto estado a una velocidad que varíe entre 20 y 50 km/h.
- Tramo E: Un tramo urbano con firme en mal estado a una velocidad que varíe entre 20 y 50 km/h.
- Tramo F: Un tramo de carretera comarcal o convencional con un firme algo accidentado, a una velocidad que varíe entre 70 y 90 km/h.

- Tramo G: Un tramo de carretera comarcal o autopista con firme en buen estado con velocidad que varíe entre 90 y 120 km/h.

En los tramos urbanos y en la carretera convencional, para obtener más información y siempre que las condiciones del tráfico lo permitieron, se aplicaron diferentes estilos de conducción para incrementar o disminuir las aceleraciones y las sacudidas sufridas por los pasajeros.

A los pasajeros, que fueron elegidos de forma aleatoria entre personas allegadas al autor de este estudio, se les entregó una encuesta que contemplaba los siguientes puntos escalados del 1 al 5, siendo el 1 la puntuación menos confortable y el 5 la puntuación correspondiente al máximo confort:

- **Cc:** Confort en los movimientos cervicales, tanto longitudinales como transversales.
- **Ct:** Confort en los movimientos del tronco y la cadera (zona lumbar), tanto longitudinales como transversales.
- **Ce:** Confort en las extremidades inferiores (nalgas y piernas).
- **Cg:** Confort general.

Una vez obtenidos todos los valores de las calificaciones, se obtuvo un índice general de confort en base a la media de las puntuaciones obtenidas en cada apartado, siendo C la calificación final otorgada a cada trayecto

Ecuación 22. Clasificación personal del confort.

$$CPC = \frac{C_c + C_t + C_e + C_g}{4}$$

### 3.2. Descripción del análisis y procesamiento de datos de la aceleración.

Al mismo tiempo que se realizaron las pruebas en los vehículos, se tomaron datos dinámicos sobre las aceleraciones en el eje X, eje Y y eje Z, así como inclinaciones de cabeceo (pitch) y balanceo (roll).

Estos datos fueron medidos a través de un acelerómetro modelo WitMotion BWT61CL MPU6050, que fue adquirido para este fin. Es compatible tanto con el sistema operativo Windows como con Android y cuenta con un sensor que miden en el eje X, eje Y y eje las aceleraciones, la inclinación y la velocidad angular. Tiene las siguientes características:

- Rango de frecuencia de salida de datos: 0.2-100 Hz.
- Rango de medición: aceleración ( $\pm 16g$ ), giroscopio ( $\pm 2000^\circ / s$ ), ángulo (eje X y eje Z:  $\pm 180^\circ$ , eje Y:  $\pm 90^\circ$ )
- Precisión de ángulo (después de calibrado): eje X y eje Y:  $0.05^\circ$  (estático); eje X y eje Y:  $0,1^\circ$  (dinámico).
- Resolución: aceleración (0.005 g), giroscopio ( $0.61^\circ / s$ )
- Filtrado digital de Kalman (filtro de programa).
- Interfaz: Tipo C, Bluetooth 2.0
- Voltaje: 3.3-5 V, batería recargable incorporada (capacidad de 260 mAh, 3.7 V)

Para realizar las pruebas, se estableció la frecuencia de muestreo en 20Hz.

En cuanto a qué posición se debía de poner el acelerómetro en el caso del turismo, se tuvo en cuenta las afirmaciones del estudio de Smith, donde se aseguraba que las vibraciones laterales eran de mayor magnitud que las verticales en las medidas ejecutadas en los asientos de los vehículos y, por otro lado, las vibraciones verticales eran el indicador que más datos aportaba al medir la vibración en el suelo del vehículo. Por otro lado, se vio que, tanto para el asiento como para el suelo, los valores RMS no ponderados eran siempre buenos predictores, y los valores en el asiento y el suelo obtenidos en sus pruebas, fueron aproximadamente iguales (Smith, 1976). Por tanto, el acelerómetro se ubicó en la base del asiento de las plazas traseras.

Para la motocicleta, la posición elegida para ubicar el acelerómetro tuvo en cuenta los sitios definidos por Ligouri et. al para caracterizar la suspensión. En un primer momento se ubicó en la parte superior del depósito de gasolina, un lugar situado entre la parte superior de la horquilla delantera y el sillón de la motocicleta, que fueron dos de las localizaciones donde Ligouri et. al pusieron los acelerómetros, además del basculante y el eje delantero. Tras varias pruebas, y viendo que los resultados preliminares estaban lejos de las calificaciones de confort y que, por tanto, había poca correlación entre los datos, se decidió cambiar el acelerómetro a la base del sillón.

Los datos obtenidos de la aceleración se procesaron para buscar un parámetro que aportara información sobre el confort que habían experimentado los pasajeros en los trayectos realizados. Para ello se aplicaron los métodos ya desarrollados previamente en la literatura, analizando los trayectos realizados y clasificándolos según su comodidad.

Entre ellos, se tuvieron en cuenta los siguientes métodos:

- Ecuación de confort (ver Ecuación 5): desarrollada por Smith et. al en 1976 para hallar el confort en la conducción de vehículos, ya que defendían que, si se usaba el índice RMS no ponderado, se podía usar la misma ecuación lineal (gradiente e intersección) para las vibraciones del piso y del asiento (Smith, 1976).
- Caracterización de las suspensiones de una motocicleta: desarrollado por Ligouri et. al, donde se definieron diferentes parámetros para tratar la información recogida de diferentes acelerómetros colocados en la motocicleta.

Para hallar el valor de confort según la ecuación de Smith, se usó el programa informático R-Studio, que es un software gratuito que permite realizar cálculos estadísticos y gráficas.

El acelerómetro genera un archivo de tipo *.txt* que recoge, en columnas, las diferentes medidas de la aceleración en cada eje. Estos datos se leían desde el programa R y se calculaban las aceleraciones RMS de cada eje para posteriormente aplicar la ecuación de Smith. Posteriormente, y como complemento informativo, se graficaron las aceleraciones. El código usado en el programa fue el siguiente:

```
#CÁLCULO DE ACELERACIÓN RMS Y PONDERACIÓN CON ECUACIÓN DE CONFORT - C. SMITH#

#Toma de datos#
setwd("C:/Users/migue/Documents/University/TFG/PROYECTO/Mediciones/PruebasMOTO/Asiento")
aceleraciones=read.table('P3-M-Asiento-G-80-1.txt',header = TRUE)
acelx=aceleraciones[,2]
acely=aceleraciones[,3]
acelz=aceleraciones[,4]-1

#Cálculo del valor RMS de la aceleración#
meany=mean(acely^2)
meanz=mean(acelz^2)
RMSy=sqrt(meany)
RMSz=sqrt(meanz)
RMSyz=sqrt(meany+meanz)

#Ecuación de confort C. Smith#
Ry=5.43-40*RMSy
Rz=5.43-40*RMSz
Ryz=5.43-40*RMSyz

#Representación de las aceleraciones#
t=aceleraciones[,1]
dimension=length(t)
tiempo=c(1:dimension)
G1=plot(tiempo,acelx,type="l",col="blue")
G2=plot(tiempo,acely,type="l",col="red")
G2=plot(tiempo,acelz,type="l",col="green")
```

Donde  $RMS_{yz}$  era la magnitud de la aceleración RMS (la raíz cuadrada de la suma de los cuadrados de las aceleraciones RMS vertical y lateral) en el asiento, y  $R_{yz}$  era el índice de confort aportado por la ecuación de Smith.

Adicionalmente, se graficaron las aceleraciones obtenidas en cada eje para cada trayecto, para así obtener información visual de la evolución de los datos.

Posteriormente, se buscó la correlación entre las calificaciones personales y los valores obtenidos de la ecuación de Smith para cada trayecto. En este punto, se tuvo en cuenta que tanto el acelerómetro que usaron Smith et. al en su estudio como los filtros que aplicaron a la señal para reducir el ruido, fueron diferentes a los usados en este estudio, por tanto, las correlaciones obtenidas serían diferentes que las que obtuvieron Smith et. al tras su investigación.

### 3.3. Búsqueda del nuevo parámetro de confort.

Una vez analizadas las aceleraciones de los trayectos y halladas las correlaciones con las calificaciones personales, se estudió la sobreaceleración, que se conoce también como el tirón o sacudida que experimenta un cuerpo al acelerar, y no es más que la derivada de la aceleración respecto al tiempo, es decir, cómo aumenta o disminuye la aceleración respecto al tiempo.

Para hallar la sobreaceleración en cada instante de tiempo, se aplicó el método de la diferencia progresiva, por el cual se puede obtener la derivada de una función  $f(t)$  en un punto  $t$  como:

Ecuación 23. Diferencia progresiva.

$$f'(t) = \lim_{t \rightarrow 0} \frac{f(t + dt) - f(t)}{dt}$$

que, aproximando, quedaría:

Ecuación 24. Aproximación numérica de la derivada por diferencia progresiva.

$$f'(t) \approx \frac{f(t + dt) - f(t)}{dt}$$

Una vez halladas las sobre aceleraciones de todos los datos, se usaron diferentes variables estadísticas para buscar un parámetro diferente a los ya existentes, que, al igual que la ecuación de Smith, aportara información sobre el confort en la conducción de vehículos. Entre tantos, se hallaron la media de los valores, los máximos positivos y negativos, la amplitud máxima, la media de los valores positivos, la media de los negativos, la amplitud media, la varianza y la desviación típica.

Ninguno de ellos aportó información concluyente que sirviera para relacionar los valores obtenidos frente a los datos que ya se tenían del análisis anterior mediante la ecuación de Smith.

Por último, y al igual que Smith hizo con los valores de la aceleración, se probó con la raíz cuadrática media de los valores de la sobreaceleración global, es decir, se halló la raíz cuadrada de la suma de los cuadrados de las sobreaceleraciones RMS verticales y laterales. Esta variable estadística es útil para calcular la media de variables que toman valores negativos y positivos cuando el símbolo de la variable no es importante y lo que interesa es el valor absoluto de los mismos y por estos motivos se decidió usarla.

Una vez halladas las sobreaceleraciones y sus valores RMS, se buscó la correlación entre estos datos, la ecuación de Smith y las calificaciones personales de los pasajeros en los trayectos y se establecieron los valores umbrales a partir de los cuales la conducción dejaba de ser confortable.

Adicionalmente, se graficaron los datos de las sobreaceleraciones en un diagrama de caja y bigotes.

# 4 TOMA DE DATOS, ANÁLISIS Y RESULTADOS

En el apartado cuatro, se han mostrado los datos recopilados durante las pruebas, y se ha calculado la correlación existente entre estos datos y las calificaciones subjetivas de los ocupantes durante las pruebas.

Para ello se han realizado dos tablas de datos, una para las pruebas en la motocicleta y otra para las pruebas sobre el turismo.

En estas tablas se han recogido los resultados sobre:

- El tipo de tramo que se había recorrido, donde se reflejaba la naturaleza de este, la velocidad media que se había mantenido, el tipo de conducción realizada, que podía ser suave, media o agresiva y el estado del firme o rugosidad de la carretera, al cual se le asigno el número 1 al estado bueno, el número 2 a un estado regular y el número 3 a un firme en mal estado.
- Valores RMS de la aceleración en los ejes de coordenadas lateral (eje Y) y vertical (eje Z), medidos a través del acelerómetro.
- Valores de la ecuación de confort de Smith, calculados a partir de los valores RMS de las aceleraciones de los trayectos.
- Calificaciones personales de confort (CPC) obtenidas de los pasajeros que se montaron en los diferentes trayectos.
- Valores RMS de la sobreaceleración en los ejes de coordenadas lateral (eje Y) y vertical (eje Z), obtenidos a través de la diferencia progresiva o derivada de los datos de la aceleración.

## 4.1. Resultados de pruebas en motocicleta.

Para las pruebas en la motocicleta, tal y como se comentó previamente, el acelerómetro se puso inicialmente en la parte superior del depósito de combustible, pero esta ubicación recibía demasiada vibración en forma de ruido y, debido a la poca correlación de los datos obtenidos con las calificaciones personales, se optó por situarlo en el asiento, lugar que representaba de manera más fiel las vibraciones transmitidas a los ocupantes.

En general, para las pruebas realizadas en carreteras comarcales y autopistas, se observó que las calificaciones personales y los valores de la ecuación de Smith tenían una diferencia media de 0.68 puntos.

En cambio, la correlación de las pruebas sobre tramos rurales o urbanos bien asfaltados, con baches o con badenes era superior a la obtenida en los casos anteriores, siendo la diferencia media de 0.91 puntos.

Por otro lado, al aplicar la ecuación de Smith aplicada a un único eje, ya fuera el lateral o el vertical se obtuvo un valor medio entre todas las pruebas de 4.11 puntos para las vibraciones laterales y de 2.87 para las verticales.

Una vez verificadas las correlaciones entre las calificaciones personales y los valores de confort de la ecuación de Smith, se pudo diferenciar qué pruebas fueron confortables y cuáles no. Con esta información, se calcularon las sobreaceleraciones y posteriormente se halló la correlación entre los valores RMS de la sobreaceleración y las calificaciones personales, siendo los resultados los siguientes:

- Para tramos de carreteras comarcales y de autopistas, un valor RMS de sobreaceleración por encima de 2, implicaba una conducción poco confortable. Para valores inferiores a 2, podemos afirmar que la conducción fue confortable.
- Para tramos de carreteras urbanas en buen estado, mal estado con badenes o adoquines, un valor RMS de la sobreaceleración por encima de 1.5, indicaba que la conducción no había sido confortable y, por el contrario, un valor inferior, suponía un viaje confortable.

A continuación, se muestra una tabla de resumen de algunos de los datos tomados en las diferentes pruebas sobre

la motocicleta y los resultados obtenidos:

Prueba	Tramo	Vel. media (km/h)	Conducción	Estado del firme	RMS Aceleración	Confort Smith	CPC	RMS Sobreaceleración
1	F	70	Agresivo	2	0.105	1.22	1.50	2.49
2	G	80	Suave	2	0.079	2.24	3.31	1.91
3	D	60	Agresiva	1	0.114	0.87	1.69	1.85
4	E	40	Suave	2	0.078	2.29	3.13	2.17
5	C	50	Suave	1	0.087	1.92	2.75	2.04
6	D	40	Suave	1	0.062	2.94	3.94	1.36
7	D	20	Suave	1	0.053	3.30	4.38	1.35
8	D	50	Suave	1	0.054	3.27	4.13	1.24
9	D	45	Suave	1	0.040	3.83	4.56	1.10
10	D	10	Suave	1	0.050	3.41	4.63	0.94

Tabla 7. Resultados prueba motocicleta.

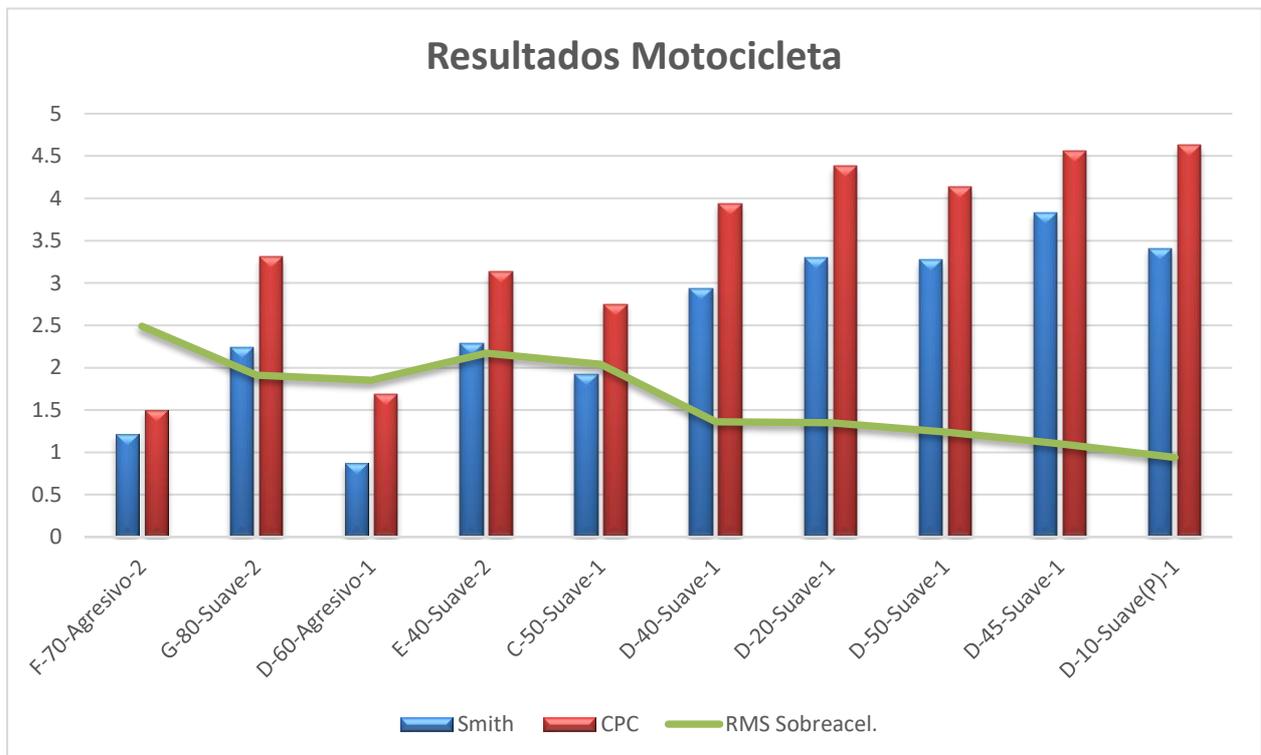


Figura 28. Resultados motocicleta

## 4.2. Resultados de pruebas en turismo.

Para las pruebas en el turismo, debido a que Smith et. al demostraron con sus estudios que tanto el piso como el asiento eran buenas ubicaciones para colocar el acelerómetro, se optó por situarlo en el asiento de las plazas traseras, en la posición central, justo al lado de donde iban los pasajeros para estas pruebas.

En general, para las pruebas realizadas con el turismo en carreteras comarcales y autopistas, se observó que las calificaciones personales y los valores de la ecuación de Smith tenían una diferencia media de 0,95 puntos.

La correlación de las pruebas sobre tramos rurales o urbanos bien asfaltados, con baches o con badenes era superior a la obtenida en los casos anteriores, siendo la diferencia media de 0,85 puntos.

Por otro lado, los valores de la ecuación de Smith aplicada a un único eje, ya fuera el lateral o el vertical tuvieron un valor medio entre todas las pruebas de 3.59 puntos para las vibraciones laterales y de 3.36 para las verticales.

Una vez verificadas las correlaciones entre las calificaciones personales y los valores de confort de la ecuación de Smith, se pudo clasificar qué pruebas fueron comfortable y cuáles no. Con esta información, se calcularon las sobreaceleraciones y posteriormente se halló la correlación entre los valores RMS de la sobreaceleración y las calificaciones personales, siendo los resultados los siguientes:

- Para tramos de carreteras comarcales y de autopistas, un valor RMS de sobreaceleración por encima de 1.2, implicaba una conducción poco comfortable. Para valores inferiores a 1.2, se puede afirmar que la conducción fue comfortable.
- Para tramos rurales o urbanos con buen o mal estado del firme, tramos adoquinados y con badenes, unos valores de las RMS de las sobreaceleraciones superiores a 1.5, indicaban que el trayecto no había sido nada comfortable. Por otro lado, si el valor de las RMS de las sobreaceleraciones estaba entre 1 y 1.5, el trayecto se consideraba poco comfortable. En último lugar, para pruebas donde las RMS de las sobreaceleraciones eran inferiores a 1, se podía afirmar que el trayecto había sido comfortable.

A continuación, se muestra una tabla de resumen de algunos de los datos tomados en las diferentes pruebas sobre el turismo y los resultados obtenidos:

Prueba	Tramo	Vel. media (km/h)	Conducción	Estado del firme	RMS Aceleración	Confort Smith	CPC	RMS Sobreaceleración
1	F	80	Medio	3	0.137	-0.08	1.31	1.85
2	G	140	Suave	2	0.063	2.92	3.36	1.50
3	G	120	Suave	2	0.064	2.85	3.63	1.25
4	G	125	Suave	1	0.046	3.58	4.50	1.13
5	C	20	Agresiva	2	0.098	1.47	2.63	2.07
6	A	5	Suave	3	0.076	2.39	2.38	1.277
7	C	20	Media	2	0.075	2.40	3.13	1.116
8	D	35	Suave	1	0.044	3.64	4.75	0.79
9	D	40	Suave	1	0.054	3.25	4.11	0.88
10	C	35	Suave	1	0.041	3.76	4.13	0.65

Tabla 8. Resultados prueba turismo.

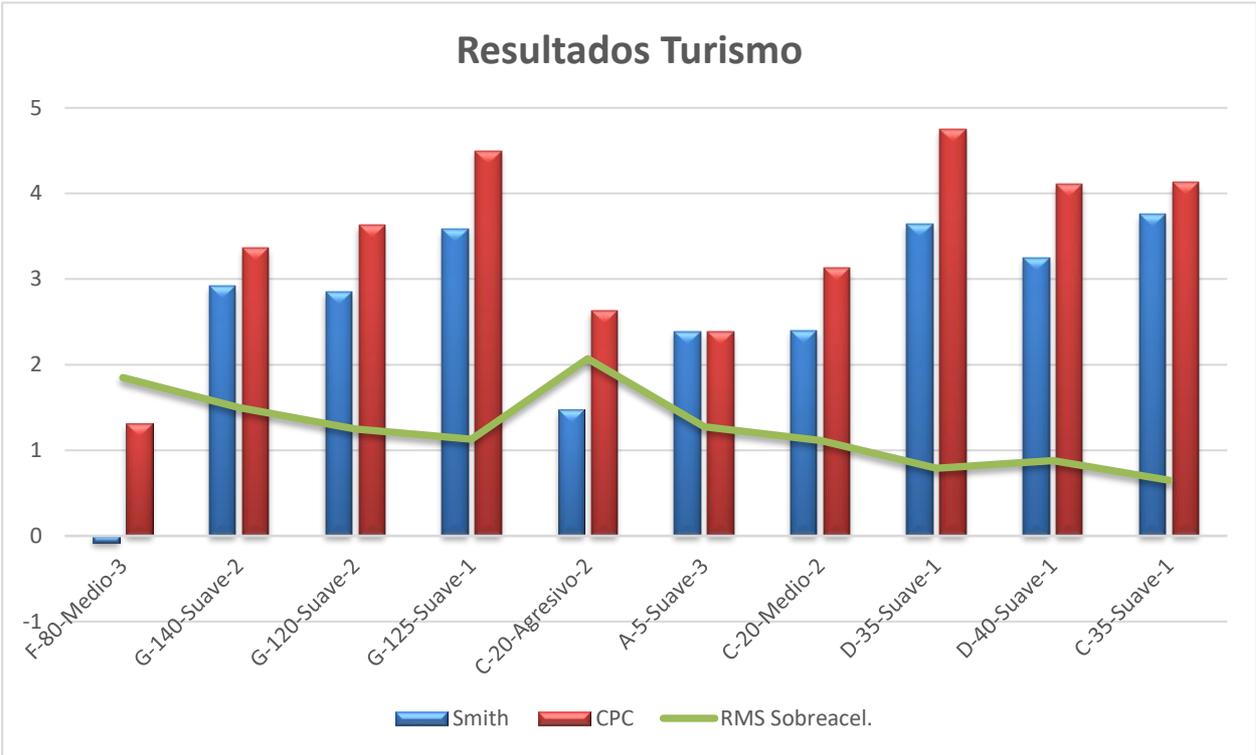


Figura 29. Resultados turismo

## 5 CONCLUSIONES

Llegados a este punto, tras la exposición de las diferentes pruebas realizadas y el análisis de los datos y resultados obtenidos en cada una de ellas, es posible afirmar que se han cumplido los objetivos planteados para este trabajo.

El primer objetivo consistía buscar un parámetro indicador que clasificara el grado de confort en la forma de conducir un vehículo de tipo turismo o motocicleta a lo largo de un trayecto. Tras el análisis de las aceleraciones y el cálculo de las sobreaceleraciones, se ha encontrado ese parámetro indicador que se basa en el análisis de los valores RMS de las sobreaceleraciones o sacudidas experimentadas por los pasajeros.

Una vez hallado el parámetro, el siguiente objetivo consistía en encontrar la relación que guardaba el valor de ese parámetro con el confort y la comodidad que los pasajeros tanto de turismos como de motocicletas han experimentado durante el trayecto. Para ello, se compararon los resultados de las calificaciones personales de confort (CPC) y los valores de la ecuación de Smith con los valores RMS de la sobreaceleración, y se llegó a las siguientes conclusiones, según los resultados ya descritos en el apartado 4:

- En las pruebas de la motocicleta sobre autopistas y carreteras comarcales, el umbral de confort se situaba en 2 puntos y en tramos urbanos se podría bajar su valor a 1.5 puntos las RMS de las sobreaceleraciones.
- En las pruebas sobre el turismo, en tramos de autopistas y carreteras rápidas, el valor límite de las RMS de las sobreaceleraciones para que fuera confortable el trayecto se situaba en 1.2 puntos; de manera que todos los viajes con valores superiores no serían confortables. Por otro lado, para las pruebas urbanas, los trayectos con valores inferiores a 1, se consideraban cómodos para los pasajeros.

Otras conclusiones que extraen de este trabajo son que, tanto en las pruebas realizadas con el turismo como con las realizadas con la motocicleta, la correlación de los valores de la ecuación de Smith con las calificaciones personales de confort (CPC) han sido aproximadamente las mismas: en torno a 0.9 puntos de diferencia media. Sin embargo, la naturaleza de las vibraciones registradas han sido diferentes en cada tipo de vehículo:

- En las pruebas realizadas en el turismo, puesto que las aceleraciones se midieron en el asiento, las vibraciones laterales eran de mayor magnitud que las verticales (Smith, 1976) y, por tanto, tenían más peso en el confort final del usuario que las verticales, aunque estas también eran importantes a causa de las rugosidades de la carretera. Sin embargo, la configuración de la suspensión del turismo tenía un compromiso mayor con la comodidad que con la adherencia y la manejabilidad, y este hecho hizo que las vibraciones en el eje lateral y vertical compensaran los valores de la ecuación de Smith y, por tanto, la comodidad del trayecto.
- Para las pruebas realizadas sobre la motocicleta había que tener en cuenta dos factores, que hacían que, al igual que en el turismo, las vibraciones en el eje lateral y vertical compensaran los valores de la ecuación de Smith y, por consiguiente, el confort se veía beneficiado.
  - El primero era que cuando se toman curvas con este vehículo, el vehículo se inclinaba hacia la dirección de la curva y este hecho provocaba que las aceleraciones laterales sufridas se disminuyeran a la vez que se incrementaban en el eje vertical. Es decir, la componente lateral de las aceleraciones disminuye a costa de aumentar la componente vertical.
  - Por otro lado, al ser un vehículo de corte deportivo, hay que tener en cuenta que las suspensiones tienen un mayor compromiso con la adherencia y la manejabilidad que con el confort. Es por ello que las aceleraciones registradas en el eje vertical debido a las rugosidades de la carretera eran de mayor magnitud que las percibidas en el eje lateral e incluso que las aceleraciones verticales del turismo. Prueba de ello es que, tal y como se menciona en el apartado 4, la media de los valores obtenidos de la ecuación de Smith correspondientes al eje vertical era de 2.87 para la motocicleta y de 3.36 para el turismo.

## 6 REFERENCIAS

**2631-1 ISO** International Standard. - 1997.

**Allen R.E.** Limits of ride quality through cab isolation // SAE Paper . 1975, 750165.

**Andrén P. I.** Power spectral density approximations of longitudinal road profiles // International Journal of Vehicle Design. - Sweden : 2006, Vol. 0.

**Anónimo** A Guide to the Evaluation of Human Exposure to Whole Body Vibration = ISO/DIS 2631 / International Organization for Standardization. - Nueva York, 1972.

**Anónimo** Design Specifications for Urban Tracked Air Cushion Vehicles. Washington, D. C. : U. S. Department of Transportation, 1972.

**Bagdadi O., Várhelyi, A.** Development of a method for detecting jerks in safety critical events // Accident Analysis & Prevention. - January de 2013. - Vol. 50. - págs. 83-91.

**Balogh L., Meszaros-Komaromy, A., Palkovics, L.** Road Surface Estimation for control system of Active suspension / Dep. Of Automobiles ; Univ. of Technology and Economics. - Budapest : 2010.

**Balogh L., Meszaros-Komaromy, A., Palkovics, L.** Road Surface Estimation for control system of Active suspension / Dep. Of Automobiles ; Univ. of Technology and Economics. - Budapest : 2010.

**Baronti F., Lenzi, F., Roncella, R., Saletti, R., Di Tanna, O.** "Electronic control of a motorcycle suspension for preload self-adjustment" 55 (7), pp. 2832-2837, 2008 // IEEE Transactions on Industrial Electronics. - 2008. - 7 : Vol. 55. - págs. 2832-2837.

**Benlahcene Z.** Dynamic and control analysis of semi-active suspension system for off-road vehicle', 20 October 2010: LAP LAMBERT Academic Publishing, 2010.

**Benlahcene Z., Faris, W.F. and Ihsan, S.I.** Analysis and simulation of semi-active suspension control policies for two-axle off-road vehicle using full model // International Conference on Mechatronics, Electronics and Automation Engineering (ICMAAE). - 2011.

**Braun H.** Untersuchungen über Fahrbahnunebenheiten: Heft 186. - Dusseldorf : 1966.

**BSI** Proposals for generalised road inputs to vehicles - London, England : British Standard Institution, 1972. - MEE/158/3/1 : Vol. BSI 72/34562.

**Butkunas A. A.** Power Spectra Density and Ride Evaluation: S.A.E. Transactions No. 660138, 1966. - págs. 681-687.

**Butkunas A.A.** Power spectral density and ride evaluation // SAE Paper. - 1966. - 660138. - págs. 681-687.

**Corbridge C. and Griffin, M.J.** Vibration and comfort: vertical and lateral motion in the range 0.5 to 5.0 Hz // Ergonomics. - 1986. - 10 : Vol. 29. - págs. 249-272.

**Cossalter V., Doria, A. and Mitolo, L.,** Inertial and modal properties of racing motorcycles. Proceedings of Motorsports Engineering Conference & Exhibition // SAE Paper. - Indianapolis, Indiana, USA : 2002. - 5 : Vol. 2. - págs. 605-612.

**Cossalter V., Doria, A., Garbin, S., Lot, R.** Frequency-domain method for evaluating the ride comfort of a motorcycle // Vehicle System Dynamics. - April de 2006. - 4 : Vol. 44. - págs. 339-355.

**Cossalter V., Doria, A., Basso, R. and Fabris, D.** Experimental analysis of out-of-plane structural vibrations of two-wheeled vehicles // Shock and Vibration. - 2004. - 3-4 : Vol. 11. - págs. 433-443.

**Demic M., Lukic, J. and Milic, Z.** Some aspect of the investigation of random vibration influence on ride comfort // J. of Sound and Vibration. - 2002. - 1 : Vol. 253. - págs. 109-129.

**Dempsey T.K., Leatherwood, J.D. and Clevenson, S.A.** Development of noise and vibration ride comfort criteria // J. of Acoustical Society of America. - 1979. - 1 : Vol. 65. - págs. 124-132.

- Dieckmann D.** Einfluss Vertikaler Mechanischer Schwingungen auf den Menschen: *Inernat. Z. Angew-Physiol*, 1957. - 16. - págs. 519-564.
- Dodds C.J. and Robson, J.D. (1973)** The description of road surface roughness // *Journal of Sound and Vibration*. - 1973. - 2 : Vol. 31. - págs. 175-183.
- Donati P., Grosjean, A., Mistrot, P. and Roure, L.** The subjective equivalence of sinusoidal and random whole-body vibration in the sitting position (an experimental study using the ‘floating reference vibration’ method) // *Ergonomics*. - 1983. - 3 : Vol. 26. - págs. 251-273.
- Faris W.F., BenLahcene, Z. and Hasbullah, F.** Ride quality of passenger cars: an overview on the research trends // *Int. J. Vehicle Noise and Vibration*. - 2012. - 3 : Vol. 8. - págs. 185–199..
- Faris W.F., Ihsan, S.I. and Ahmadian, M.** A comparative ride performance and dynamic analysis of passive and semi-active suspension systems based on different vehicle models // *International Journal of Vehicle Noise and Vibration*. - 2009. - 1 : Vol. 5.
- Gillespie T.D. and Karamihias, S.M.** Simplified models for truck dynamic response to road input // *Heavy Vehicle Systems*. - 2000. - 1 : Vol. 7. - págs. 52-63.
- Gillespie T.D.** Heavy truck ride Warrendale // *Society of Automotive Engineers, Inc.* - PA, USA : 1985. - Publication SP-607.
- Gillespie T.D., Sayers, M.W. and Segel, L.** Calibration of response-type road roughness measuring systems // *Transportation Research Board*. - Ann Arbor, MI : 1980. - 228.
- Goldman D.E.** A review of subjective responses to vibratory motion of the human body in the frequency range 1 to 70 cycles per second: *Naval Medical Research Institute*, 1948. - 1.
- Hasbullah F., Benlahcene, Z. and Faris, W.F.** Control and analysis of passive, active and semi-active suspension systems for passenger car // *International Conference on Mechanical, Automotive and Aerospace Engineering (ICMAAE)* - 2011.
- Houbolt J.C., Walls, J.C. and Smiley, R.F.** On spectral analysis of runway roughness and loads developed during taxiing: *Technical Note 3484 / Langley Aeronautical Laboratory ; National Advisory Committee for Aeronautics - Langley Field, VA.* : 1955.
- Hurel J., Mandow, A., García, A.** Los Sistemas de Suspensión Activa y Semiactiva: Una Revisión // *Revista Iberoamericana de Automática e Informática industrial: Elsevier*, 2013. - 2 : Vol. 10. - págs. 121-132.
- Ihsan S.I., Ahmadian, M., Faris, W.F. and Blancard, E.D.** Ride performance analysis of half-car model for semi-active system using RMS as performance criteria // *Shock and Vibration*. - 2009. - 6 : Vol. 16. - págs. 593–605.
- Ihsan S.I., Faris, W.F. and Ahmadian, M.** Analysis of control policies and dynamic response of a Q-car 2-DOF semi active system // *Shock and Vibration*. - 2008. - 5 : Vol. 15. - págs. 573-582.
- Ihsan S.I., Faris, W.F. and Ahmadian, M.** Dynamics and control policies analysis of semiactive active suspension systems using a full-car model // *International Journal of Vehicle Noise and Vibration*. - 2007. - 4 : Vol. 3. - págs. 370–405.
- ISO 2631** Evaluation of Human Exposure to Wholebody Vibration. - 2003.
- ISO 5349** Guidelines for the Measurement and Assessment of Human Exposure to Hand Transmitted Vibration. - 2001.
- Janeway R. N.** Vehicle Vibration Limits to Fit he Passenger // *S.A.E. J.*, 1948. - August : Vol. 56. - págs. 48-49.
- Janeway R.N.** A practical approach to truck ride instrumentation and evaluation – a summary // *SAE Paper* . - 1966. - 660140.
- Kanesige I.** Measurement of power spectra of vehicle vibration and vehicle road roughness // *Proceedings of the 10th Japan National Congress for Applied Mechanics*. - 1960. - págs. 371-374.

- La Barre R.P., Forbes, R.T. and Andrew, S.** The measurement and analysis of road surface roughness: Technical Report / Motor Industry Research Association. - Lindley, Warwickshire, England : 1969. - 1970/5.
- Lee R. A., and Pradko, F.** Análisis Analítico de la Vibración Humana: S.A.E. Transactlons 680091, 1968. - págs. 346-370.
- Li H., Gao, H., Liu, H.** Robust quantised control for active suspension systems // The Institution of Engineering and Technology - Control Theory and Applications. - November de 2011. - 17 : Vol. 5. - págs. 1955-1969.
- Liguori C., Paciello, V., Paolillo, A., Pietrosanto, A.** Real-Time Detection of Low-Frequency Components // IEEE Transactions on Instrumentation and Measurement. - 2013. - Vol. 62. - págs. 1118-1129.
- Liguori C., Paciello, V., Paolillo, A., Pietrosanto, P., Sommella, P.** Characterization of motorcycle suspension systems: Comfort and handling performance evaluation // IEEE International Instrumentation and Measurement Technology Conference: (I2MTC), 2013. - págs. 444-449.
- Macaulay M.A.** Measurement of road surfaces // Cranfield International Symposium Series. - Cranfield, England : G.H. Tidbury , 1963. - Vol. 4. - págs. 93-112.
- Pezzola M., Agostoni, S., Cheli, F.** Objectification of the subjective riding comfort perception of motorcycles: experimental analysis and international standards procedures // 19th Mediterranean Conference on Control and Automation. - 2011. - págs. 928-933.
- Poussot-Vassal C., Spelta, C., Sename, O., Savaresi, S.M., Dugard, L.** Survey and performance evaluation on some automotive semi-active suspension control methods: A comparative study on a single-corner model // Annual Reviews in Control. - 2012. - 1 : Vol. 36. - págs. 148-160.
- Pradko F. and Lee, R.A.** Vibration comfort criteria // SAE Paper . - 1966. - 660139.
- Pradko F.** Human response to random vibration // The Shock and Vibration Bulletin. - WA : US Naval Research Institute, 1965. - 4 : Vol. 34. - págs. 173-190.
- Pradko F., Lee, R.A. and Kaluza, V.** Theory of human vibration response // ASME Paper. - 1966. - No. 66WA/BHF-15..
- Rajamani R.** Vehicle Dynamics and Control // Springer. - New York : 2006.
- Ramírez I.M.** Estudio y búsqueda de indicador caracterizador de la relación entre conducción y confort de los pasajeros de un vehículo turismo: Proyecto Fin de Carrera / Departamento de Ingeniería y Ciencia de los Materiales y del Transporte ; ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIERÍA - UNIVERSIDAD DE SEVILLA. - 2016.
- Sanz A., Vega, P., Arribas, M.** Las cuentas ecológicas del transporte en España / Ecologistas en Acción y Grupo de Estudios y Alternativas 21, S.L. - Marqués de Leganés 12, 28004 Madrid : Libros en Acción, 2014. - págs. 34-37.
- Savaresi S., Spelta, C.** A Single-Sensor Control Strategy for Semi-Active Suspensions. . 17. 143 - 152 // Control Systems Technology, IEEE Transactions on. - 02 de 2009. - Vol. 17. - págs. 143-152.
- Smith C. C., McGehee, D.Y., Healey, A. J.** The Prediction of Passenger Riding Comfort From Acceleration Data : Research Report / U.S. Department of Transportation Office of University Research Washington, D. C. 20590 ; Council for Advanced Transportation Studies. The University of Texas at Austin. - Austin, Texas 78712 : 1976. - RR 16.
- Soliman A.M.A., Abd Allah, S.A., El-Beter, A.A. and Hamid, M.S.** Effect of suspension spring stiffness on vehicle dynamics // Heavy Vehicle System, A Series of the Int. J. of Vehicle Design. - 2001. - 3/4 : Vol. 8. - págs. 316-334.
- Thieme H.C.A.V.E.** Passenger riding comfort criteria and methods of analysing ride and vibration data // SAE Paper. - 1961. - 610173.
- Van Deusen B.D.** Human response to vehicle vibration // SAE Paper. - 1968. - 680090.
- Wong J. Y.** Theory of Ground Vehicles . - Ottawa : John wiley and Sons, 2001.

**Yuan D., Zheng, X., Yang, Y.F. B,** Modeling and simulation of motorcycle ride comfort based on bump road // Advanced Materials Research. - 2010. - Vols. 139–141. - págs. 2643-2647.

## Aceleraciones asiento motocicleta:

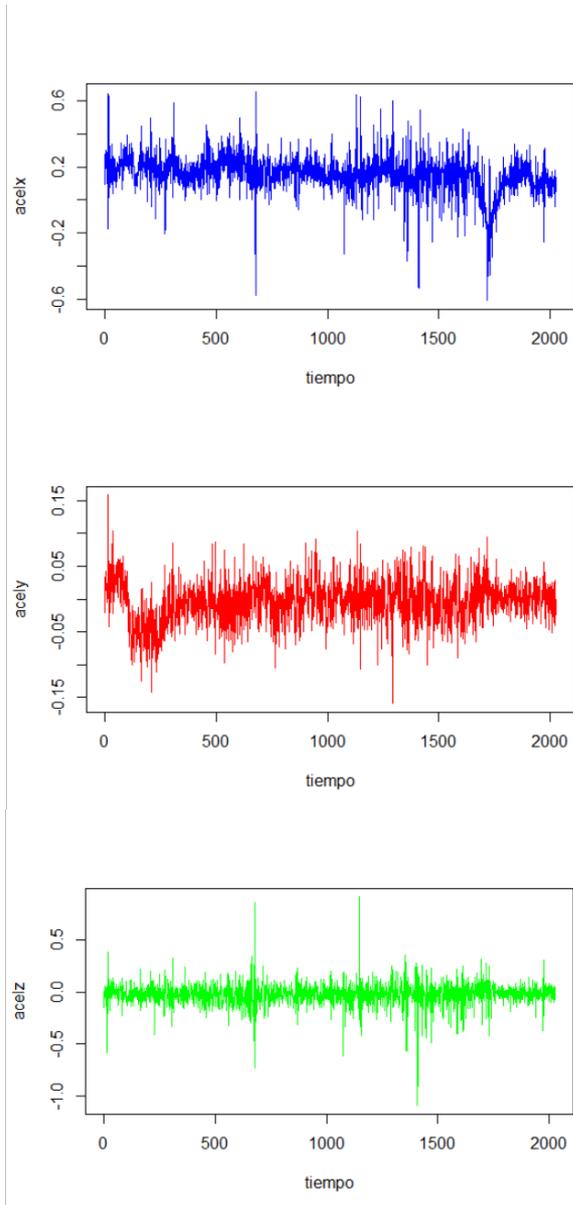


Figura 31. Aceleración Asiento Moto D-60-Agresivo-

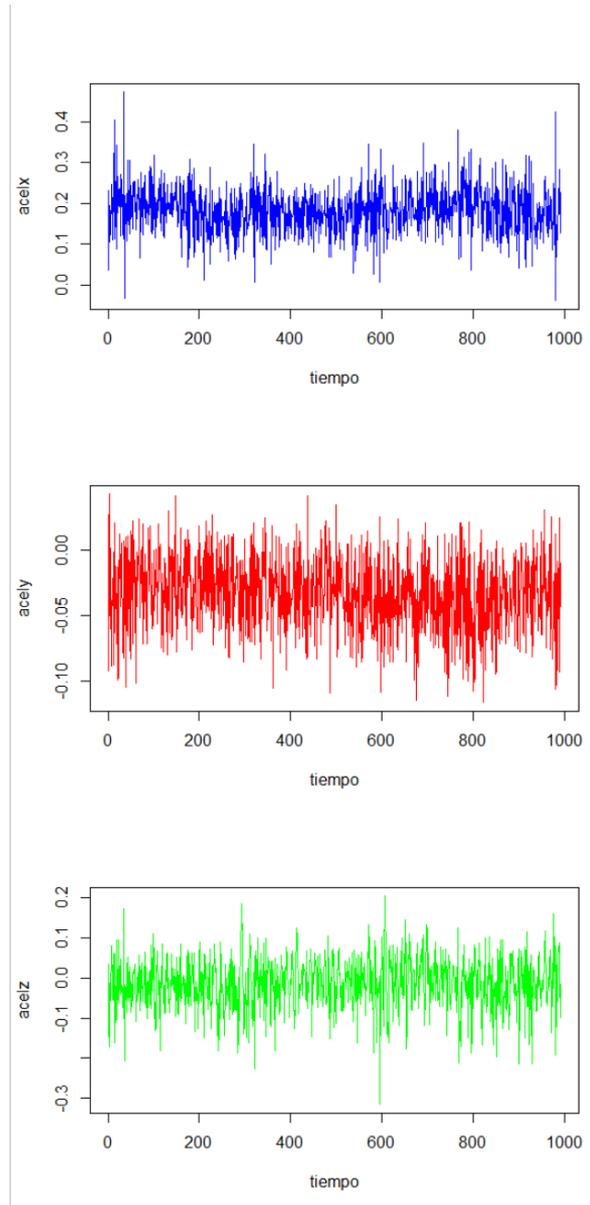


Figura 30. Aceleración Asiento Moto G-80-Suave-1

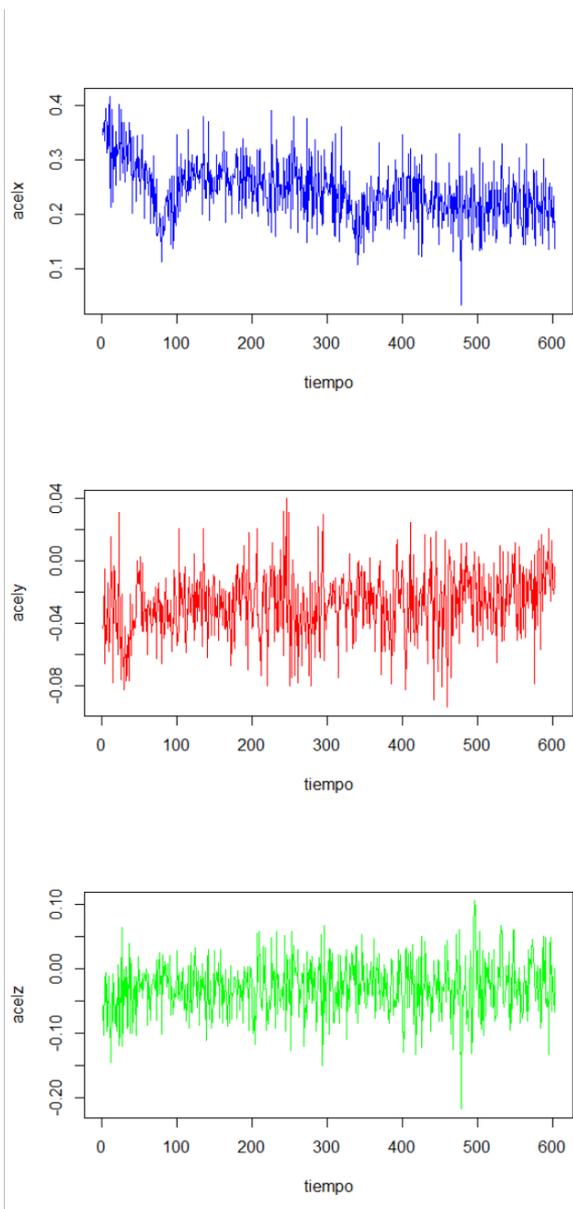


Figura 33. Aceleración Moto Asiento D-40-Suave-1

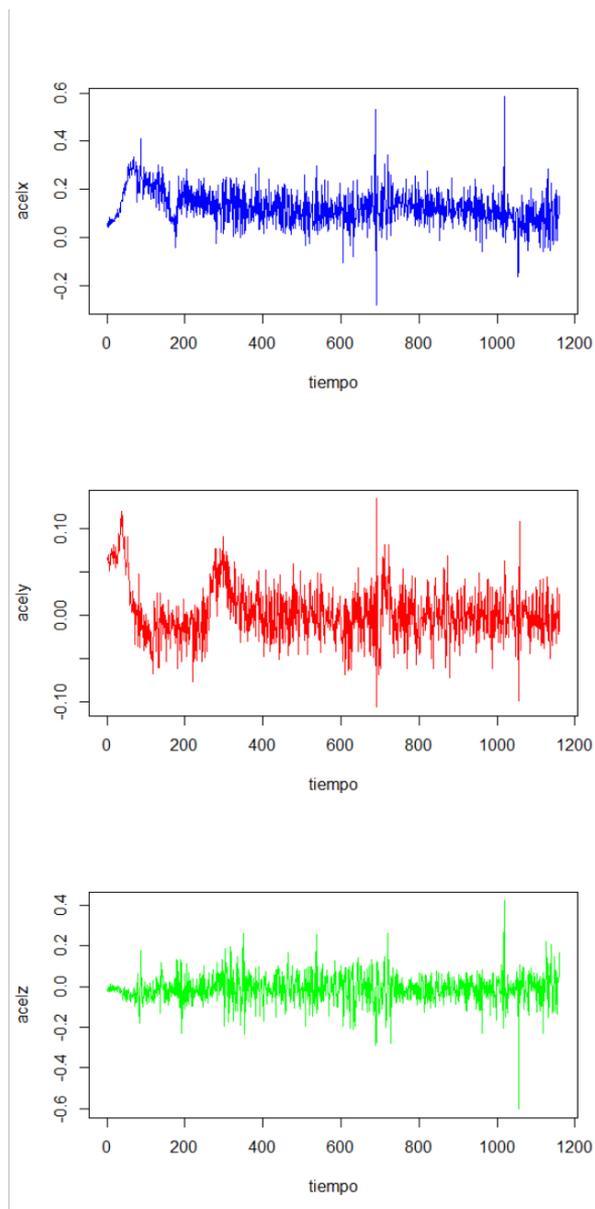


Figura 32. Aceleración Moto Asiento E-40-Suave-2

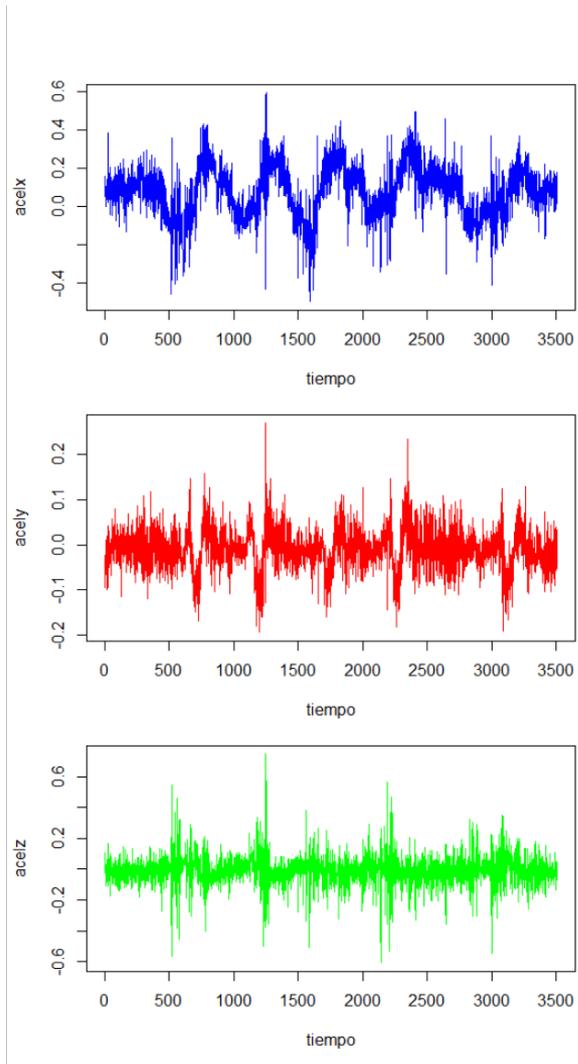


Figura 35. Aceleración Moto Asiento F-70-Agresivo-2

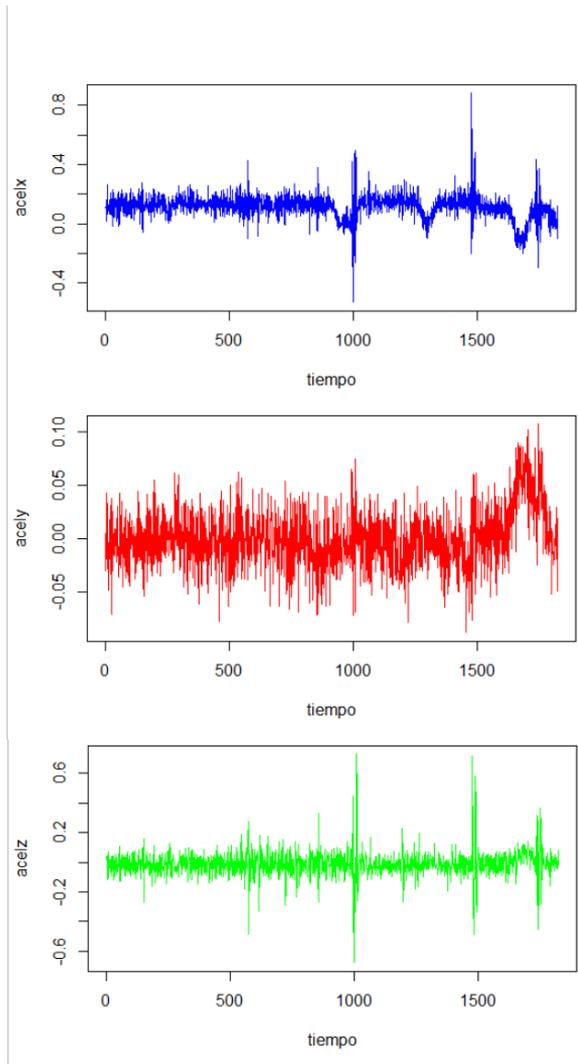


Figura 34. Aceleración Moto Asiento C-50-Suave-1

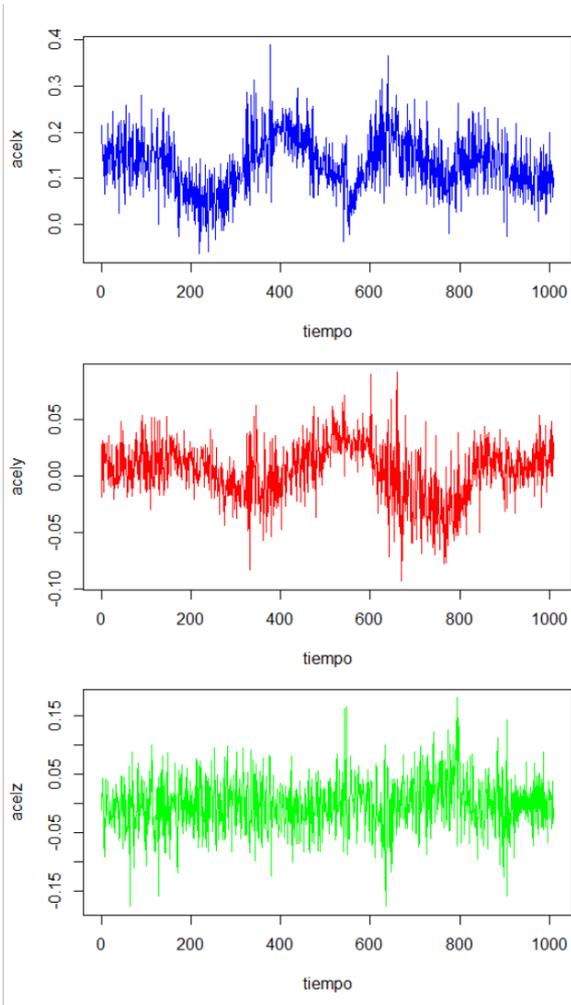


Figura 37. Aceleración Moto Asiento D-20-Suave-1

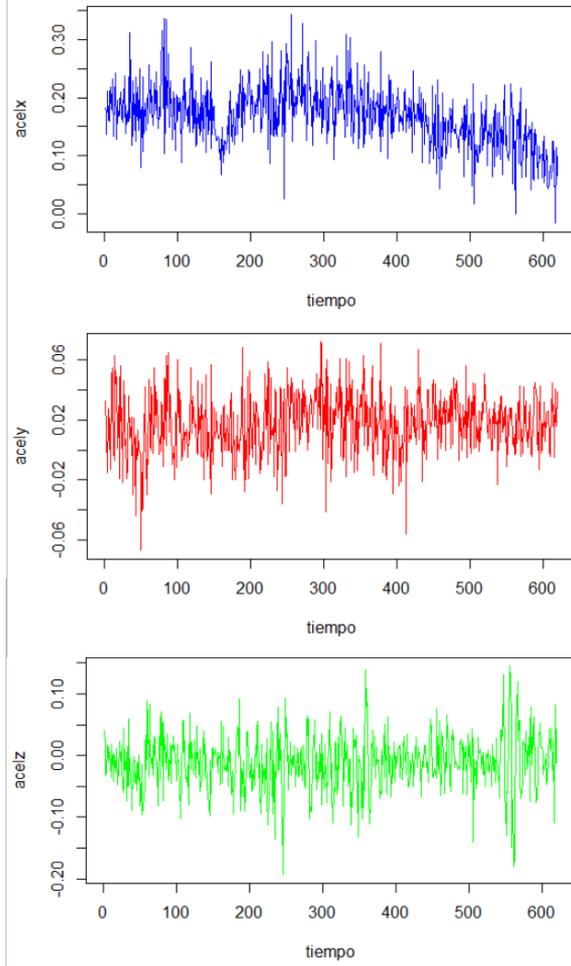


Figura 36. Aceleración Moto Asiento D-50-Suave-1

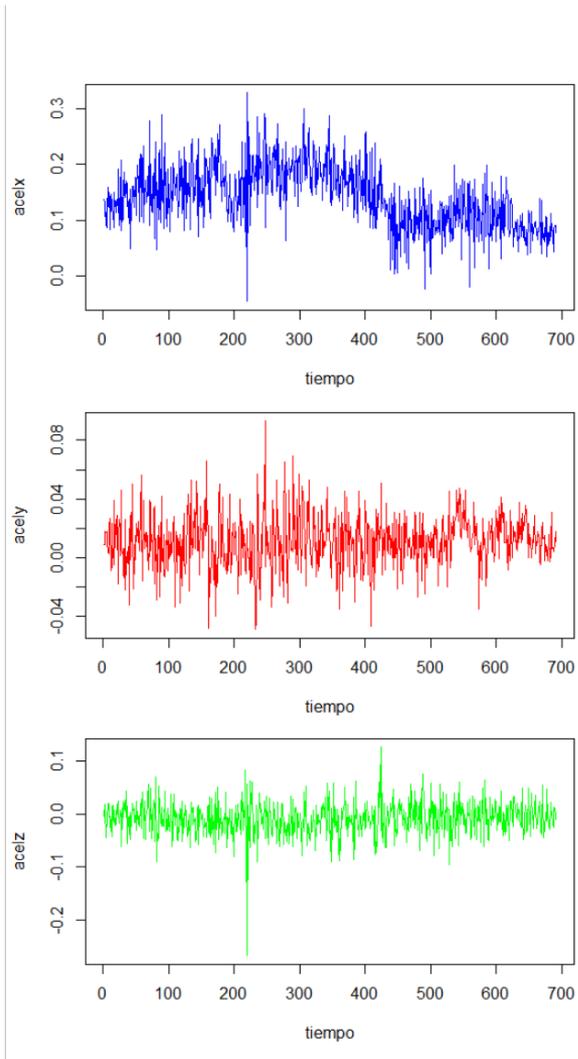


Figura 39. Aceleración Moto Asiento D-45-Suave-1

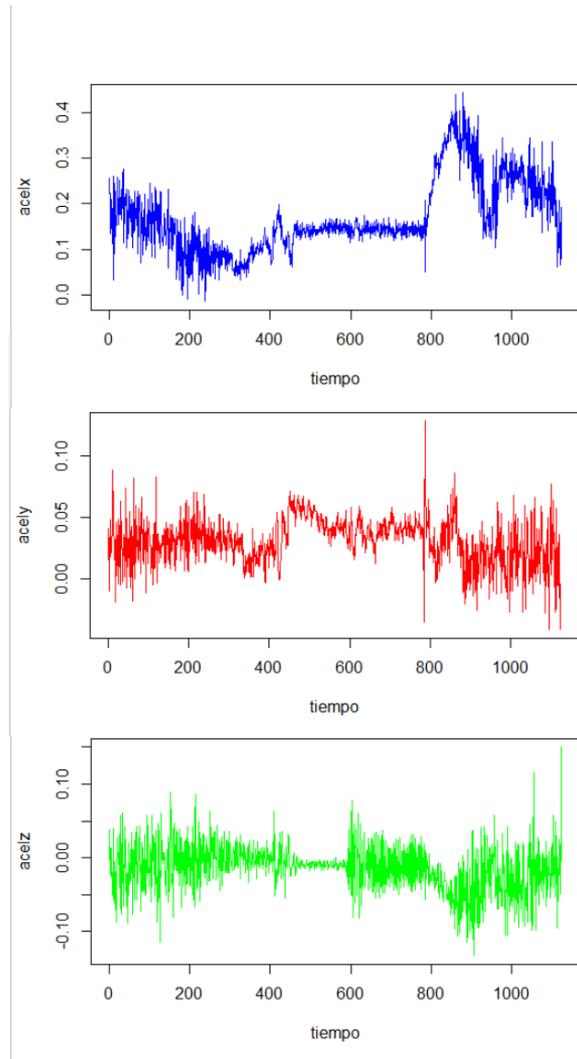


Figura 38. Aceleración Moto Asiento D-10-Suave.-1

**Aceleraciones asiento turismo:**

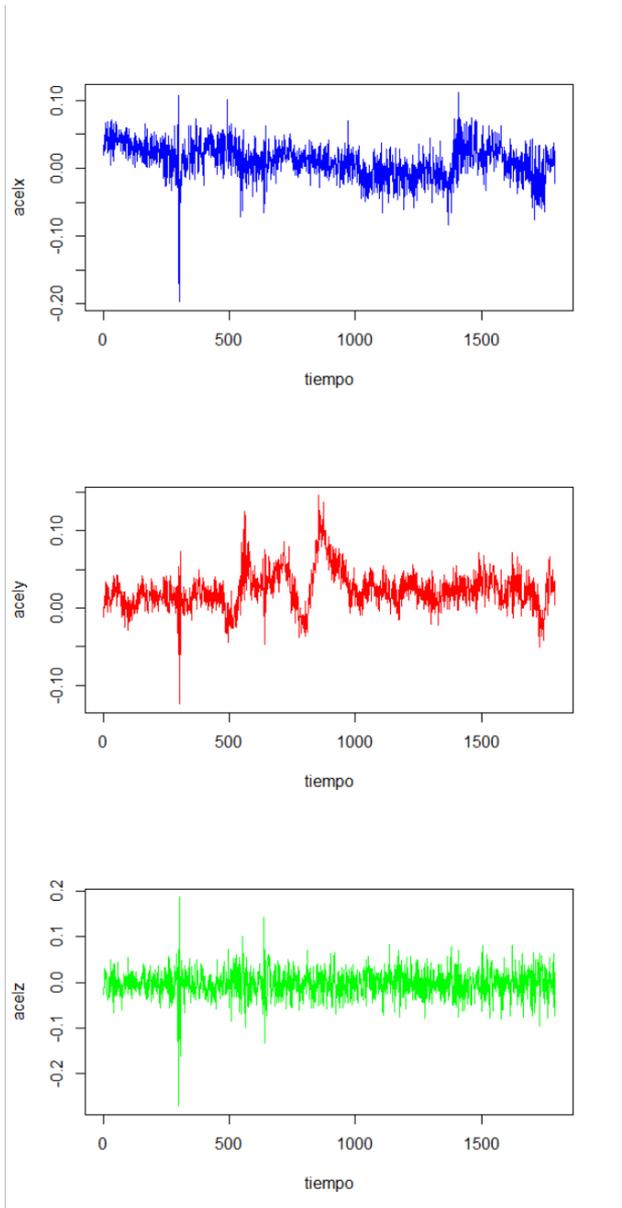


Figura 41. Aceleración Turismo D-35-Suave-1

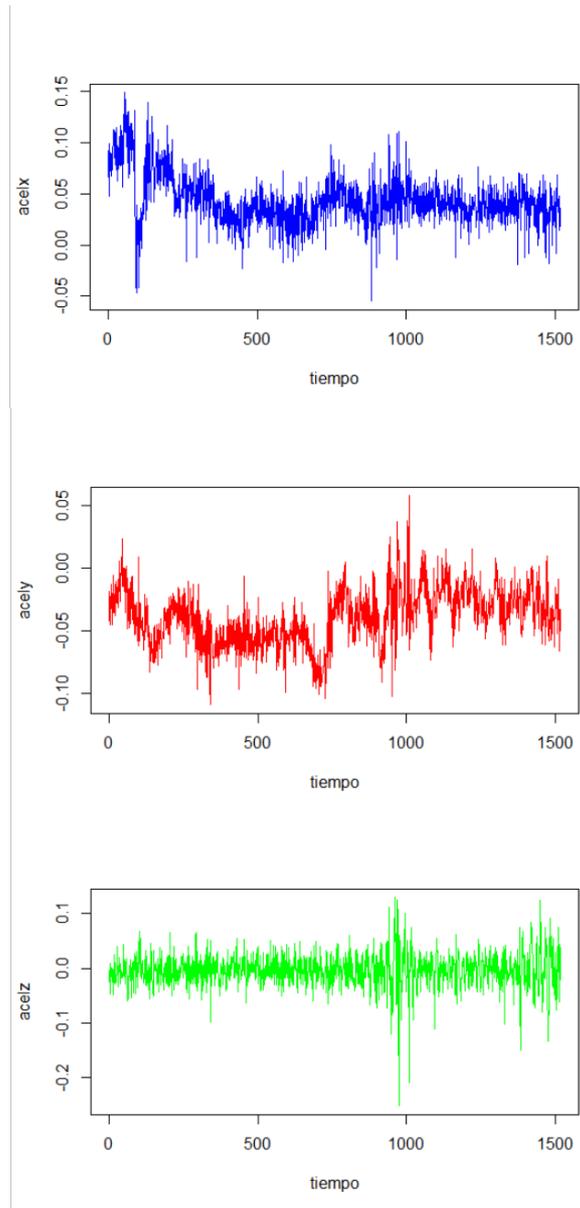


Figura 40. Aceleración Turismo D-40-Suave-1

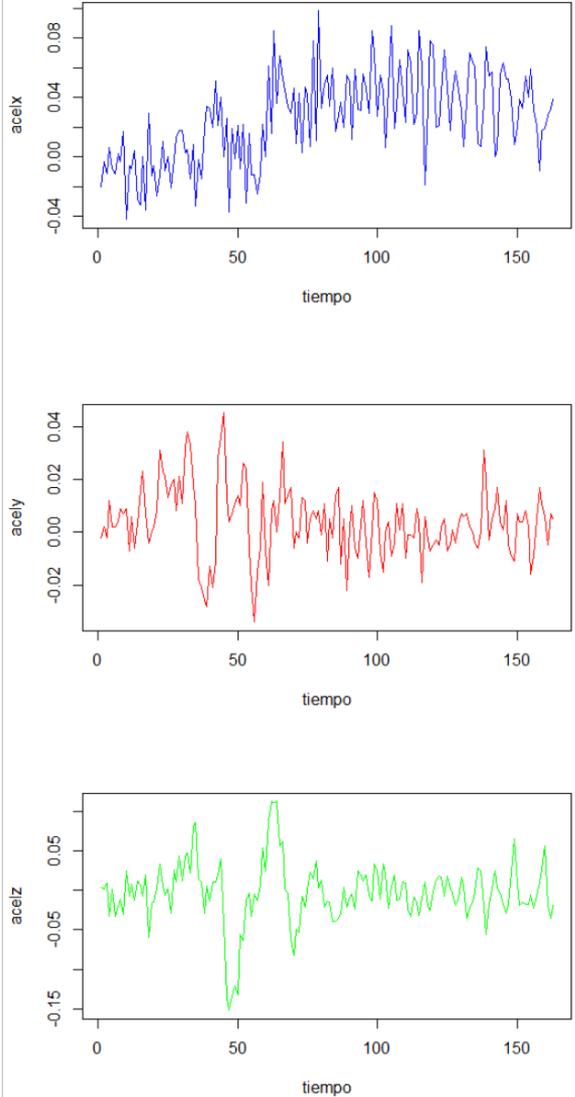


Figura 42. Aceleración Turismo C-35-Suave-1

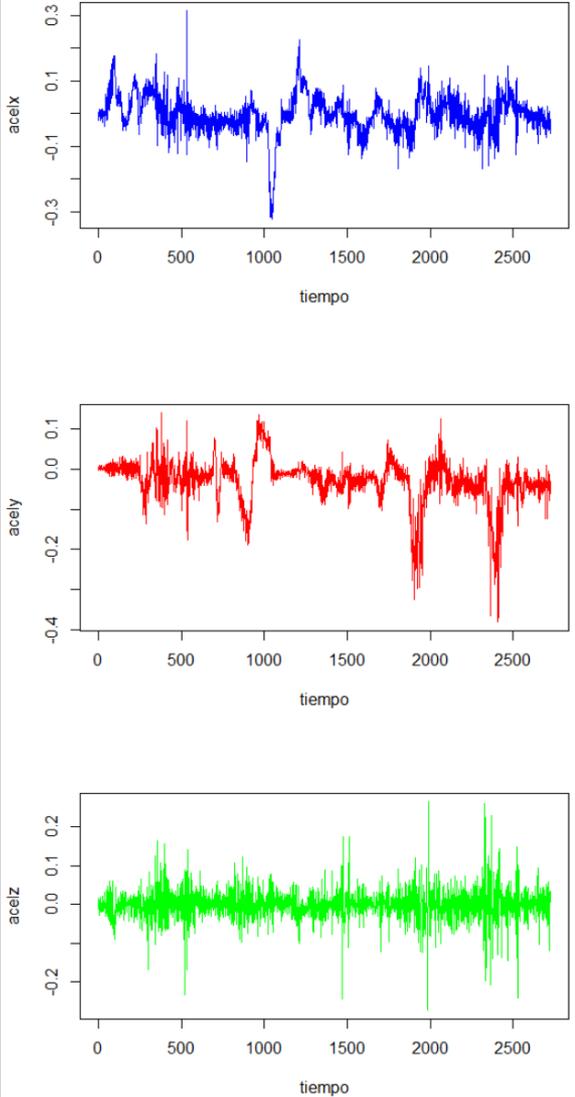


Figura 43. Aceleración Turismo C-20-Medio-2

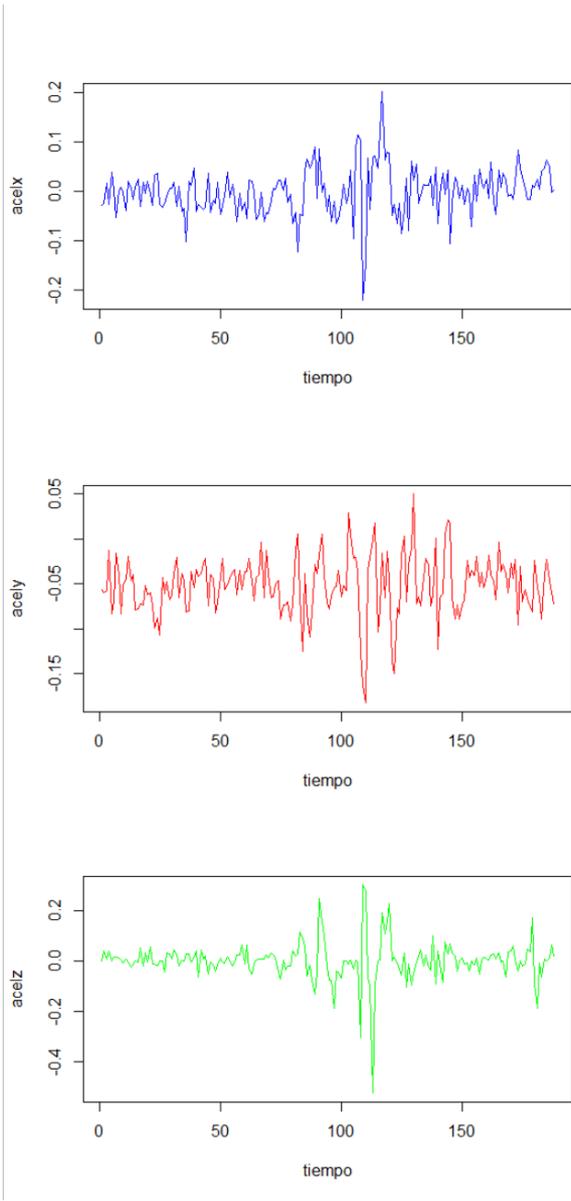


Figura 45. Aceleración Turismo C-20-Agresivo-2

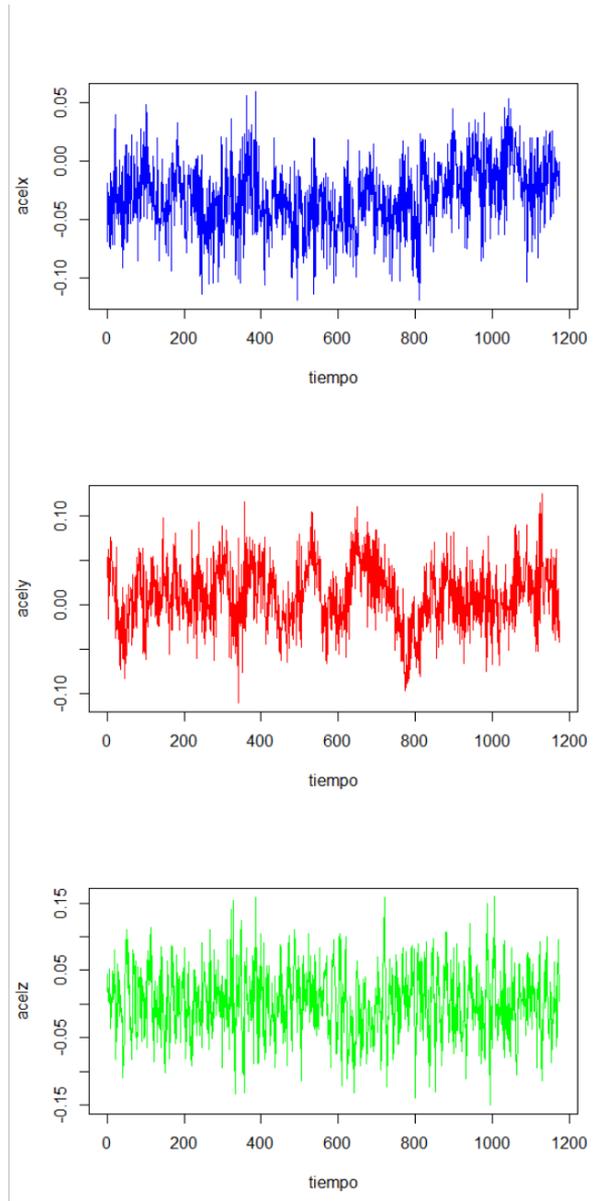


Figura 44. Aceleración Turismo G-140-Suave-2

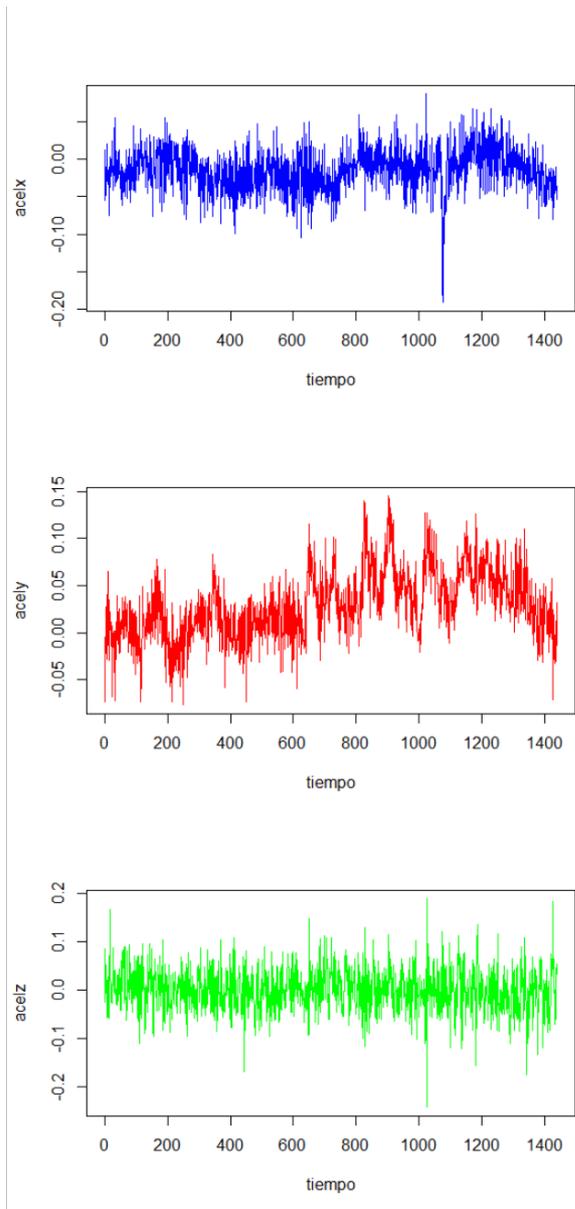


Figura 47. Aceleración Turismo G-120-Suave-1

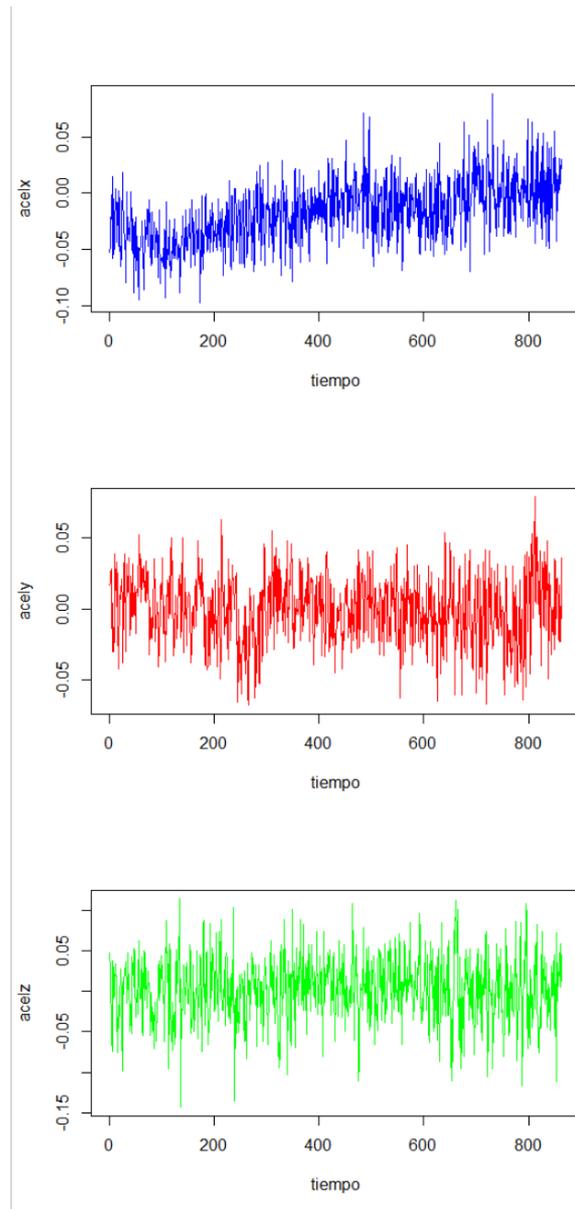


Figura 46. Aceleración Turismo G-125-Suave-1

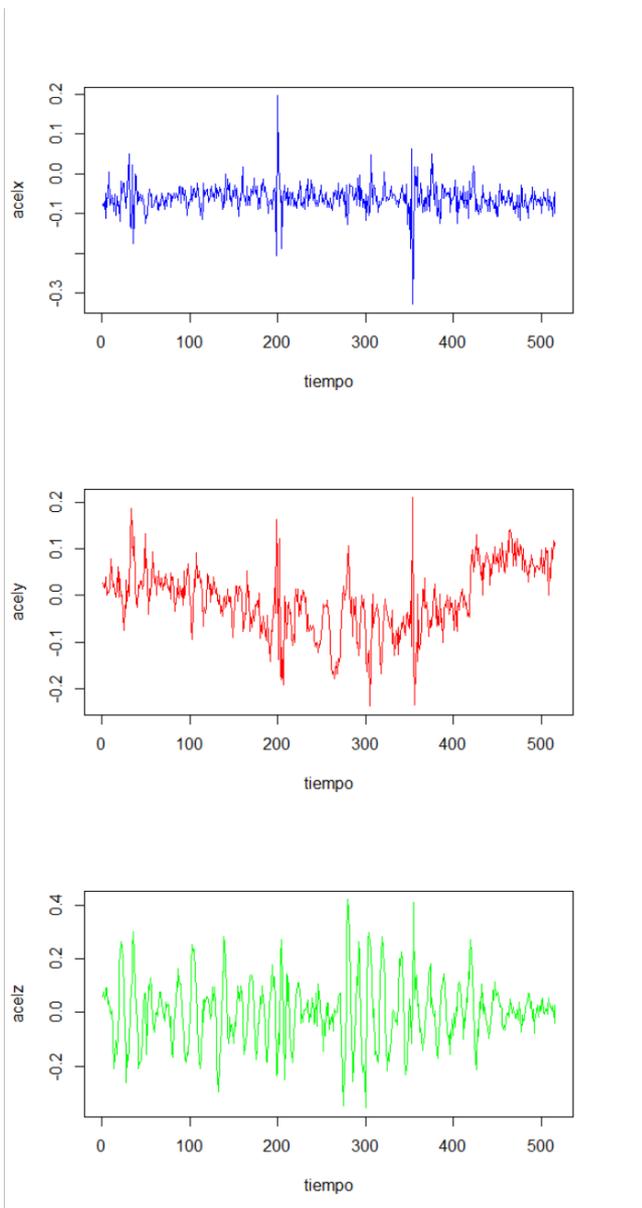


Figura 49. Aceleración Turismo F-80-Medio-3

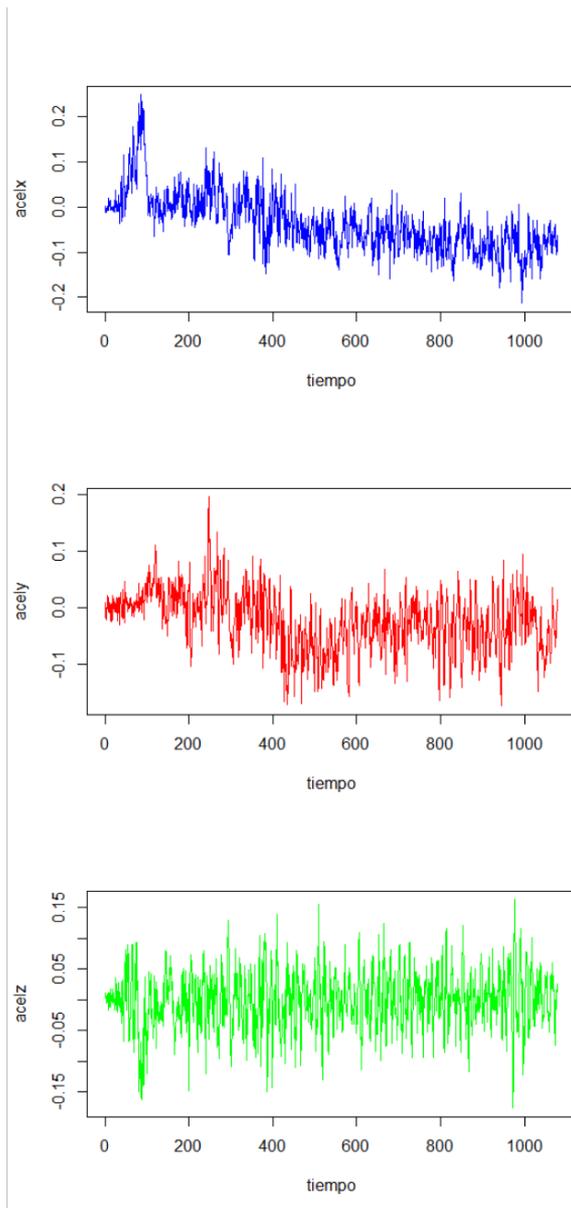


Figura 48. Aceleración Turismo A-5-Suave-3

**Calificaciones personales (Smith, 1976):**

Calificaciones personales - Pruebas Moto Asiento						Valores confort Smith			
Prueba	Cervical	Lumbar	Extrem.	General	CPC	Rx	Ry	Rz	Ryz
<b>F-70-Agres-2</b>	1	1.5	2	1.5	1.50	-0.774	3.564	1.655	1.22
<b>G-80-Suave-2</b>	3	3.25	3.5	3.5	3.31	-2.243	3.668	2.775	2.24
<b>D-60-Agres-1</b>	1	1.75	2.5	1.5	1.69	-2.396	4.107	1.065	0.87
<b>E-40-Suave-2</b>	2.75	3.25	3.5	3	3.13	-0.446	4.166	2.557	2.29
<b>C-50-Suave-1</b>	2	3	3	3	2.75	-0.236	4.343	2.094	1.92
<b>D-40-Suave-1</b>	3.75	4	4	4	3.94	-4.503	4.024	3.370	2.94
<b>D-20-Suave-1</b>	4.75	4.25	4	4.25	4.31	-0.351	4.396	3.569	3.30
<b>D-50-Suave-1</b>	4.5	4	4	4	4.13	-1.563	4.360	3.550	3.27
<b>D-45-Suave-1</b>	4	5	4.75	4.5	4.56	-0.656	4.574	4.078	3.83
<b>D-10-Suave-1</b>	5	4.5	4.5	4.5	4.63	-2.064	3.978	4.023	3.41

Calificaciones personales - Pruebas Turismo Asiento						Valores confort Smith			
Prueba	Cervical	Lumbar	Extrem.	General	CPC	Rx	Ry	Rz	Ryz
<b>F-70-Agres-2</b>	1	1.5	2	1.5	1.50	-0.774	3.564	1.655	1.22
<b>G-80-Suave-2</b>	3	3.25	3.5	3.5	3.31	-2.243	3.668	2.775	2.24
<b>D-60-Agres-1</b>	1	1.75	2.5	1.5	1.69	-2.396	4.107	1.065	0.87
<b>E-40-Suave-2</b>	2.75	3.25	3.5	3	3.13	-0.446	4.166	2.557	2.29
<b>C-50-Suave-1</b>	2	3	3	3	2.75	-0.236	4.343	2.094	1.92
<b>D-40-Suave-1</b>	3.75	4	4	4	3.94	-4.503	4.024	3.370	2.94
<b>D-20-Suave-1</b>	4.75	4.25	4	4.25	4.31	-0.351	4.396	3.569	3.30
<b>D-50-Suave-1</b>	4.5	4	4	4	4.13	-1.563	4.360	3.550	3.27
<b>D-45-Suave-1</b>	4	5	4.75	4.5	4.56	-0.656	4.574	4.078	3.83
<b>D-10-Suave-1</b>	5	4.5	4.5	4.5	4.63	-2.064	3.978	4.023	3.41