



**UNIVERSIDAD CARLOS III DE MADRID  
ESCUELA POLITÉCNICA SUPERIOR**

**DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA MECÁNICA**

**INGENIERÍA TÉCNICA INDUSTRIAL  
MECÁNICA**

**EFECTO DE UN SISTEMA DE  
CONTROL ACTIVO DE BALANCEO  
SOBRE LA ESTRUCTURA DE UN  
AUTOBÚS**

**PROYECTO FIN DE CARRERA**

**AUTOR: FRANCISCO JAVIER BARROSO SÁNCHEZ  
TUTORES: ANTONIO GAUCHÍA BABÉ  
BEATRIZ LÓPEZ BOADA**

**ABRIL 2009**



**UNIVERSIDAD CARLOS III DE MADRID**

**INGENIERÍA TÉCNICA INDUSTRIAL  
MECÁNICA**

**DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA MECÁNICA**



**EFECTO DE UN SISTEMA DE  
CONTROL ACTIVO DE BALANCEO  
SOBRE LA ESTRUCTURA DE UN  
AUTOBÚS**

**PROYECTO FIN DE CARRERA**

**AUTOR: FRANCISCO JAVIER BARROSO SÁNCHEZ  
TUTORES: ANTONIO GAUCHÍA BABÉ  
BEATRIZ LÓPEZ BOADA**

**ABRIL 2009**



## **AGRADECIMIENTOS**

En primer lugar me gustaría expresar mi agradecimiento a mis tutores del proyecto Dra. Dña. Beatriz López Boada y Dr. D. Antonio Gauchía Babé por guiarme, animarme y estar interesándose constantemente por la evolución de este proyecto, sobre todo en los momentos en los que no se veían resultados positivos. Gracias a ellos se ha conseguido culminar este proyecto de forma satisfactoria y con las simulaciones deseadas.

A tres ángeles, mis abuelos Ángel y Pepa, y mi tío José, a los que desde pequeño me he sentido muy unido, y a los que les debo gran parte de mi educación y de esos buenos momentos vividos. Estoy seguro que ahora me protegen y me guían desde el cielo. Les estaré eternamente agradecido por todo lo que me han enseñado y nunca les olvidaré, siempre tendrán sitio en mi corazón.

A mi familia, especialmente a mis padres, Agustín y Pepi, a los que debo mi formación y a mi hermano Joni, gracias a todos por el apoyo prestado. A la persona que probablemente más le haya dado la tabarra fuera de la universidad, Patri (para mí la persona más maravillosa), por prestarme su apoyo incondicional, animarme, escucharme (aunque puedo ser muy pesado cuando hay algo que me inquieta) y alentarme. Gracias también a su familia (padres, hermana, cuñado...) que de la misma forma me prestaron mucho apoyo.

También he de dar las gracias a todos mis compañeros y amigos de universidad, por hacer más llevadera esta “aventura”, así como por los buenos momentos pasados y por la ayuda prestada para llegar hasta el final.

Este proyecto fin de carrera lleva un poquito de todos y cada uno de vosotros, pequeñas aportaciones que han ido ayudando a hacerme madurar, crecer y valorar las cosas como se merecen. Espero poder devolveros todo lo que me habéis dado. Muchas gracias.



## ÍNDICE

1. INTRODUCCIÓN .....	1
1.1 Introducción .....	2
1.2 Objetivos .....	8
1.3 Estructura del proyecto .....	8
2. ESTADO DEL ARTE .....	11
2.1 Introducción .....	12
2.2 Sistemas para la mejora de la seguridad .....	13
3. ELEMENTOS DE UN AUTOBÚS .....	19
3.1 Estructura del autobús .....	20
3.2 Sistema de suspensión .....	22
3.2.1 Elementos del sistema de suspensión .....	23
3.2.1.1. Amortiguadores .....	23
3.2.1.2. Barras de torsión .....	28
3.2.1.3. Fuelles neumáticos o bolsas de aire .....	29
3.2.2 Clasificación de los sistemas de suspensión según el sistema de control .....	33
3.2.2.1. Suspensión pasiva .....	33
3.2.2.2. Suspensión activa y semiactiva .....	34
3.3 Barras estabilizadoras o antivuelco .....	35
3.3.1 Sistemas de control de balanceo .....	38
3.3.1.1. Sistema Citroën de control activo de balanceo (SC/CAR) .....	39
3.3.1.2. Control de balanceo ARS ( <i>Active Roll Stabilizacion</i> ) .....	45
4. MODELO MATEMÁTICO DEL COMPORTAMIENTO LATERAL DE UN AUTOBÚS .....	47
4.1 Modelo de cinco grados de libertad .....	48
4.2 Cálculo de la transferencia de carga .....	54
4.3 Resultados de simulación .....	55
5. MODELO DE ELEMENTOS FINITOS DE LA ESTRUCTURA DE UN AUTOBÚS .....	70
5.1 Introducción .....	71
5.2 Fases de la modelización .....	72
5.2.1 Fase de preprocesado .....	72
5.2.2 Fase de solución .....	73
5.2.3 Fase de postprocesado .....	74



5.3 Modelización del autobús .....	74
5.3.1 Selección del elemento finito utilizado en el modelo .....	74
5.3.2 Selección del modelo de material .....	77
5.3.3 Generación de la geometría .....	79
5.3.4 Vistas del modelo del autobús .....	80
5.3.5 Aplicación de los desplazamientos .....	88
6. SIMULACIÓN Y RESULTADOS .....	90
6.1 Características del hardware utilizado .....	91
6.2 Resultados de la simulación .....	91
7. CONCLUSIONES Y DESARROLLOS FUTUROS .....	113
7.1 Conclusiones .....	114
7.2 Desarrollos futuros .....	115
8. REFERENCIAS .....	117



## ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1. Minibús y autobús de dos pisos .....	2
Figura 2. Autobús .....	3
Figura 3. Autobús volcado en Alicante .....	4
Figura 4. Vuelco de un autobús en Madrid .....	4
Figura 5. Vuelco de un autobús en Jaén .....	4
Figura 6. Bastidor de autobús .....	20
Figura 7. Vehículo sobrevirador .....	22
Figura 8. Vehículo subvirador .....	22
Figura 9. Amortiguador de fricción .....	24
Figura 10. Amortiguador hidráulico .....	25
Figura 11. Esquema de un amortiguador hidráulico .....	26
Figura 12. Amortiguadores en rojo, muelles en espiral en verde y amortiguadores con muelles en espiral respectivamente .....	26
Figura 13. Barras de torsión longitudinal y transversal al vehículo respectivamente .....	29
Figura 14. Fuelles neumáticos sin montar y montados .....	30
Figura 15. Constitución de un fuelle neumático .....	30
Figura 16. Suspensión neumática de un autobús .....	31
Figura 17. Detalle de la suspensión neumática delantera y trasera .....	32
Figura 18. Suspensión delantera de un autobús .....	32
Figura 19. Suspensión trasera de un autobús .....	33
Figura 20. Esquema de barra estabilizadora y posición que ocupa en la suspensión .....	36
Figura 21. Barra estabilizadora de un automóvil .....	36
Figura 22. Esquema de una barra estabilizadora .....	37



Figura 23. Barra estabilizadora longitudinal .....	38
Figura 24. Esquema del balanceo producido al tomar una curva, con suspensión clásica y con el sistema Citroën de control activo de balanceo (SC/CAR) .....	40
Figura 25. Esquema del sistema antibalanceo SC/CAR .....	41
Figura 26. Diagrama de bloques del esquema eléctrico .....	42
Figura 27. Esquema hidráulico del sistema antibalanceo SC/CAR .....	43
Figura 28. Esquema de la suspensión delantera equipada con el sistema SC/CAR .....	44
Figura 29. Esquema de la suspensión trasera equipada con el sistema SC/CAR .....	44
Figura 30. Barra estabilizadora acoplable/desacoplable .....	45
Figura 31. Esquema del control de balanceo ASR .....	46
Figura 32. Detalle del acoplamiento de garras de la barra estabilizadora .....	46
Figura 33. Sistema de coordenadas y principales variables del modelo matemático .....	50
Figura 34. Comportamiento del eje en función de la transferencia de carga normalizada .....	55
Figura 35. Esquema del programa utilizado para simular el vehículo sin sistema de control .....	56
Figura 36. Esquema del programa utilizado para simular el vehículo con sistema de control .....	56
Figura 37. Señal de entrada correspondiente con un cambio brusco de carril (°) .....	58
Figura 38. Diversos ángulos girados para el caso no controlado (°) y velocidad angular de guiñada (°/s) .....	60
Figura 39. Diversos ángulos girados para el caso controlado (°) y velocidad angular de guiñada (°/s) .....	61
Figura 40. Superposición de los ángulos girados (°) y velocidad angular de guiñada (°/s) (en amarillo los del caso no controlado y en violeta los del caso controlado) .....	63
Figura 41. Transferencias normalizadas de carga para el caso no controlado .....	64
Figura 42. Transferencias normalizadas de carga para el caso controlado .....	65



Figura 43. Superposición de transferencias normalizadas de carga (en amarillo el caso no controlado y en violeta el caso controlado) .....	66
Figura 44. Desplazamientos (mm) del eje delantero (f) y trasero (r) para el caso no controlado .....	67
Figura 45. Desplazamientos (mm) del eje delantero (f) y trasero (r) para el caso controlado .....	68
Figura 46. Superposición de los desplazamientos (mm) del eje delantero (f) y trasero (r). En amarillo el caso no controlado y en violeta el caso controlado .....	69
Figura 47. Geometría del elemento BEAM 161 .....	75
Figura 48. Superestructura del autobús .....	79
Figura 49. Sección utilizada en la creación del modelo .....	79
Figura 50. Vista frontal del autobús .....	80
Figura 51. Vista trasera del autobús .....	81
Figura 52. Vista del costado izquierdo del autobús .....	82
Figura 53. Vista del costado derecho del autobús .....	83
Figura 54. Vista del techo del autobús .....	84
Figura 55. Vista desde el suelo del autobús .....	85
Figura 56. Vista isométrica del autobús .....	86
Figura 57. Vista oblicua del autobús .....	87
Figura 58. Puntos de apoyo de la suspensión delantera .....	88
Figura 59. Simplificación y puntos de los que se extraen los desplazamientos en el eje trasero .....	89
Figura 60. Puntos con desplazamientos más relevantes del autobús .....	97
Figura 61. Desplazamiento vertical del punto delantero izquierdo del autobús para el caso no controlado .....	98
Figura 62. Desplazamiento vertical del punto delantero izquierdo del autobús para el caso controlado .....	98



Figura 63. Desplazamiento vertical del punto delantero derecho del autobús para el caso no controlado .....	99
Figura 64. Desplazamiento vertical del punto delantero derecho del autobús para el caso controlado .....	99
Figura 65. Desplazamiento vertical del punto trasero izquierdo del autobús para el caso no controlado .....	100
Figura 66. Desplazamiento vertical del punto trasero izquierdo del autobús para el caso controlado .....	100
Figura 67. Desplazamiento vertical del punto trasero derecho del autobús para el caso no controlado .....	101
Figura 68. Desplazamiento vertical del punto trasero derecho del autobús para el caso controlado .....	101
Figura 69. Elemento que sufre la máxima tensión de compresión para el caso no controlado .....	103
Figura 70. Elemento que sufre la máxima tensión de compresión para el caso controlado .....	104
Figura 71. Elemento que sufre la máxima tensión de tracción para el caso no controlado .....	106
Figura 72. Elemento que sufre la máxima tensión de tracción para el caso controlado .....	106
Figura 73. Nodo que sufre el mínimo desplazamiento para el caso no controlado .....	109
Figura 74. Nodo que sufre el mínimo desplazamiento para el caso controlado .....	109
Figura 75. Nodo que sufre el máximo desplazamiento para el caso no controlado .....	111
Figura 76. Nodo que sufre el máximo desplazamiento para el caso controlado .....	112



## ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1. Número de accidentes de autobús, muertos y heridos cada año en España .....	6
Tabla 2. Víctimas de accidentes de autobús (año 2006) .....	6
Tabla 3. Porcentaje de muertos en autocar sobre muertos totales en cada país (1994-2004) .....	7
Tabla 4. Parámetros empleados en el modelo matemático del vehículo .....	48
Tabla 5. Datos del autobús introducidos en MATLAB .....	53
Tabla 6. Desplazamientos de los diversos puntos en función del tiempo para el caso no controlado (primera simulación) .....	92
Tabla 7. Desplazamientos de los diversos puntos en función del tiempo para el caso controlado (primera simulación) .....	93
Tabla 8. Desplazamientos de los diversos puntos en función del tiempo para el caso no controlado (segunda simulación) .....	94
Tabla 9. Desplazamientos de los diversos puntos en función del tiempo para el caso controlado (segunda simulación) .....	94
Tabla 10. Desplazamientos de los diversos puntos en función del tiempo para el caso no controlado (tercera simulación) .....	95
Tabla 11. Desplazamientos de los diversos puntos en función del tiempo para el caso controlado (tercera simulación) .....	96
Tabla 12. Tensiones máximas de compresión, alcanzadas en función del tiempo .....	102
Tabla 13. Tensiones máximas de tracción, alcanzadas en función del tiempo .....	105
Tabla 14. Desplazamientos mínimos alcanzados en función del tiempo .....	108
Tabla 15. Desplazamientos máximos alcanzados en función del tiempo .....	110



---

***CAPÍTULO 1:***  
***INTRODUCCIÓN***

---

## 1.1 INTRODUCCIÓN

Un sector que está continuamente en desarrollo es el relativo a la automoción, esto es debido a la gran necesidad que se tiene de transportar tanto mercancías como personas de un lugar a otro en poco tiempo. Todo ello fomenta que sea un sector en el que hay una gran competitividad y que se evolucione a grandes pasos, sobre todo en los últimos años. Ahora bien, la mayoría de las investigaciones que se llevan a cabo dentro de este campo, se centran en la mejora de la seguridad vial, para conseguir una reducción del número de accidentes y de los daños sufridos por los ocupantes de los vehículos.

Es claro que los accidentes que más espacio ocupan en los medios de comunicación son los relativos al transporte público, es decir, autobuses, autocares, aviones y trenes, debido a que el número de personas que pueden sufrir las consecuencias es elevado. En el caso de un autobús el número de plazas puede oscilar aproximadamente desde 16 (minibús) hasta 75 (autobús de dos pisos) (ver Figura 1). Además, desde el punto de vista de la empresa de autobuses el siniestro de uno de sus vehículos supone, además de los posibles daños personales sufridos, un perjuicio económico considerable, aparte de una pérdida de imagen y desprestigio frente a los clientes de dicho medio de transporte. Actualmente, se está trabajando para aumentar la seguridad de los autobuses (consiguiendo prevenir accidentes), así como para aumentar el confort y la adaptación de este tipo de vehículos ante los posibles clientes con algún tipo de minusvalía.



**Figura 1. Minibús y autobús de dos pisos**

Un autobús es, según el diccionario de la real academia de la lengua española, “un vehículo automóvil de transporte público y trayecto fijo que se emplea habitualmente en el servicio urbano”. Su capacidad puede variar entre 20 y 50 pasajeros. Se suele utilizar el término autobús (Figura 2) cuando se hace referencia al transporte urbano, mientras que el término autocar u ómnibus se utiliza cuando se refiere al interurbano (aunque estas denominaciones no son

uniformes). Se puede hacer otra diferenciación atendiendo al tamaño y capacidad del vehículo, considerando generalmente como ómnibus al autobús que puede transportar más de 30 personas y microbús al que transporta menos.



**Figura 2. Autobús**

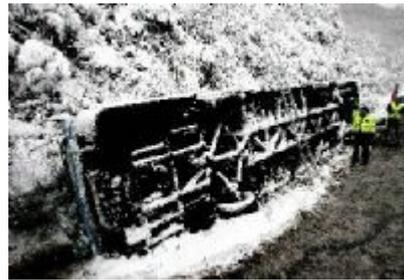
Estadísticamente los accidentes que producen mayor número de víctimas en este tipo de vehículos, son los vuelcos y los impactos frontales [1, 2]. A continuación se presenta una lista de accidentes, debido al vuelco de autobuses o autocares, que justifican la necesidad de seguir estudiando para mejorar la seguridad y estabilidad de dichos vehículos:

➤ En España:

- **28 de marzo de 2005:** El vuelco de un autobús en la A-6, a la altura de Aravaca se salda con una persona muerta, 2 heridos muy graves (los conductores del autobús y del turismo sobre el que volcó) y 34 de carácter leve [3].

- **28 de enero de 2006:** El vuelco de un autobús en el kilómetro 69 de la Autopista del Huerna (AP-66), Asturias dejó un balance de 2 mujeres muertas y otras 13 personas heridas [4].

- **28 de enero de 2006:** 5 muertos y 37 heridos en el vuelco de un autobús del Insero en Villena (Alicante) (Figura 3) [5].



**Figura 3. Autobús volcado en Alicante**

- **5 de Abril de 2006:** El vuelco de un autocar en la A-1 causó un muerto y 37 heridos colapsando el tráfico en Madrid (Figura 4) [6].



**Figura 4. Vuelco de un autobús en Madrid**

- **9 de julio de 2006:** 6 jóvenes heridos graves y 3 leves como consecuencia del vuelco del autobús en el que viajaban por la autopista AP-15 a la altura de la localidad Navarra de Olite (kilómetro 41) [7].

- **13 de agosto de 2007:** 5 personas fallecidas en el vuelco de un autobús que circulaba por la autovía A-4 a la altura Lopera (Jaén) y otras 47 resultaron heridas de diversa consideración(Figura 5) [8].



**Figura 5. Vuelco de un autobús en Jaén**



➤ En el resto del mundo:

- **14 de enero de 1997:** El vuelco de un autobús, y posterior caída al río, en El Cairo (Egipto) deja un total de 38 muertos y 29 heridos [9].

- **23 de enero de 1997:** 9 muertos y 50 heridos tras el vuelco de un autobús privado en Nandanpukur (India) [9].

- **4 de noviembre de 2004:** 17 muertos y 36 heridos debido al vuelco de un ómnibus por exceso de velocidad en una ruta de los Andes, cerca de la localidad de Espinar, 680 kilómetros al sudeste de Lima [10].

- **13 de Junio de 2005:** 11 personas murieron y 34 resultaron heridas, once de ellas de gravedad, al volcar un autobús de línea a la altura de la localidad de Ain Toto, a 140 kilómetros al este de Rabat [11].

- **18 abril de 2006:** Vuelco de un autobús turístico en el este de Méjico que tuvo como consecuencia 57 muertos [12].

- **13 de enero de 2007:** 11 personas muertas y 39 heridas a causa del vuelco de un autobús de pasajeros en el municipio de Tuxtepec (Méjico) [13].

- **24 de mayo de 2007:** El vuelco de un autobús en Cuba dejó un saldo de 31 heridos en una carretera de la autopista nacional [14].

- **17 de octubre de 2007:** 7 muertos y más de 50 heridos a consecuencia del vuelco de un autobús en una carretera en el occidente de El Salvador (kilómetro 52 de la carretera a la ciudad de Santa Ana) [15].

- **16 de noviembre de 2007:** 9 muertos y 37 heridos al volcar un autobús al norte de Perú cayendo posteriormente por un abismo de cien metros [16].

Atendiendo al número de accidentes de autobús y víctimas de los mismos durante los últimos años, tal y como muestra la Tabla 1, la tendencia del número de víctimas es decreciente, con la excepción del 2003, lo que deja patente la concienciación de la sociedad y la toma de medidas para reducir el número de accidentes de autobús y autocar [17]. Sin embargo, hay que seguir

trabajando e incorporando los equipos necesarios para minimizar al máximo el número de accidentes y de heridos.

**Tabla 1. Número de accidentes de autobús, muertos y heridos cada año en España**

Año	Accidentes	Muertos	Heridos graves	Heridos leves
2000	459	44	112	710
2001	495	47	102	684
2002	474	14	105	754
2003	494	24	174	856
2004	437	4	53	528

**Fuente: DGT**

Analizando las estadísticas relacionadas con accidentes de autobús [18], plasmadas en la Tabla 2, se observa que los autobuses se vieron implicados en un total de 2008 accidentes con víctimas, produciéndose el 76% de ellos en zona urbana. A consecuencia de estos accidentes fallecieron 100 personas, de las cuales 35 eran ocupantes de ese tipo de vehículo (35%).

**Tabla 2. Víctimas de accidentes de autobús (año 2006)**

Accidentes con víctimas	AUTOBUSES		%	Muertos terceros	AUTOBUSES		%
	AUTOBUSES	%			AUTOBUSES	%	
Carretera	480	24%		Carretera	50	77%	
Zona Urbana	1.528	76%		Zona Urbana	15	23%	
<b>Total</b>	<b>2.008</b>	<b>100%</b>		<b>Total</b>	<b>65</b>	<b>100%</b>	
<b>Muertos total</b>							
Carretera	84	84%		<b>% de muertos terceros sobre el total de muertos en accidentes con un autobús implicado</b>			
Zona Urbana	16	16%					
<b>Total</b>	<b>100</b>	<b>100%</b>					
<b>Muertos ocupantes</b>							
Carretera	34	97%		<b>AUTOBUSES %</b>			
Zona Urbana	1	3%					
<b>Total</b>	<b>35</b>	<b>100%</b>					
Carretera				Carretera	60%		
Zona Urbana				Zona Urbana	94%		
<b>Total</b>				<b>Total</b>	<b>65%</b>		

En comparación con el resto de países, tal y como se puede observar en la Tabla 3, España es el tercer país con mayor porcentaje de muertos en autocar, con respecto a los muertos totales de Europa, por detrás del Reino Unido, y Austria [17]. Ajustando la estadística por kilómetros recorridos España sigue mostrando las peores cifras. Esto justifica la necesidad de invertir tiempo y medios materiales para intentar disminuir estas cifras lo máximo posible.



Tabla 3. Porcentaje de muertos en autocar sobre muertos totales en cada país (1994-2004)

<b>País</b>	<b>% muertos en autocar sobre muertos totales</b>
Reino Unido	1,29
Austria	0,97
España	0,66
Grecia	0,62
Suecia	0,57
Bélgica	0,55
Portugal	0,52
Dinamarca	0,51
Finlandia	0,46
Italia	0,35
Irlanda	0,34
Francia	0,26
Holanda	0,15
Luxemburgo	0,15

Fuente: CARE. Periodo 1994-2004.

Cabe comentar que la flota de autobuses española (que consta de 60.000 unidades aproximadamente) está envejecida, teniendo más de 15 años el 25% de estos vehículos y siendo la media de antigüedad de los autobuses 9,4 años, frente a los 8,4 años de los turismos [17]. Por ello el RACC, consideró que sería beneficioso que se impulse un “plan prever” para que se acelere la renovación de la flota para adaptarse a los nuevos avances en seguridad y a las normativas vigentes.

Esta disminución progresiva del número de accidentes de autobús, y de víctimas de dichos accidentes, ha sido debida al estudio y análisis de los principales factores que influían en los mismos, así como de la modificación de la reglamentación vigente e inclusión de elementos de seguridad como el cinturón. Con el fin de continuar disminuyendo el número de accidentes, así como aumentar la maniobrabilidad del vehículo, hay que seguir incluyendo en los vehículos los elementos de seguridad activa y pasiva necesarios para ello.

Entre las posibles causas de accidente está la influencia de esfuerzos laterales que pueden provocar el vuelco o el derrape del vehículo. Una manera de aumentar la seguridad es garantizar en todo momento el contacto entre los neumáticos del vehículo y la vía, evitando de esta forma el vuelco del mismo. Para aumentar el grado de contacto entre los neumáticos y el suelo se puede introducir en el vehículo un sistema de control de balanceo.



Gracias al desarrollo de los sistemas de control de balanceo se consigue aumentar la estabilidad de los vehículos previniéndolos de un posible vuelco. Estos sistemas se basan en unas barras estabilizadoras activas, situadas en cada eje del vehículo, que en función de unas señales de entrada, generan unos momentos en dichos ejes, introduciendo unos esfuerzos en la estructura del autobús, influyendo, de esta forma, en su comportamiento [19].

Es importante determinar el comportamiento del vehículo frente a diferentes maniobras para poder comprobar el grado de mejora en la seguridad al incluir nuevos elementos, tales como los sistemas de control de balanceo. Esto es bastante costoso, ya que los ensayos suelen ser de carácter destructivo, lo que implica la necesidad de trabajar con métodos para la simulación del comportamiento del vehículo frente a diferentes maniobras, buscando obtener un modelo que resulte válido y posteriormente verificarlo mediante el respectivo ensayo.

## **1.2 OBJETIVOS**

El objetivo principal de este proyecto fin de carrera es comparar el comportamiento de la estructura de un autobús urbano convencional, con el de un autobús urbano equipado con un sistema de control de balanceo, mientras ejecuta una maniobra. De esta forma se observará la influencia que tiene la introducción de un sistema de control activo, ya que, mediante dicho sistema de control, se van a introducir esfuerzos en la estructura del vehículo.

Teniendo los dos casos, el del autobús convencional y el del autobús equipado con el sistema de control de balanceo, se estudiarán las tensiones que se generan en los diferentes elementos de la estructura y los desplazamientos máximos y mínimos alcanzados por diversos puntos de la misma en ambos casos.

## **1.3 ESTRUCTURA DEL PROYECTO**

El presente proyecto se estructura en 7 capítulos cuyos contenidos se detallan a continuación:

- *Capítulo 1: Introducción.* En este capítulo se realiza una introducción de por qué es necesario mejorar el comportamiento a vuelco de los autobuses mostrando datos



estadísticos de accidentes en este tipo de vehículos. También se muestran los objetivos del presente proyecto.

- *Capítulo 2: Estado del arte.* Este capítulo sirve para ilustrar los campos de investigación abiertos en torno al sector de transporte de pasajeros por carretera, así como para hacer una breve descripción de los pasos que se han ido dando con el fin de mejorar los sistemas de control de balanceo, para obtener una mayor estabilidad y disminuir la aceleración lateral.

- *Capítulo 3: Elementos de un autobús.* En dicho capítulo se describen los tipos de chasis más utilizados en los autobuses, así como la suspensión de los mismos. Se presta especial atención a la clasificación de los diferentes tipos de suspensión. También se describe el funcionamiento de las barras estabilizadoras y se incluye una descripción de los sistemas de control de balanceo y su funcionamiento.

- *Capítulo 4: Modelo matemático del comportamiento lateral de un autobús.* La función de este capítulo es describir el modelo de vehículo utilizado en este proyecto para la realización de las simulaciones, es decir, el sistema de ecuaciones mediante los que se obtienen los desplazamientos en función de algunas variables, tales como la velocidad y los parámetros propios de la estructura del vehículo. También se hará una breve introducción del cálculo de transferencia de carga y de la importancia de este parámetro. Se analizarán las diversas gráficas obtenidas, pudiéndose comparar los casos del vehículo sin sistema de control y del vehículo controlado (observando las mejoras que aporta el sistema de control).

- *Capítulo 5: Modelo de elementos finitos de la estructura de un autobús.* En este capítulo se describe el programa de elementos finitos utilizado (ANSYS LS-DYNA) para estudiar el comportamiento de la estructura de un autobús sin sistema de control y el de uno equipado con un sistema de control activo de balanceo. También se explicará el modelado (elemento finito utilizado, propiedades del material, geometría, aplicación de las cargas, etc.) y adaptación de las características del autobús a dicho programa.

- *Capítulo 6: Simulación y resultados.* Se estudiarán en este capítulo los resultados de la simulación, mediante la técnica de elementos finitos, para analizar el comportamiento de la estructura frente a una maniobra consistente en un cambio brusco de carril, mediante el programa ANSYS LS-DYNA. Se describirán las diferencias entre el modelo controlado y



el modelo sin controlar en cuanto a tensiones, desplazamientos, etc. que aparecen en la estructura.

- *Capítulo 7: Conclusiones y futuros trabajos.* En dicho capítulo se exponen las conclusiones extraídas tras realizar el análisis de los resultados obtenidos. También se incluyen las futuras actividades que puedan realizarse para mejorar la seguridad de los medios de transporte.



---

***CAPÍTULO 2:***  
***ESTADO DEL ARTE***

---



## **2.1 INTRODUCCIÓN**

El sector del transporte está en continuo desarrollo debido a la necesidad de obtener mejoras en el diseño de los mismos, cumplir nuevas normativas o hacer el producto más competitivo. En la actualidad hay varias líneas de investigación abiertas en torno al sector del transporte de pasajeros por carretera. Entre los campos más importantes en los que se está trabajando se pueden destacar los siguientes:

- Reducción de consumos y emisiones.
- Incremento del confort.
- Optimización de las estructuras.
- Mejora de la seguridad.

La reducción del consumo y de las emisiones pasa, principalmente, por mejorar el cuerpo de la estructura del vehículo. Fundamentalmente se pretende aligerar la estructura del vehículo teniendo en cuenta ciertas restricciones, como pueden ser la resistencia, la rigidez y la capacidad de deformación de la estructura. También es posible aplicar ciertas modificaciones aplicando nuevas tecnologías para las uniones [20].

Cabe destacar la importancia de la aerodinámica del vehículo en cuanto a la reducción de consumos y emisiones. Este problema es abordado fundamentalmente por los fabricantes de carrocerías, que se encargan de dar la forma final al vehículo, tratando de que la carrocería tenga los coeficientes aerodinámicos más reducidos posibles y, por lo tanto, puedan conseguir una velocidad mayor con un menor consumo.

Para reducir las emisiones contaminantes se hace necesario utilizar combustibles con una presencia lo más reducida posible de azufre con el fin de obtener una reducción de las partículas emitidas en los gases de escape.

El consumo se puede disminuir gracias a la mejora el rendimiento de las transmisiones, ya que pueden producirse pérdidas de energía que obliguen a necesitar un mayor aporte energético para el mismo resultado motriz. Entre las soluciones adoptadas se encuentran la utilización de rodamientos de bajo coeficiente de rozamiento en vez de casquillos, el diseño de cajas de cambio continuas que permitan que el régimen del motor se transmita en todo momento a las ruedas (evitando además el cabeceo del vehículo al realizar el cambio de marcha) [20].



Para mejorar el confort de los pasajeros es fundamental reducir la transmisión de las vibraciones procedentes del motor al habitáculo. También la rigidez de la carrocería juega un importante papel en cuanto al confort, ya que a través de la estructura del vehículo se transmiten las vibraciones procedentes de la carretera. Para su estudio se aplican técnicas algorítmicas que posibilitan optimizar la carrocería del autobús para disminuir las vibraciones transmitidas al habitáculo [20].

En lo que respecta a la optimización de estructuras, se pretende conseguir una disminución del peso de la misma, asegurando que soporta las tensiones que van a ser generadas debido a la realización de las maniobras necesarias, y que los desplazamientos de la misma estén dentro de unos límites admisibles.

Entre los principales campos en los que se está trabajando también se encuentra la mejora de la seguridad de los vehículos. Dentro de la mejora de seguridad de los vehículos, se estudian aspectos tales como, la importancia de la reducción de la aceleración lateral a la que se ven sometidos los vehículos en las curvas, los sistemas que ayudan a mejorar la frenada (como son los sistemas electrónicos de frenado), los sistemas orientados a evitar el vuelco del vehículo (como pueden ser los sistemas de control de balanceo), modificaciones en la estructura del vehículo para que se deforme de manera controlada ante una colisión, etc.

## **2.2 SISTEMAS ACTIVOS PARA LA MEJORA DE LA SEGURIDAD**

Las primeras investigaciones sobre sistemas activos para mejorar la seguridad se realizaron en los años ochenta y se estaban fundamentalmente dirigidas a la industria ferroviaria. Se averiguó que el factor limitador de la velocidad del tren era la aceleración lateral sufrida por los pasajeros, ya que para mantener un nivel aceptable de confort esta no debía superar los 0,1g [21]. Por ello se resaltó la necesidad de que los trenes se inclinasen hacia el interior de las curvas.

En el año 1983 Goodall y Kortüm revisaron el estado del arte sobre el control activo de vehículos terrestres [22]. En algunos países como Suecia, Gran Bretaña, Inglaterra, Italia, Alemania y Japón, ya se habían probado prototipos de trenes con un control activo de inclinación, consistente en unos actuadores situados entre las ruedas y el cuerpo del vehículo,



que inclinaban el vehículo hacia dentro de las curvas consiguiendo aceleraciones laterales percibidas de menos de 0,1g hasta velocidades de 25 km/h.

Debido a las grandes diferencias entre los trenes y los vehículos pesados, se vio la necesidad de realizar un estudio similar para el caso de estos últimos. Entre las diferencias fundamentales cabe destacar que el tren se mueve en un recorrido fijado y pueden ser preprogramados o avisados por el primer vagón, mientras que los vehículos de carretera se enfrentan a imprevistos ante los que hay que realizar maniobras de emergencia.

Un concepto importante en estos estudios realizados, especialmente en vehículos con un alto centro de gravedad, es el movimiento de balanceo. El balanceo se define como la rotación en torno al eje longitudinal del vehículo. Este movimiento se produce cuando el coche experimenta una fuerza lateral. Se produce un mayor balanceo cuando dicha fuerza y la distancia entre el centro de gravedad y el eje de balanceo sean mayores. El eje de balanceo viene determinado por el punto de articulación de las suspensiones, produciéndose un mayor balanceo en vehículos con un centro de gravedad más alto (más alejado del eje de balanceo). La fuerza lateral depende del radio de la curva tomada por el vehículo y de la velocidad.

Históricamente uno de los primeros vehículos de carretera en los que se incluyó un sistema de control de balanceo fue un triciclo desarrollado en el Instituto Tecnológico de Massachussets (MIT) en 1968 [23]. Su funcionamiento consistía en utilizar un sistema de retroalimentación basado en un péndulo que enviaba una señal a una servoválvula hidráulica que actuaba desde el eje trasero sobre el cuerpo del vehículo. Los resultados de este prototipo no fueron del todo satisfactorios ya que sufría aceleraciones angulares algo elevadas, debido a la falta de actuadores suficientemente rápidos.

La casa General Motors diseñó, en los años setenta, un vehículo similar denominado “*the learn machine*” [21], en el que, esta vez, el conductor era el encargado de controlar la inclinación del vehículo mediante un pedal, en lugar de poseer un control automático.

Entonces se centraron los estudios en disminuir la inclinación excesiva del cuerpo del vehículo, que se producía por la aceleración lateral generada en las curvas, ya que se generaba una pérdida de tracción en las ruedas, y por lo tanto del control, además de incrementar el estrés y la fatiga en el conductor [24]. Desde los años setenta la investigación sobre el control de balanceo se centró en el control de balanceo de la masa suspendida.



Uno de los primeros autores encargado de investigar la utilización de reguladores de carga para reducir los movimientos de balanceo, de baja frecuencia, en los automóviles fue Kamopp [25]. Tras sus estudios averiguó que los controles PID (proporcional integral derivativo), es decir, los sistemas de control de estructura fija por realimentación, eran muy útiles para reducir considerablemente el movimiento producido por la aceleración del vehículo en las curvas y frenadas.

Pham centró su investigación en comprobar si era posible controlar un automóvil en giros cuasiestáticos [26]. El modelo que eligió fue de tres grados de libertad, permitiendo el balanceo de la masa suspendida, el cabeceo y el deslizamiento lateral, centrandolo el controlador en la señal de aceleración lateral. Tras la investigación Phalm concluyó que era posible elegir las ganancias de retroalimentación de forma que el vehículo se comportase como si tuviese una suspensión pasiva, que se mantuviese vertical, o que se inclinase hacia el interior en las curvas.

Por su parte Cech se centró en el desarrollo de un sistema de actuadores hidráulicos de alta y baja frecuencia dispuestos en serie para controlar a la vez el ángulo de balanceo y el movimiento vertical de un modelo de medio vehículo de dos grados de libertad [27]. Finalmente dedujo que un sistema de suspensión adaptativa podía eliminar la excesiva inclinación del vehículo.

Sharp y Hassan redactaron un informe sobre un sistema utilizado para reducir los movimientos de balanceo y cabeceo en curvas [28]. Dicho sistema estaba formado por actuadores hidráulicos rotativos de baja frecuencia y amortiguadores semiactivos. Los actuadores hidráulicos estaban incorporados a barras de torsión, de tal forma que respondían ante la aceleración lateral sufrida por el vehículo, generando un momento que contrarrestaba la inclinación.

También los investigadores Lang y Waltz estudiaron un sistema en el que los momentos generados por los actuadores los decidía un controlador PID según la aceleración lateral [29]. Los resultados fueron satisfactorios y recomendaron un ancho de banda de 20 Hz en el actuador.

Sharp y Pan estudiaron por su parte las limitaciones de los actuadores activos de balanceo en automóviles [30 y 31]. Las conclusiones obtenidas fueron que un ancho de banda de 10 Hz en los actuadores era suficiente, siempre que la servoválvula estuviese bien dimensionada, y que los picos de potencia utilizada por los actuadores eran de 2,5 kW dependiendo en gran medida de la señal proveniente del giro del volante.



Dorling, junto a otros investigadores, utilizaron un sistema de simulación basado en dominio temporal con un modelo de cinco grados de libertad no lineal, para investigar el comportamiento de un sistema activo de control de balanceo en un automóvil [32]. El mecanismo consistía en actuadores hidráulicos incorporados a barras de torsión para reducir la inclinación de la masa suspendida en función de la señal recibida de aceleración lateral. Se tuvo que incluir en la señal de entrada una ganancia según los cambios producidos por la velocidad longitudinal.

Mercedes Benz también desarrolló un sistema de control de balanceo, en un vehículo no articulado de dos ejes, que utilizaba muelles neumáticos y amortiguadores de dureza variable [33]. En los resultados consiguieron reducir la inclinación del vehículo entre un 30% y un 50%.

Kusahara utilizó un sistema parecido, sólo que con sensores de velocidad de giro de las ruedas y del volante, además de incluir una ganancia según el estado de carga del vehículo (medido por sensores situados en la suspensión) [24]. Este sistema podía desactivarse en conducción recta para obtener mejores prestaciones y, combinado con un sistema de giro en las ruedas traseras, mejoraba el control direccional del vehículo.

También se realizó un estudio llevado a cabo por Dorling [34 y 35] sobre cómo controlar de forma simultánea el balanceo, movimiento vertical, giro y cabeceo de un vehículo no articulado equipado con un sistema de suspensión activa. La conclusión fue que el balanceo se podía controlar de forma independiente de los demás grados de libertad.

Dunwoody y Froese estudiaron los beneficios del uso de sistemas activos de control de balanceo sobre la estabilidad de un semi-trailer mediante una simulación en la que se integraba un actuador eléctrico rotativo en la quinta rueda, capaz de girar según el eje longitudinal, y otros actuadores lineales hidráulicos situados en los ejes del remolque [36]. El modelo usado era un plano capaz de inclinarse, con las características del vehículo. Se produjo un aumento del umbral de vuelco del modelo de entre un 20% y un 30%, en función de las condiciones de carga.

Lin estudió cómo reducir la aceleración lateral total de la carga en respuesta a los giros en un camión no articulado mediante un modelo de cuatro grados de libertad (giro, desplazamiento lateral, balanceo de la masa suspendida y balanceo de la masa no suspendida) [37, 38 y 39]. El espectro de la señal de entrada se derivó de los movimientos de baja frecuencia necesarios para la conducción normal, así como de los movimientos de frecuencias más altas precisos para



realizar los cambios de carril. Mediante este espectro se realizó el diseño de un controlador que regulaba la transferencia de carga, consiguiendo que el vehículo se inclinase hacia el interior en las curvas. El nivel de aceleración lateral en el que empezaban a despegarse del suelo las ruedas se incrementó en un 66% y la transferencia de carga se redujo en un 34%. Asimismo se diseñó un controlador PID basado en una señal retroalimentada procedente de la posición del centro instantáneo de rotación del vehículo. La reducción de la transferencia de carga con este controlador era menor, pero la instrumentación era mucho más simple. También se comprobó que siendo el ancho de banda de los actuadores de 3 Hz se conseguían resultados satisfactorios, y a partir de 6 Hz, la mejora no era notable. La potencia máxima necesaria era de 17 kW en el peor de los casos.

Algunos autores han estudiado la forma de influir sobre el manejo de un vehículo a través de suspensiones activas y de sistemas de control de balanceo, de tal forma que se regule la distribución de momentos. Para entender completamente estos estudios cabe mencionar que la rigidez torsional de cada eje del vehículo proporciona una idea general sobre la distribución de momentos a ejercer por los actuadores del sistema de control de balanceo. En el caso de un vehículo rígido, los ejes en los que la suspensión sea más dura recibirán un mayor porcentaje de la transferencia de carga [40 y 41].

Abe propuso una ley según la cual la actuación combinada de los actuadores de los ejes delantero y trasero, controla tanto la inclinación de la masa no suspendida como, mediante un calibrado especial, la estabilidad del vehículo [42].

Williams y Haddad realizaron una investigación sobre el potencial del uso de una suspensión activa para influir en la dinámica del automóvil variando la distribución del momento de balanceo [43]. El modelo utilizado poseía dos grados de libertad (deslizamiento lateral y giro) con neumáticos de comportamiento cuadrático respecto de la carga normal. Los resultados arrojados por la simulación demostraron que se puede utilizar este tipo de sistemas para reducir el subviraje y mejorar el comportamiento en giro del vehículo, pudiendo llegar a convertirlo incluso en sobrevirador.

Finalmente Hwang y Park desarrollaron un control basado en un algoritmo predictivo para evitar el retraso inherente a la respuesta de los actuadores, con el fin de controlar, tanto la actuación lateral del sistema, como la longitudinal [44]. Las simulaciones en un sistema no lineal de múltiples grados de libertad demostraron que, mediante esta estrategia de control, se conseguía reducir el balanceo del vehículo y se mejoraba notablemente su maniobrabilidad.



Algunos investigadores como Palkovics se encargaron del estudio de otros sistemas alternativos para aumentar la estabilidad del vehículo y evitar el vuelco [45 y 46]. La idea fue reprogramar el sistema electrónico de frenado en un camión no articulado para, aplicar regularmente un esfuerzo de frenada a cada rueda y monitorizar la respuesta. Con este sistema se podía conocer el estado de carga de cada rueda y bloquear momentáneamente la rueda exterior del eje, provocando un deslizamiento lateral de este, reduciendo la fuerza lateral en el neumático. El prototipo construido servía para demostrar que se podía evitar el vuelco en maniobras bruscas de cambio de carril sin la necesidad de incluir ningún tipo de actuadores y con un consumo energético mínimo. Ahora bien, al actuar el sistema, se producía una variación de la trayectoria del vehículo, por lo que el control del mismo en maniobras de emergencia se veía seriamente perjudicado. El sistema tampoco aportaba ninguna seguridad adicional en maniobras de cambio de dirección. Por todo ello, este tipo de sistemas para mejorar la estabilidad, en la práctica, no son demasiado útiles, ya que lo que se pretende es aumentar la estabilidad y la seguridad sin que ello afecte a la trayectoria del vehículo.



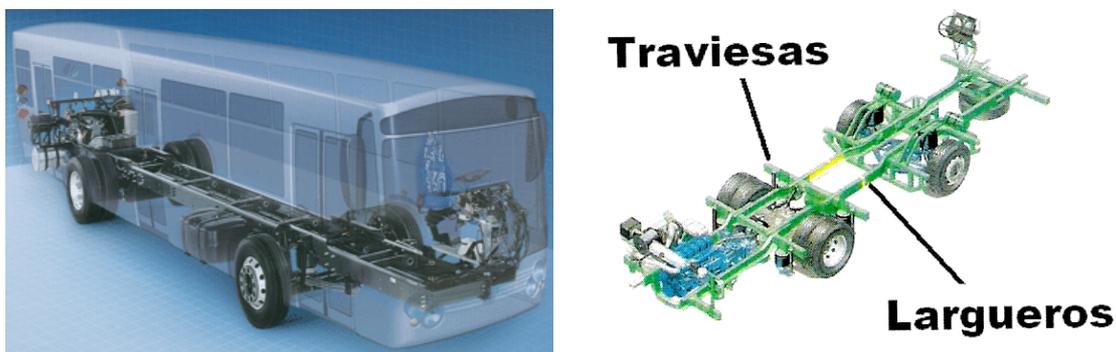
---

***CAPÍTULO 3:***  
***ELEMENTOS DE UN AUTOBÚS***

---

### **3.1 ESTRUCTURA DEL AUTOBÚS**

La estructura del vehículo se denomina técnicamente bastidor o chasis. El bastidor del vehículo es el esqueleto sobre el que se apoyan y relacionan todos los elementos del vehículo. El bastidor de los autobuses y otros vehículos pesados [47] está formado por dos vigas dispuestas longitudinalmente, denominados largueros, que se encuentran unidas por vigas colocadas transversalmente, denominadas traviesas, formando una estructura rígida como la que muestra la Figura 6. Este tipo de estructuras se denominan estructuras tipo escalera.



**Figura 6. Bastidor de autobús**

Los largueros suelen ser vigas de sección en I que se caracterizan por poseer una buena rigidez a flexión. Las traviesas sin embargo, se suelen fabricar con secciones rectangulares de pared delgada, ya que este tipo de sección es la más eficiente para obtener una buena combinación de rigidez a torsión y a flexión.

Prestando atención a la forma de asociar las ruedas al chasis cabe mencionar que el elemento que soporta las ruedas se conecta a la carrocería mediante un mecanismo elástico, de tal forma que el movimiento relativo de las ruedas y la carrocería está permitido. Normalmente se utilizan dos configuraciones, el eje de carga transversal con una rueda en cada extremo o un mecanismo trapecoidal independiente por cada rueda.

Con el fin de absorber mejor las irregularidades del terreno se tiende a aligerar lo máximo posible las partes del vehículo anteriormente mencionadas, que corresponden al mecanismo de suspensión, tales como, los neumáticos, los mecanismos de montaje de las ruedas, los frenos y los ejes o mecanismos de carga.



El bastidor forma, junto con la superestructura y el piso, la estructura del autobús. La superestructura se compone de perfiles, típicamente de sección rectangular de espesor delgado, y chapas. Los perfiles poseen esa sección ya que es la que se considera idónea para soportar elementos y proteger a los pasajeros del vuelco y otras acciones externas. El piso del autobús se encuentra unido al bastidor y a la superestructura y soporta, entre otras cargas, la de los pasajeros.

La superestructura se puede subdividir en varias zonas. Zona delantera, zona trasera, zona del costado derecho (visto desde el puesto de conducción), zona del costado izquierdo (visto desde el puesto de conducción), zona trasera y techo.

Se suele denominar carrocería al conjunto formado por bastidor y superestructura. La estructura de los autobuses puede diseñarse atendiendo a tres posibles diseños: bastidor y superestructura, estructura semiportante y estructura autoportante.

En el primer diseño de la carrocería (bastidor y chasis), los elementos mecánicos se fijan al bastidor, por lo que este debe tener suficiente rigidez para soportar toda la carga del vehículo en las condiciones impuestas por la circulación. El bastidor es de elevada resistencia y está formado por una celosía de vigas. Como el piso se sitúa sobre el bastidor, es preciso colocar escalones de acceso para los pasajeros del autobús. También es necesario situar una bodega en la zona inferior de la carrocería, cercana al piso, para transportar el equipaje de los pasajeros. Este tipo de diseños suele ser el elegido en autocares de largo recorrido y vehículos de transporte de mercancías debido a que por las condiciones de carga es necesario un bastidor de elevada resistencia, formado por largueros de sección transversal en U, para soportar elevadas cargas.

En una estructura semiportante la rigidez del autobús es aportada por el bastidor y por la superestructura, por ello, a diferencia del diseño anterior, los perfiles que componen el bastidor son de menor tamaño, y la superestructura contribuye a la rigidez del conjunto. Este tipo de estructura tiene como fundamento la intención de repartir la resistencia en un mayor número de perfiles para así disminuir las dimensiones de los perfiles que componen el bastidor.

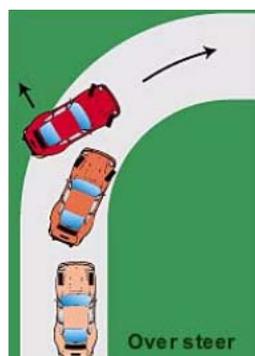
Si la estructura es de tipo autoportante, los perfiles del autobús aportarán rigidez al conjunto, por lo que no tiene sentido distinguir entre superestructura y bastidor. En este tipo de diseños el bastidor es de menor dimensión que en los anteriores. Con este diseño la altura del piso al suelo es menor.

### **3.2 SISTEMA DE SUSPENSIÓN**

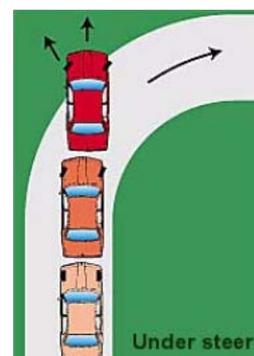
El sistema de suspensión de un vehículo es el conjunto de elementos destinados a absorber las irregularidades del terreno por el que circula, de forma que se asegure en todo momento el contacto entre el neumático y la carretera. Las irregularidades del terreno se transmiten de forma directa a las ruedas, estas están en contacto directo con la suspensión, que actúa entre las ruedas y el chasis disminuyendo el efecto de las irregularidades para evitar que sean apreciadas en la medida de lo posible por los pasajeros. De esta forma se aumenta la estabilidad del vehículo y el control del mismo. Esto es debido a que, al disminuir el contacto entre las ruedas y el terreno, disminuye la capacidad de control, y por lo tanto, la seguridad. La suspensión también es la responsable de que el nivel de confort y seguridad de los pasajeros sea el adecuado, reduciendo en la medida de lo posible los movimientos bruscos y las aceleraciones a las que se ven sometidos. Su correcto funcionamiento es fundamental para la protección de la carga, pasajeros y de las piezas del vehículo.

Un buen sistema de suspensión debe ser elástico de tal forma que absorba las irregularidades del terreno evitando así golpes secos. Las irregularidades pequeñas son absorbidas gracias a la elasticidad de los neumáticos, mientras que las irregularidades mayores las absorben los elementos elásticos del sistema de suspensión. Es importante que no se produzca un balanceo excesivo de la suspensión, por lo que los amortiguadores se encargan de limitar las oscilaciones del movimiento de los elementos elásticos y disminuir las oscilaciones hasta eliminarlas de forma rápida.

Por todo ello se deduce que el comportamiento del vehículo viene determinado en gran medida por el tipo de suspensión que lleve y de su correcto reglaje, mediante el cual se puede variar la característica del coche [48], siendo sobrevirador (Figura 7) o subvirador (Figura 8).



**Figura 7. Vehículo sobrevirador**



**Figura 8. Vehículo subvirador**



A la hora de hablar de la suspensión es importante distinguir que el peso del vehículo se descompone fundamentalmente en dos partes, la masa suspendida (integrada por todos los elementos cuyo peso es soportado por el bastidor o chasis) y la masa no suspendida (el resto de elementos como las llantas, sistemas de freno...). El sistema de suspensión es el encargado de enlazar ambas masas.

El sistema de suspensión se compone típicamente de diversos elementos, tales como, muelles helicoidales, ballestas, barras de torsión, amortiguadores, casquillos, etc. En el caso de los autobuses la suspensión es neumática, por lo que, además de los elementos anteriormente mencionados, cabe destacar otros elementos fundamentales como los fuelles neumáticos (también llamados diapreses o bolsas de aire), el circuito de alimentación, las válvulas de nivel, los mandos de control de altura del vehículo y el correspondiente circuito neumático para interconectar los diversos elementos. Por el circuito circula aire comprimido, cobrando especial importancia el hecho de que todos los elementos que forman parte del sistema neumático de suspensión estén conectados de forma correcta, de tal modo que no se produzcan pérdidas y asegurar, de esta forma, el buen funcionamiento de la suspensión.

### **3.2.1 Elementos del sistema de suspensión**

Entre los elementos del sistema de suspensión se pueden destacar fundamentalmente tres, los amortiguadores, las barras de torsión y los fuelles neumáticos. Para entender la forma en la que actúa la suspensión cabe resaltar el funcionamiento de los elementos citados.

#### **3.2.1.1 Amortiguadores**

Un amortiguador es un dispositivo que se encuentra colocado, en paralelo con el resorte, entre la masa suspendida del vehículo y el apoyo que produce una resistencia al movimiento mutuo, absorbiendo energía, para disminuir el número de oscilaciones no deseadas de un movimiento periódico, o para absorber la energía que proviene de golpes o impactos [49].

Cuando se tiene un sistema elástico (como la suspensión de un vehículo) y se desplaza con respecto a su posición de equilibrio (como puede ocurrir debido al efecto de irregularidades del terreno), el sistema no vuelve a la posición de equilibrio de forma directa, sino que comienza a oscilar en torno a ella, con oscilaciones de amplitud decreciente, un tiempo determinado. En el caso de un vehículo, la resistencia al movimiento es la resistencia del aire que lo rodea y las

pérdidas internas del material del resorte. Dicha resistencia es muy pequeña, por lo que el sistema podría estar oscilando demasiado tiempo, lo cual no es deseable. Para evitar esto se utilizan los amortiguadores que se encargan de frenar la amplitud, el número de oscilaciones y la frecuencia entre ellas, producidas por los elementos elásticos de la suspensión.

Existen diversos tipos de amortiguadores, de fricción (actualmente en desuso), hidráulicos, de gas, y reológicos.

Los amortiguadores de fricción, similares a los de la Figura 9, basaban su funcionamiento en la disipación de la energía, que se transformaba en calor gracias al rozamiento producido por discos de fricción [48 y 49]. Estaban formados por dos brazos, uno acoplado a la rueda y el otro a la carrocería del vehículo. Estos brazos terminan en unos discos separados mediante un material de fricción y apretados por una pieza de acero templado que funciona como resorte de diafragma. El conjunto se mantenía gracias a la acción de un perno colocado en el centro, que además de dar la opción de regular el apriete del resorte de diafragma, lograba mayor resistencia por fricción al movimiento relativo de los brazos.



**Figura 9. Amortiguador de fricción**

Este tipo de amortiguadores está en desuso debido a sus inconvenientes. Mientras no se superase la fuerza de fricción la suspensión quedaba bloqueada. Cuando se superaba la fuerza de fricción, la fuerza amortiguadora disminuía con la velocidad, en vez de aumentar que era lo deseable. Los amortiguadores de fricción eran de doble acción, esto es, se oponían al movimiento relativo de las ruedas y del vehículo en las dos direcciones (cuando subían y bajaban las ruedas respecto al vehículo), lo que provocaba que se endureciese un tanto la suspensión. Otro de los inconvenientes era el desgaste, ya que las piezas al funcionar por fricción se desgastaban (alterándose su comportamiento) y se tenían que sustituir periódicamente.

Los amortiguadores hidráulicos [49] son los más usados hoy en día en automoción y basan su funcionamiento en la resistencia que ofrece un líquido viscoso al paso por un orificio. En la Figura 10 se puede observar un amortiguador hidráulico genérico.



**Figura 10. Amortiguador hidráulico**

En el esquema básico de funcionamiento de un amortiguador hidráulico, representado en la Figura 11, los aros negros son por donde el amortiguador se ancla a la carrocería por un lado y al soporte de la rueda por el otro, de tal forma que durante el movimiento relativo de las ruedas los aros se acercan y alejan. Cuando esto ocurre el vástago acoplado al cilindro superior, en cuyo extremo hay un pistón, se mueve dentro de un aceite que contiene el otro cilindro herméticamente sellado. Para que se produzca el movimiento del pistón debe haber una transferencia de aceite de un lado del pistón al otro a través de los agujeros practicados en él. Los agujeros son de diámetros diferentes, por lo que el aceite fluye por el de menor diámetro con relativa dificultad mientras que por el de mayor diámetro lo hace libremente. Una válvula de simple acción abre o cierra el orificio grande dependiendo de la dirección del movimiento del vástago, de tal forma que, durante la carrera de compresión la válvula se abre y el vástago baja libremente, mientras que en la de expansión la válvula se cierra y el amortiguador ofrece gran resistencia al movimiento (debido a la dificultad con la que el aceite fluye a través del pequeño agujero). La parte superior está llena de gas, lo que permite que el aceite se contraiga o dilate con los cambios de temperatura (debido a la compresibilidad del gas), además de absorber los pequeños movimientos de las ruedas debido a las pequeñas irregularidades del terreno.

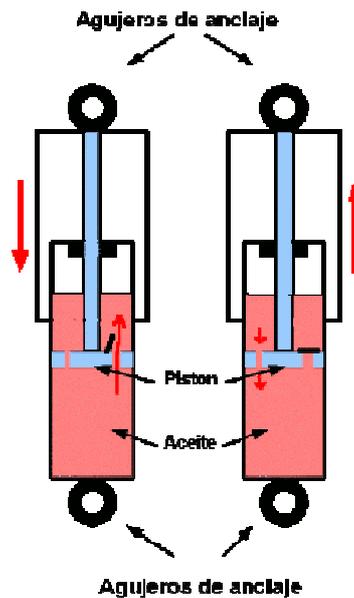


Figura 11. Esquema de un amortiguador hidráulico

Este es el principio básico de operación, pero debido a la constante investigación para encontrar mayores prestaciones y durabilidad, los fabricantes han creado otros tipos de amortiguadores hidráulicos utilizando múltiples cilindros, válvulas múltiples, diferente resistencia al movimiento en ambas direcciones, etc.

Los más extendidos en la actualidad son los de doble tubo, que a su vez se dividen en presurizados (aceite) y no presurizados (aceite y gas). En ellos el cilindro y el pistón se encuentran en el interior de una cámara mayor. El aceite fluye por el cilindro a través del pistón y también a la segunda cámara a través de una válvula situada entre ambas. En algunos casos, sobre todo en las motocicletas, los muelles en espiral están incorporados como conjunto con los amortiguadores. En la Figura 12 se muestran respectivamente un amortiguador con el muelle por separado y un amortiguador con el muelle en espiral incorporado.

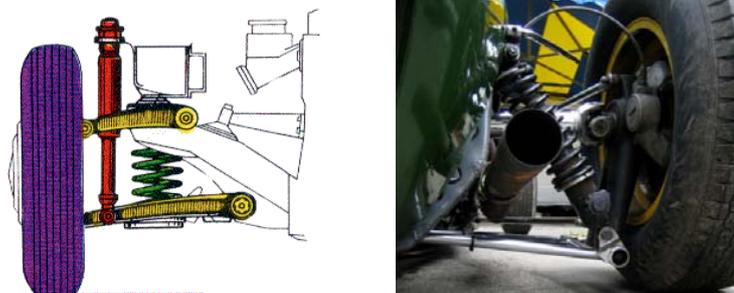


Figura 12. Amortiguadores en rojo, muelles en espiral en verde y amortiguadores con muelles en espiral respectivamente



El funcionamiento de los amortiguadores de gas es similar al de los hidráulicos. Poseen la particularidad de que una cámara en el amortiguador está cargada de nitrógeno con la misión de mantener una presión constante sobre el fluido hidráulico que hay en el amortiguador para evitar la aireación del fluido hidráulico durante los movimientos rápidos de la suspensión [50]. Esto es lo más deseable, ya que de esta forma es más difícil que haya burbujas de aire en el fluido hidráulico. Por ello se utilizan sobre todo en vehículos que vayan a circular a alta velocidad y por caminos de tierra, como pueden ser los utilizados en carreras profesionales como pueden ser los rallyes.

En cuanto a los amortiguadores reológicos cabe destacar que son de viscosidad variable, ya que utilizan un líquido cuya viscosidad se puede modificar a voluntad [51]. Fueron presentados en el salón de Francfort en 1999 y supusieron un nuevo avance en los sistemas de suspensión. La característica fundamental de este tipo de amortiguadores es que el líquido que circula dentro del vástago contiene un 40% de partículas metálicas. En los amortiguadores reológicos el control no se obtiene por medio de electroválvulas, y el rango de variación de la viscosidad es continuo en vez de estar limitado a tres o cuatro valores fijos. Mediante la aplicación de una corriente electromagnética, cuyo valor es fácilmente controlable mediante una centralita electrónica, las partículas se orientan en una disposición similar y convierten el líquido en una sustancia más viscosa de aspecto fibroso endureciendo de esta manera la suspensión. Hay otras versiones en las que reaccionan directamente ante una corriente eléctrica. Esta particularidad permite al conductor ajustar en cada instante la dureza del mecanismo a las exigencias de la carretera.

Este tipo de amortiguadores es un híbrido entre sistemas mecánicos y electrónicos, ya que posee una serie de sensores encargados de detectar la cantidad y contundencia de los rebotes en la suspensión, que posteriormente envían los datos a una centralita. La centralita calcula las necesidades de suspensión en función de los parámetros.

En una carretera sin baches la intervención de la centralita es prácticamente nula, dejando que el fluido actúe por sí mismo, como en cualquier amortiguador convencional, proporcionando una suspensión blanda y suave. Si la carretera es bacheada o con diversas curvas cerradas la centralita aplicará una corriente magnética para que el líquido se espese endureciendo la suspensión y mejorando el agarre de los neumáticos sobre el asfalto



El sistema se llama comercialmente “MagneRide” y se suele instalar en vehículos deportivos y de lujo (tales como el Chevrolet Corvette, el Audi TT, el Cadillac Seville, o el Ferrari 599 GTB) debido a su elevado coste.

Este tipo de amortiguadores poseen una serie de ventajas con respecto a los demás.

- Una de las más notorias es su velocidad de reacción, que puede llegar a ser diez veces más rápida que en un amortiguador convencional.
- Los sensores pueden modificar la fluidez del líquido hasta mil veces por segundo.
- Tienen alta fiabilidad y no requieren mantenimiento.
- Poseen un bajo requerimiento energético, alrededor de 20 watios por cada amortiguador.
- Permiten un control dinámico de todo el automóvil, independiente en cada una de las ruedas.
- Este tipo de amortiguadores son mecánicamente más simples ya que no precisan de válvulas ni electroválvulas.

### **3.2.1.2 Barras de torsión**

Las barras de torsión [49] son barras de acero templado sujetas al bastidor y en contacto indirecto con la rueda, cuya misión es absorber la energía producida por las oscilaciones de las ruedas. La energía es absorbida gracias a que estas barras se tuercen, trabajando a torsión. Suelen tener secciones cilíndricas cuadradas o hexagonales, aunque también hay otros modelos formados por láminas superpuestas trabajando en su conjunto a torsión.

La rueda se encuentra montada en un mecanismo oscilante que pivota en algún punto de unión con la carrocería. Dicha pieza pivotante, para moverse con respecto a la carrocería tiene que torcer una barra de acero templado, la denominada barra de torsión, que se encuentra fija en el otro extremo al bastidor del vehículo, de manera que el peso del automóvil mantiene la barra parcialmente torcida. Cuando hay irregularidades en el terreno o se producen aumentos y disminuciones de carga la barra absorbe los movimientos verticales del neumático torciéndose en mayor o menor medida.

Existen dos disposiciones básicas para las barras de torsión, pueden estar colocadas transversal o longitudinalmente al vehículo. En la Figura 13 se muestran ambas disposiciones para las barras de torsión, primero una barra de torsión situada transversalmente y en segundo lugar una colocada de forma longitudinal.

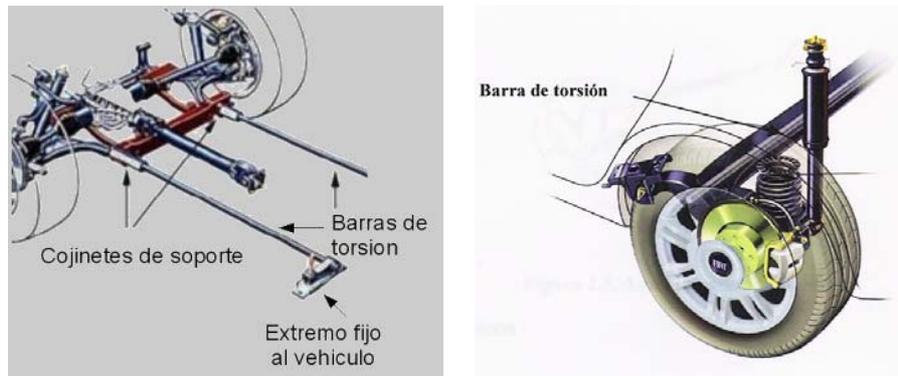


Figura 13. Barras de torsión longitudinal y transversal al vehículo respectivamente

### 3.2.1.3 Fuelles neumáticos o bolsas de aire

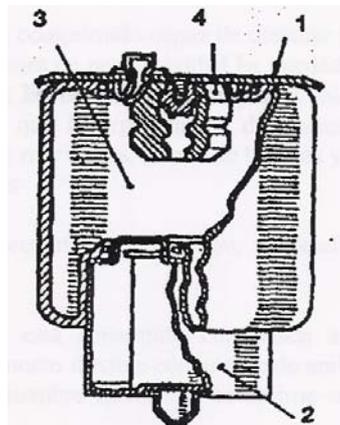
Es el elemento fundamental en la suspensión neumática, que es la utilizada en los autobuses. Son fuelles elastoméricos muy bien aislados, diseñados con placas metálicas de cierre de diseño especial. Los fuelles están fabricados con pliegues de goma reforzada en su interior con fibras de nylon. Las bolsas de aire o fuelles neumáticos [47 y 52] proporcionan una suspensión muy suave y duradera.

Dichos fuelles, mostrados en la Figura 14, poseen una ventaja con respecto al resto de muelles que los hacen especialmente útiles sobre todo en el transporte de mercancías y personas. Esta ventaja es que la presión interior puede ser modificada atendiendo a la carga para mantener la misma altura en el vehículo además de proporcionar prácticamente la misma suavidad de marcha independientemente de la carga que transporte, aprovechando la compresibilidad del aire interior.



**Figura 14. Fuelles neumáticos sin montar y montados**

Estos fuelles, como se puede ver en la Figura 15, constan de una brida, o tensor, superior (1) para que el fuelle pueda ser anclado al soporte existente en el larguero del bastidor, un émbolo hueco (2) en contacto con el movimiento de la rueda, una cavidad completamente estanca (3) formada en el interior del fuelle llena de aire a presión y un muelle de goma hueco (4) para establecer un tope entre el émbolo y la parte interna superior del fuelle.



**Figura 15. Constitución de un fuelle neumático**

Cuando el neumático recibe un golpe debido a las irregularidades del terreno, el émbolo tiende a reducir el volumen interno del fuelle neumático, reducción que viene condicionada por la presión interna del aire. De esta forma al aumentar la carga transportada por el vehículo, los fuelles se comprimen y el sistema aumenta la presión de aire en el interior de los mismos, con lo que la suspensión recupera la altura prefijada.

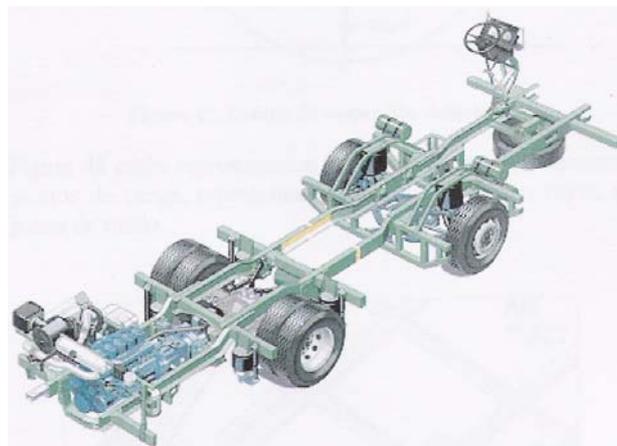


Es importante apreciar que si se tuviese una carga descentrada (como suele ser habitual en el caso de un autobús), la altura del lado sobre el que se encuentre apoyada en mayor medida la carga no varía, trabajando de forma diferente los fuelles neumáticos de cada lado (unos compensando más la carga que los otros).

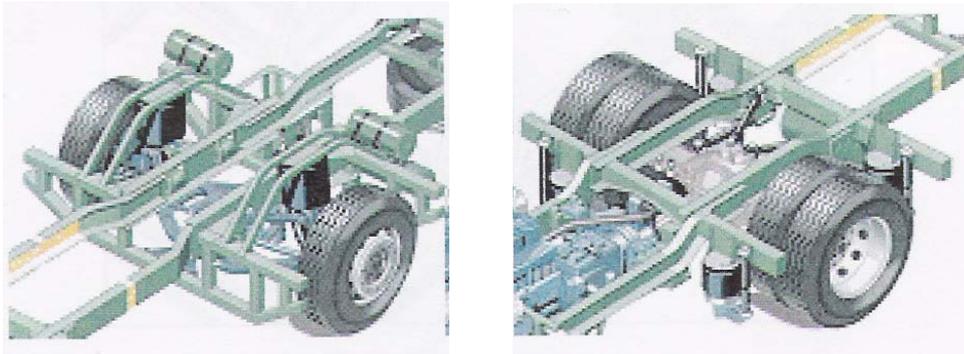
Para que los fuelles neumáticos cumplan su misión es preciso que la suspensión neumática disponga de diversos elementos que permitan controlar de forma constante el aire comprimido del interior de los mismos, de tal forma que se consiga la adaptación de la suspensión a los diferentes estados de carga y a distintos repartos de pesos. Entre estos elementos de la suspensión neumática [1, 47 y 52] cabe destacar la presencia de un circuito de alimentación (encargado de la alimentación de aire comprimido), unas válvulas de nivel (para controlar en todo momento la altura del vehículo dependiendo de la cantidad de aire comprimido de los fuelles), los mandos de control de altura del vehículo (a través de los que se regula la altura del vehículo) y el correspondiente circuito neumático para interconectar los diversos elementos. Este sistema de suspensión es el utilizado en camiones y autobuses.

Atendiendo concretamente al sistema de suspensión neumática de los autobuses [53], que es el tipo de vehículos objeto de este proyecto, se pueden diferenciar la disposición de los elementos del eje delantero y del eje trasero.

En la Figura 16 se representa el chasis genérico de un autobús con detalles del sistema de suspensión de forma que se aprecie su disposición en la estructura. Se ve más claramente el detalle de la suspensión de los ejes delantero y trasero en la Figura 17.



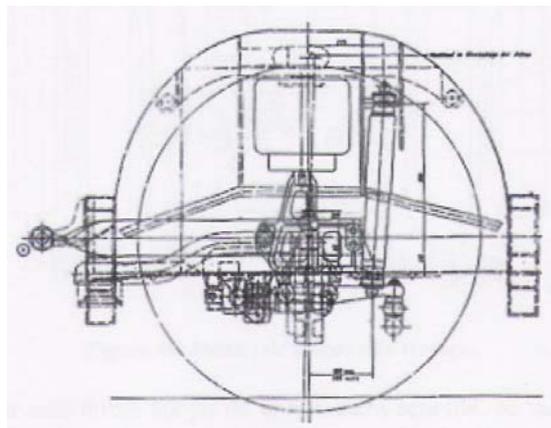
**Figura 16. Suspensión neumática de un autobús**



**Figura 17. Detalle de la suspensión neumática delantera y trasera**

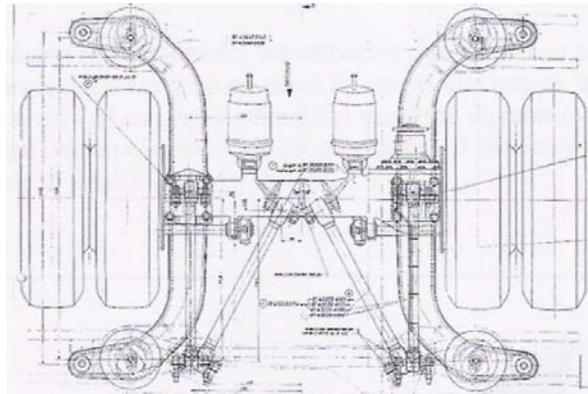
La suspensión delantera y trasera del autobús no son iguales. Analizándolas por separado se tiene lo siguiente:

- Suspensión delantera. El esquema básico de la suspensión delantera, representado en la Figura 18, es similar para todos los autobuses. El buje se encuentra unido al chasis gracias a unos brazos rígidos, que no restringen el movimiento vertical de la rueda, y al conjunto amortiguador más fuelle neumático, el cual cumple la misma función que el muelle en las suspensiones mecánicas. El conjunto amortiguador más fuelle se apoya sobre el puente del paso de rueda delantero, que transmite los esfuerzos que provocan la torsión del chasis.



**Figura 18. Suspensión delantera de un autobús**

- Suspensión trasera. En la Figura 19 se observa el esquema de la suspensión trasera de un autobús, en la cual el apoyo en el chasis es doble (a diferencia de la suspensión delantera). Como en el caso anterior, es el conjunto fuelle neumático y amortiguador el responsable de transmitir los esfuerzos al chasis.



**Figura 19. Suspensión trasera de un autobús**

### **3.2.2 Clasificación de los sistemas de suspensión según el sistema de control**

Se pueden realizar varias clasificaciones de los sistemas de suspensión. Hay dos clasificaciones principales: dependiendo de los elementos de suspensión y dependiendo del sistema de control empleado. La clasificación en función del sistema de control empleado es la que tiene mayor importancia para el estudio a realizar.

Atendiendo al sistema de control utilizado se pueden distinguir varios tipos de suspensión:

#### **3.2.2.1 Suspensión pasiva**

Los sistemas de suspensión que están compuestos únicamente por elementos como muelles helicoidales, ballestas, barras estabilizadoras y de torsión, amortiguadores y por supuesto la unión mediante casquillos o *silentblocks*, se encuadrarían como una suspensión pasiva [54 y 55]. A grandes rasgos se podrían describir como sistemas de muelle-amortiguador. Poseen la ventaja de un coste menor que los demás, sin embargo poseen un gran inconveniente, el logro de un compromiso entre seguridad y confort.

Por un lado el sistema de suspensión debe ser flexible para absorber las vibraciones del asfalto y, de esta forma, aportar mayor confort a los pasajeros. Por otro lado esto tiene un efecto negativo en la estabilidad del vehículo, ya que una suspensión muy flexible generará un alto balanceo y desplazamiento en la masa suspendida dificultando el control del vehículo.



Si lo que se pretende es aumentar el control y la seguridad se necesitaría una suspensión rígida, lo cual disminuiría el confort de los pasajeros, y si lo que se pretende es aumentar el confort sería necesario una suspensión blanda, que empeoraría el control y la seguridad de los ocupantes. Debido a este inconveniente se han desarrollado sistemas de suspensión activa y semiactiva.

### **3.2.2.2 Suspensión activa y semiactiva**

Las suspensiones activas [48, 54 y 55] surgen para resolver el conflicto entre el soporte de carga efectivo y el confort del vehículo, al mismo tiempo que asegura el mantener un contacto suficiente entre los neumáticos y la calzada y se elimina el balanceo en curva y cabeceo en la frenada. Dicho de otra forma, mediante este tipo de suspensiones es posible mantener la máxima seguridad y el máximo confort en cada situación, por ello se denominan “suspensiones inteligentes” o activas.

Las suspensiones inteligentes pueden ser activas o semiactivas. Consisten en un sistema de lazo cerrado con retroalimentación. En las activas no se utiliza ningún elemento de las suspensiones pasivas mientras que en las semiactivas se combinan elementos elásticos y amortiguadores con actuadores controlados electrónicamente, cuya misión es modificar la respuesta del sistema de suspensión convenientemente.

Las suspensiones activas constan de un sistema con un actuador hidráulico que es capaz de generar fuerzas para compensar el balanceo y cabeceo del vehículo. A través de un computador se monitoriza el perfil de la carretera y se envían señales eléctricas a las suspensiones delantera y trasera donde los componentes hidráulicos (bombas, actuadores y servoválvulas) actuarán manteniendo un nivel máximo de estabilidad.

Una de las ventajas que poseen respecto a las suspensiones pasivas es que permiten trabajar de forma progresiva permitiendo una mejor adaptación al nivel de carga del vehículo, mientras que los amortiguadores tienen una característica de amortiguación específica y sus posibilidades de ajuste quedan limitadas a diferentes cargas y condiciones de la carretera. En las suspensiones activas esta característica de amortiguamiento es regulable gracias al sistema hidráulico consiguiendo un reposicionamiento de la carrocería prácticamente perfecto.



Uno de los parámetros que indica la calidad de una suspensión activa o semiactiva es el tiempo de respuesta. Cuanto menor sea el tiempo de respuesta, más rápidamente será capaz de reaccionar la suspensión ante una irregularidad del terreno, un frenazo o un giro brusco.

El tiempo de respuesta indica el ancho de banda. Si dicho ancho de banda abarca un rango de frecuencias de hasta 3 ó 5 Hz, el sistema de suspensión se denomina de baja frecuencia. Si el rango abarca frecuencias más elevadas, hasta 10 ó 12 Hz, se denomina de alta frecuencia.

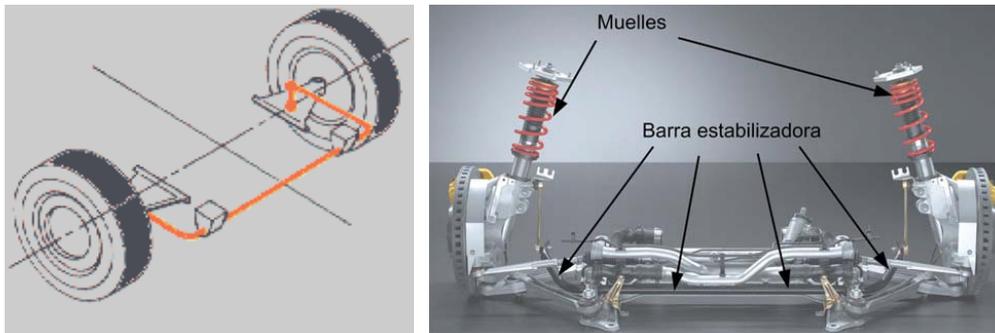
El sistema de suspensión pasiva funciona para un rango alto de frecuencias como para un rango bajo. El sistema de suspensión activa puede controlar ambos rangos, pero el sistema para altas frecuencias todavía no ha sido implementado debido a su elevado coste, aunque si está diseñado. Las suspensiones semiactivas son las más utilizadas debido a que controlan las bajas frecuencias con elementos activos y las altas con pasivos.

### **3.3 BARRAS ESTABILIZADORAS O ANTIVUELCO**

Las barras estabilizadoras son unas barras, generalmente pasivas, mediante las que se pretende mejorar la maniobrabilidad del vehículo, así como la estabilidad y la seguridad de los viajeros, por lo tanto, es importante estudiar bien el funcionamiento de este elemento del autobús, ya que de esta forma se podrá comprender mejor cómo puede responder el vehículo ante la realización de diferentes maniobras.

Las barras estabilizadoras [49, 50 y 54] son básicamente barras de torsión, esto es, barras de acero templado sujetas al bastidor y en contacto indirecto con la rueda, cuya misión es absorber la energía producida por las oscilaciones de las ruedas gracias a que se produce una torsión de dichas barras. Precisando un poco más se puede decir que las barras estabilizadoras son barras redondas de acero, elásticas y curvadas en forma de U alargada, que forman parte de la suspensión y gracias a las cuales se solidariza el movimiento vertical de las ruedas opuestas minimizando la inclinación lateral que sufre la carrocería de un vehículo cuando es sometido a la fuerza centrífuga en las curvas.

Las barras estabilizadoras se encuentran conectadas por un extremo al mecanismo de suspensión de un lado del vehículo y por el otro extremo al otro lado del mecanismo de suspensión de la otra rueda, como se indica en la Figura 20. La barra se encuentra montada en unos soportes acoplados al cuerpo del vehículo de tal forma que no impide su rotación.



**Figura 20. Esquema de barra estabilizadora y posición que ocupa en la suspensión**

No todos los vehículos están dotados de ellas porque su papel es menos importante en el sistema de suspensión, si bien aporta al vehículo ventajas en la estabilidad. Esta barra transfiere parte de la carga adicional que se aplica a la suspensión cuando el vehículo toma una curva de un lado a otro, reduciendo de esta forma la inclinación de la carrocería. Al tomar una curva, la carrocería del vehículo tiende a inclinarse hacia fuera, por lo que las ruedas que van por la parte exterior de la curva están sometidas a una mayor fuerza dinámica, y esto significa un mayor peso sobre la suspensión, mientras que las ruedas internas están más descargadas. Esta diferencia de cargas sobre las ruedas de un lado y otro del vehículo se traduce en que la suspensión del lado externo está comprimida mientras que la del lado interno está extendida, pudiendo provocar que alguna de las ruedas internas pierda el contacto con la carretera. En la Figura 21 se aprecia de forma clara la barra estabilizadora en rojo, los muelles helicoidales en azul (de los que no se habla en este proyecto debido a que no los utilizan los autobuses) y los amortiguadores en amarillo, de un automóvil.



**Figura 21. Barra estabilizadora de un automóvil**

La característica fundamental que determina la efectividad de la barra estabilizadora es la elasticidad, que viene dada fundamentalmente por el diámetro de la barra. Una barra muy elástica no transferirá mucha fuerza de la rueda de un extremo a la otra, por lo que su efectividad para impedir la inclinación del vehículo será menor que la de una barra más rígida. Por otro lado, una barra muy rígida transferirá mayor fuerza, lo que quiere decir que si una rueda circulando en línea recta pasa por un obstáculo perturbará más a la rueda opuesta, por lo que el confort de la conducción se verá disminuido.

El comportamiento de una barra estabilizadora es similar al de una barra de torsión [56]. Cuando la carrocería se inclina  $\alpha$  grados, como se muestra en la Figura 22, la barra estabilizadora se torsionará para contrarrestar el movimiento. Los brazos extremos unidos a las ruedas del mismo eje del vehículo girarán un ángulo  $\beta$ . Para desplazamientos angulares pequeños, se puede plantear la siguiente ecuación:

$$\beta = \frac{l \cdot \alpha}{2 \cdot L} \quad (1)$$

donde  $l$  es la longitud activa de la barra estabilizadora y  $L$  la longitud de cada uno de los brazos que unen la misma con la masa no suspendida.

El par de reacción en función del ángulo de balanceo del vehículo será el siguiente:

$$N_T = \frac{G \cdot I_0 \cdot l}{L^2} \cdot \alpha \quad (2)$$

siendo  $G$  el módulo de elasticidad a torsión,  $I_0$  el momento polar de inercia de la barra y  $N_T$  el par de reacción. Los demás parámetros son los mismos que se describieron anteriormente.

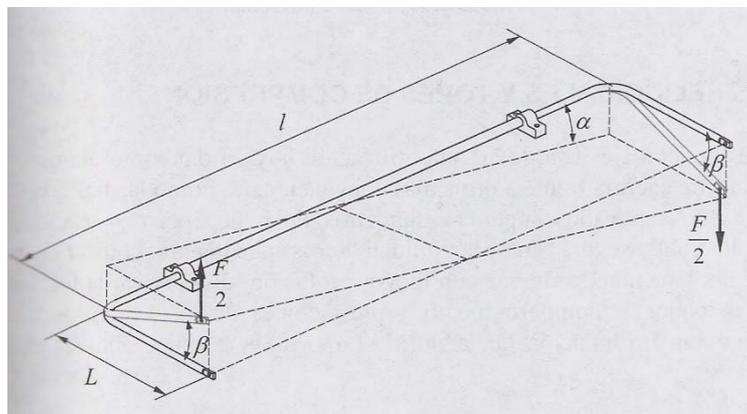
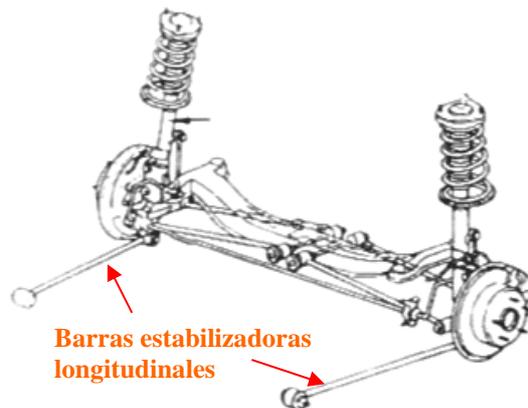


Figura 22. Esquema de una barra estabilizadora

Las barras estabilizadoras fundamentalmente son de dos tipos:

- Barras estabilizadoras transversales (Figura 21) también llamadas barras antibalceo. Es la configuración más típica y se utilizan para evitar las oscilaciones laterales, es decir, el balanceo. Es el caso comentado anteriormente, que se hace patente cuando el vehículo toma una curva.
- Barras estabilizadoras longitudinales (Figura 23). Este tipo de barras se instalan en los vehículos para regular los desplazamientos originados entre la masa suspendida y no suspendida, debida a los esfuerzos originados al acelerar y frenar el vehículo. No son tan comunes como las transversales.



**Figura 23. Barra estabilizadora longitudinal**

Si se quiere mejorar el comportamiento de dichas barras estabilizadoras (pasivas) se pueden sustituir por unas barras estabilizadoras activas, mediante las que introduce un par de fuerzas que se oponen a la inclinación del vehículo (en función de unos parámetros de entrada, como el ángulo de balanceo de la masa suspendida y la velocidad angular de guiñada del vehículo) con el fin de aumentar la seguridad y la estabilidad del mismo.

### **3.3.1 Sistemas de control de balanceo**

Todos los vehículos sufren una inclinación a la hora de trazar curvas, lo que va en detrimento de la estabilidad del vehículo. Al tratar con vehículos como los autobuses esto cobra mayor relevancia, debido principalmente a que tienen el centro de gravedad alto y también a que poseen una mayor masa, y por lo tanto, una mayor inercia. También cabe resaltar la importancia de prevenir el vuelco del vehículo en el caso de autobuses, dado el gran número de pasajeros



que podrían sufrir las consecuencias de un vuelco. Al girar el volante para trazar una curva, la inclinación del vehículo varía la caída de las ruedas, por lo que los neumáticos no apoyan totalmente la banda de rodadura sobre el firme, es decir, trabajan en malas condiciones. Las suspensiones tampoco trabajan bien en estos casos, ya que al tomar la curva los componentes de la suspensión que se encuentran en el lado del vehículo correspondiente al interior de la curva están extendidos y los del exterior están completamente comprimidos.

Para intentar paliar este tipo de problemas se suelen añadir barras estabilizadoras, pero esto va en detrimento del confort de los ocupantes del vehículo y es causa de comportamientos bruscos en situaciones límite.

Con el fin de llegar a una situación intermedia en la que se aumente la seguridad, maniobrabilidad y estabilidad del vehículo sin perjudicar excesivamente el confort de los ocupantes, se incorporan sistemas de control de balanceo activo, que corrigen la inclinación de la carrocería compensando, de esta forma, los efectos del balanceo en el automóvil debidos a la acción de la fuerza centrífuga que aparece al trazar una curva.

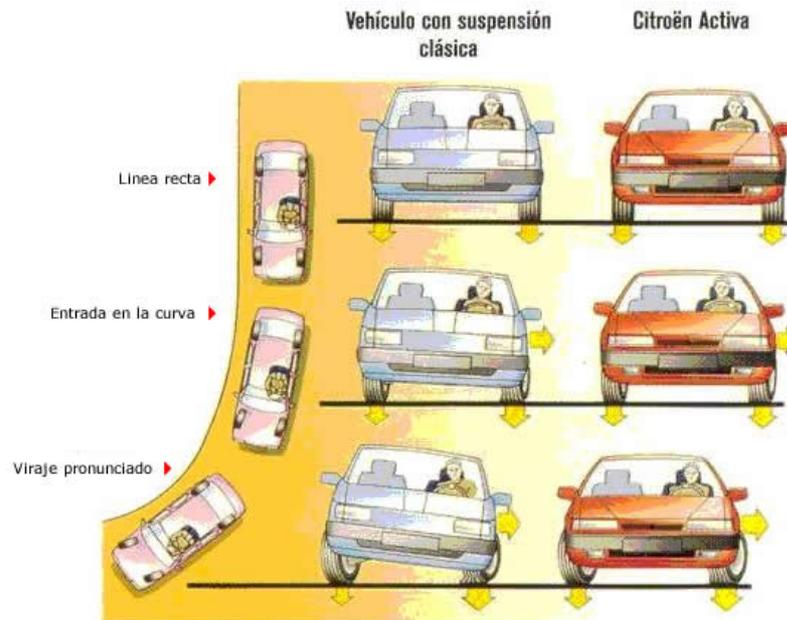
Los dispositivos encargados de limitar el balanceo son barras estabilizadoras que se colocan en los ejes delantero y trasero del vehículo. Funcionan enlazando los sistemas de suspensión del mismo eje de tal forma que limitan la diferencia angular entre los brazos derecho e izquierdo, oponiéndose a la inclinación del vehículo. Cuanta mayor rigidez tengan las barras estabilizadoras, tendrán mayor eficacia antibalanceo y menor flexibilidad y confort.

Existen varios tipos de sistemas de control de balanceo dependiendo de la forma en la que actúe dicho sistema para oponerse al balanceo del vehículo debido a la fuerza centrífuga generada al tomar una curva. Fundamentalmente existen dos tipos de sistemas de control de balanceo, el sistema Citroën control activo de balanceo (también conocido como SC/CAR), y el sistema de control de balanceo ARS (*Active Roll Stabilization*).

### **3.3.1.1 Sistema Citroën de control activo de balanceo (SC/CAR)**

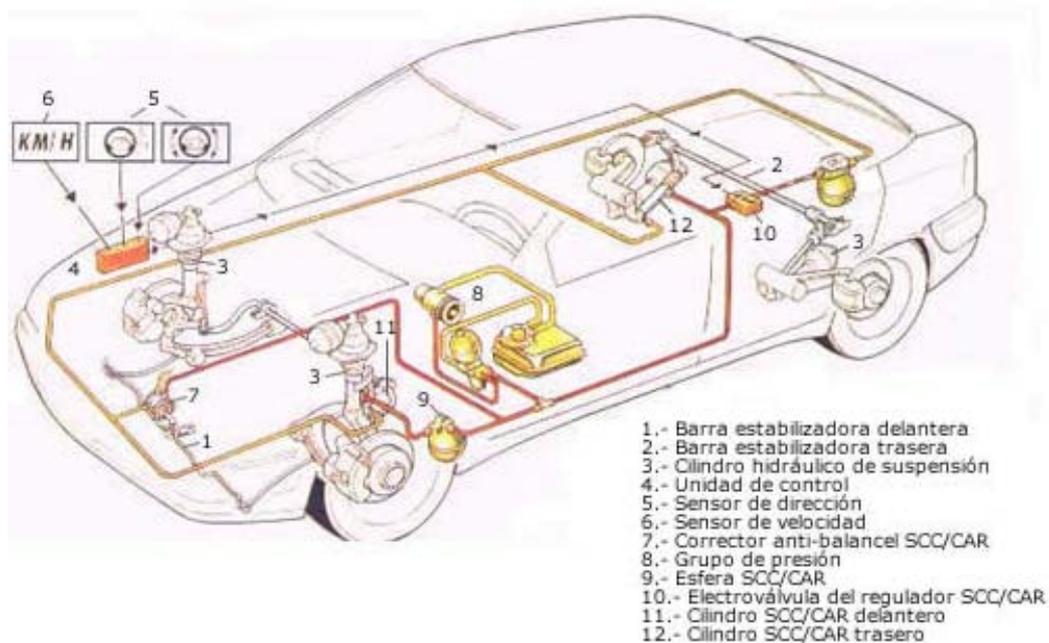
El sistema Citroën de control activo de balanceo SC/CAR [19 y 57] (también llamado SCC/CAR) se añade a los efectos producidos por la suspensión Hidroactiva. Mediante dicho sistema se consigue disminuir el balanceo del vehículo, manteniendo la carrocería prácticamente horizontal, además de ganar adherencia y comodidad, debido a que las ruedas se mantienen prácticamente con la totalidad de la banda de rodadura en contacto con el firme. Este hecho se

aprecia de forma clara en la Figura 24, que representa un vehículo con una suspensión clásica y otro con el sistema SC/CAR entrando en una curva. El tamaño de las flechas simboliza la intensidad de las fuerzas que se ejercen en cada momento de la maniobra.



**Figura 24. Esquema del balanceo producido al tomar una curva, con suspensión clásica y con el sistema Citroën de control activo de balanceo (SC/CAR)**

La estructura de este sistema de control de balanceo activo se muestra en la Figura 25, que aunque se representa en un coche, su estructura sería igual en el caso de un autobús. Este sistema cuenta con dos barras estabilizadoras, una delantera (1) y otra trasera (2), que van ancladas por un lado a la cuna de la suspensión y por el otro a un cilindro SC/CAR (11). El sistema también cuenta con unos sensores que recogen información del ángulo de giro, de la velocidad de giro del volante (5) y de la velocidad del vehículo (6), que es enviada a la unidad de control electrónico (4). Con estos datos y la información del corrector antibalanceo (7) la unidad electrónica de control ordena la extensión o compresión de los cilindros hidráulicos SC/CAR, según corresponda. De esta forma se estabiliza el vehículo en uno u otro sentido, manteniendo la carrocería horizontal. La encargada de regular la presión en los cilindros hidráulicos es, junto con el grupo de presión (8) formado por la bomba, el acumulador y el depósito, una esfera SC/CAR (9), o en algunos casos una esfera por cada cilindro hidráulico. El corrector antibalanceo (7) es el encargado de enviar o retirar líquido de los cilindros del sistema para conseguir la corrección activa del balanceo. La esfera SC/CAR es la encargada de amortiguar el líquido, en caso de ser retirado de los cilindros, eliminando el efecto estabilizador.



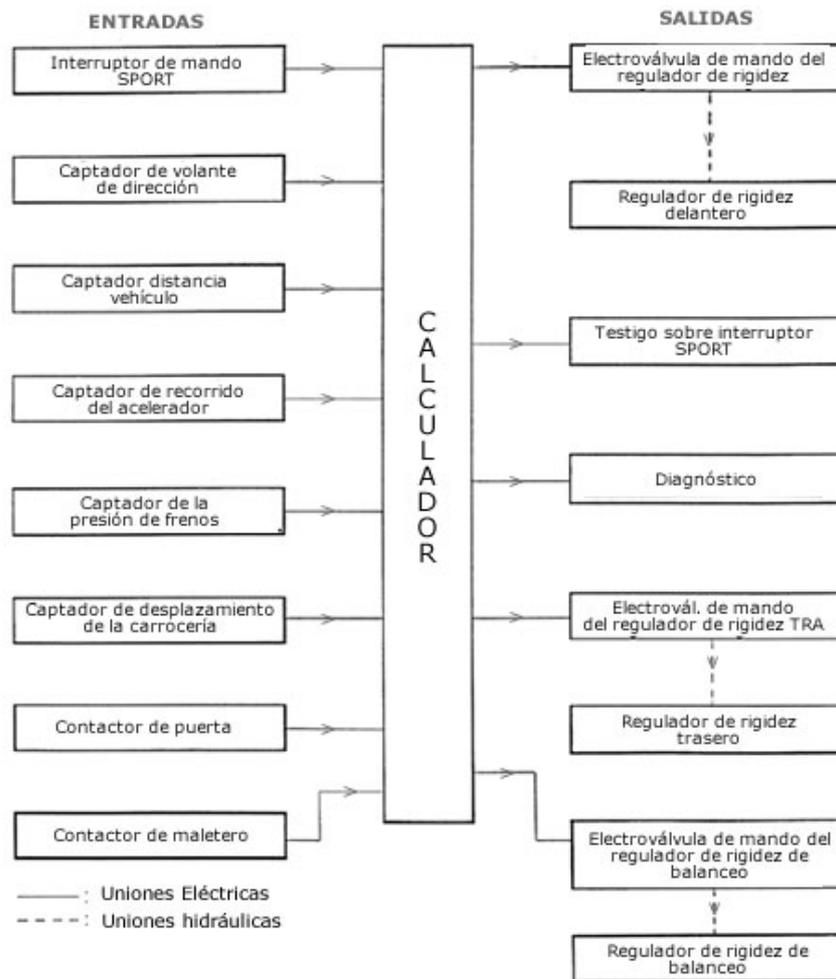
**Figura 25. Esquema del sistema antibalanceo SC/CAR**

Este sistema de control de balanceo utiliza dos subsistemas diferentes, uno para la conmutación anticipada entre los dos estados de rigidez de la barra estabilizadora (con este subsistema se pretende aumentar durante un período muy corto de tiempo la rigidez del balanceo) y otro para la corrección del ángulo de inclinación (para evitar la inclinación del chasis).

Este sistema de control de balanceo funciona de forma que, cuando el vehículo realiza una trayectoria recta, el cilindro hidráulico está comunicado con la esfera, de tal forma que no actúa la barra estabilizadora directamente, mientras que si el vehículo entra en una curva se interrumpe dicha comunicación y la barra estabilizadora actúa de forma rígida. Este sistema se pone en marcha cuando la carrocería se inclina más de  $0,3^\circ$ , entonces el cilindro recibe o expulsa aceite a presión (estirándose o encogiéndose respectivamente), aplicando una fuerza en sentido inverso a la inclinación de la carrocería para aumentar la estabilidad del vehículo.

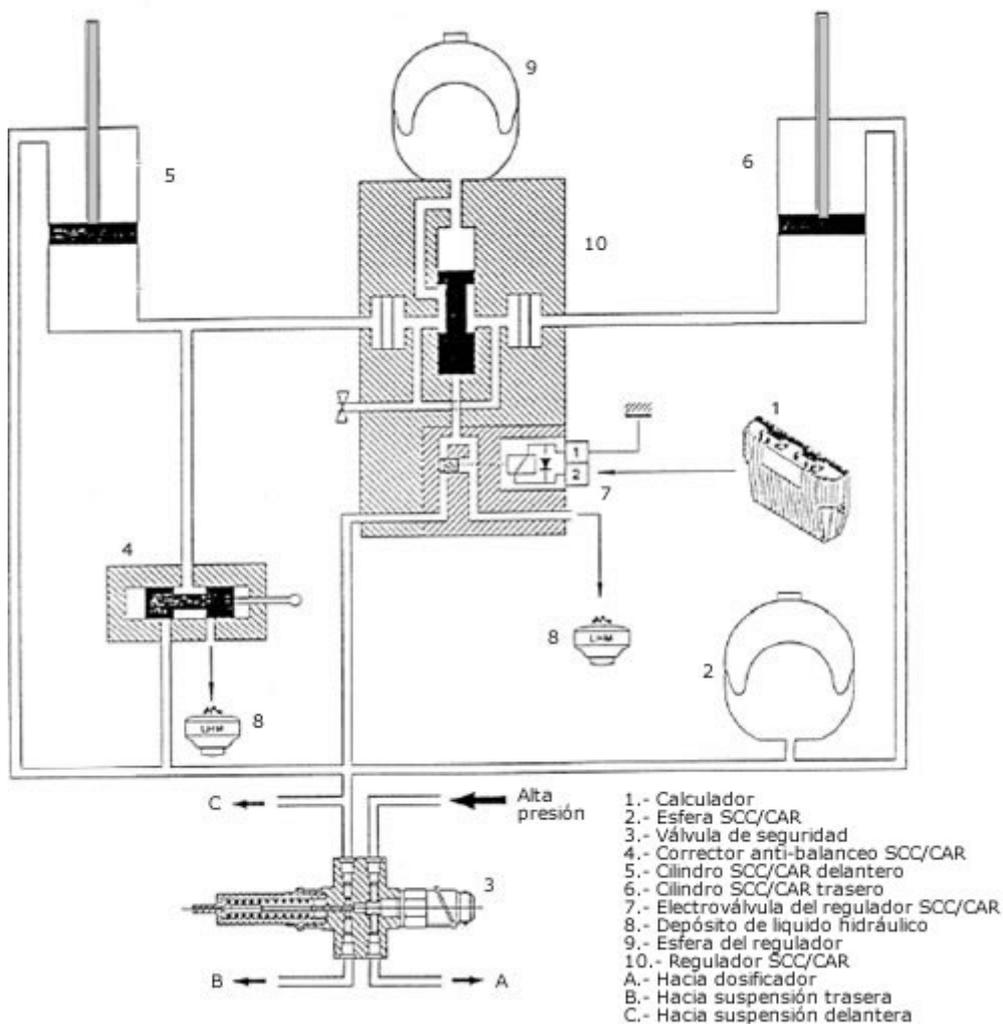
Se pueden distinguir tres partes en el sistema SC/CAR, una electrónica, una hidráulica y otra mecánica.

La parte eléctrica, cuyo diagrama se representa en la Figura 26, está formada por captadores, un calculador con un programa preestablecido y una electroválvula del regulador SC/CAR sobre la que actúa.



**Figura 26. Diagrama de bloques del esquema eléctrico**

La parte hidráulica (Figura 27) está formada por varios elementos, entre los que circula como elemento fundamental el aceite a presión de la dirección, frenos y suspensión. Consta de un cilindro hidráulico delantero izquierdo (5) que une el brazo delantero izquierdo de la suspensión y la barra estabilizadora delantera. De igual forma posee un cilindro hidráulico trasero derecho (6) que une el brazo trasero derecho de la suspensión y la barra estabilizadora correspondiente. También posee una esfera (9) encargada de dar elasticidad, situada en la parte trasera central y formando conjunto con la electroválvula (7) y el regulador (10). Asimismo, posee un corrector (4) comandado por bieletas, que provoca el accionamiento de los cilindros para mantener la carrocería en su posición horizontal. Finalmente, posee un acumulador de líquido (2) necesario para el sistema.



**Figura 27. Esquema hidráulico del sistema antibalanceo SC/CAR**

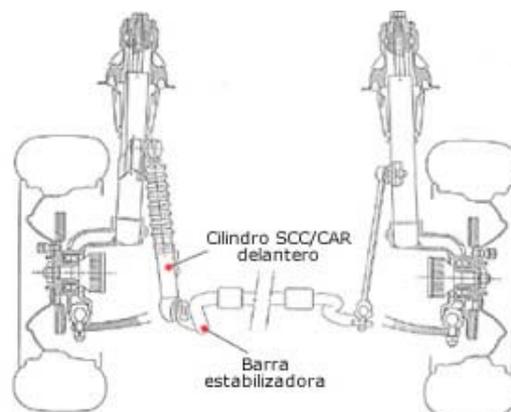
La parte mecánica está compuesta de dos barras estabilizadoras, una delantera y otra trasera, y un conjunto de bieletas y resortes para asegurar la unión entre los brazos de suspensión delanteros y el corrector SC/CAR.

Este sistema de control de balanceo, además, utiliza unos elementos fundamentales para alcanzar su objetivo, como son un mando mecánico y un corrector del balanceo.

El mando mecánico del balanceo es el encargado de dar la orden necesaria para que funcione el sistema y se consiga que la carrocería se mantenga en posición totalmente horizontal durante una curva. La manera de transformar los movimientos oscilantes de los brazos en rectilíneos es gracias a la acción de las bieletas. En el momento en el que se alcanza una diferencia de  $0,3^\circ$  de los ángulos de los brazos delanteros se provoca el movimiento del eje corrector SC/CAR.

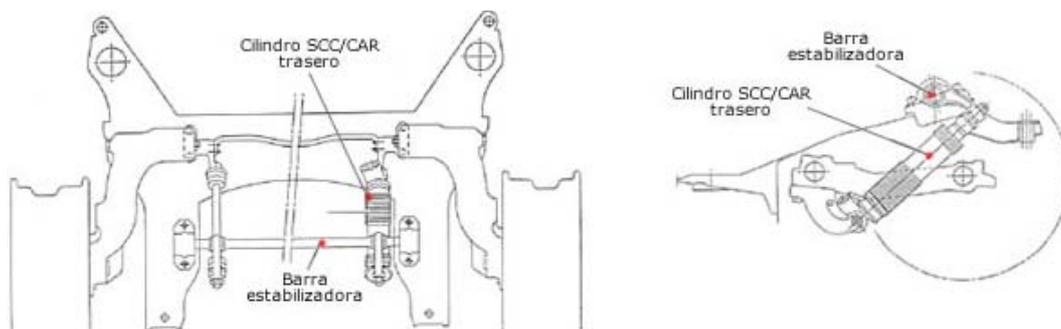
El corrector del balanceo se encarga de añadir o retirar el aceite necesario de los cilindros para equilibrar la carrocería. Se trata de un distribuidor de dos vías que pone en comunicación, en función de la posición de su eje, la admisión con la utilización de los cilindros, la utilización de los cilindros con el retorno al depósito, o bien aísla la utilización de los cilindros. El corrector sólo debe actuar cuando hay solicitaciones importantes para mantener un nivel alto de confort.

Analizando la estructura del sistema Citroën de control activo de balanceo y haciendo una diferencia según el eje en el que se actúa se tiene lo siguiente. En el tren delantero, representado en la Figura 28, el cilindro SC/CAR permite inclinar la carrocería con relación al suelo para obtener la nivelación de la carrocería. Dicho cilindro une la barra estabilizadora al elemento de suspensión delantero izquierdo. En el lado derecho se asegura la unión mediante una bieleta de longitud fija y en el lado izquierdo mediante un elemento de longitud variable.



**Figura 28** Esquema de la suspensión delantera equipada con el sistema SC/CAR

En el tren trasero (Figura 29) ocurre algo análogo a lo que sucedía en el delantero. En este caso el cilindro une la barra estabilizadora con el brazo de suspensión trasero derecho. En el lado izquierdo se asegura la unión mediante una bieleta de longitud fija, mientras que en el lado derecho lo hace por medio de un elemento de longitud variable.

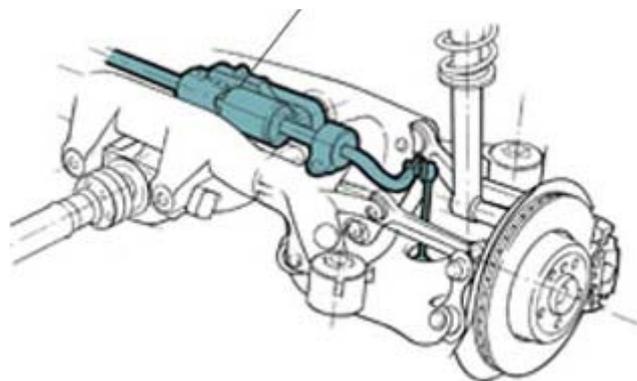


**Figura 29** Esquema de la suspensión trasera equipada con el sistema SC/CAR

Tanto para el tren delantero como para el trasero el cilindro puede presentar tres estados diferentes, estar unido a la esfera SC/CAR, aislado, o en unión con la fuente de presión. Dependiendo del estado en el que se encuentre el sistema se comporta de una u otra forma. Si el vehículo circula en línea recta, el cilindro se encontrará unido a la esfera consiguiéndose una mayor elasticidad. Cuando el cilindro está completamente aislado se asegura la rigidez, lo cual es necesario, fundamentalmente, al inicio de la curva. Cuando el vehículo realiza giros pronunciados el cilindro se sitúa en unión con la fuente de presión para frenar el balanceo y aumentar la rigidez del dispositivo estabilizador, con lo que se mantiene la carrocería horizontal.

### **3.3.1.2 Control de balanceo ARS (Active Roll Stabilizacion)**

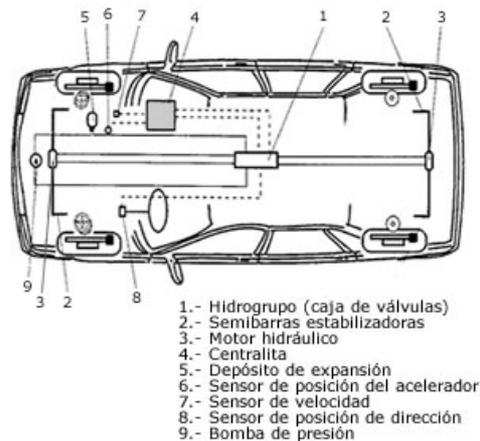
En el sistema de control de balanceo denominado ARS [19] (también conocido como ASR) se sustituye la barra estabilizadora convencional por una barra activa que, como se puede observar en la Figura 30, está formada por dos semibarras conectadas entre sí mediante un motor hidráulico. Esta barra activa tiene la ventaja, con respecto a una barra estabilizadora convencional, de que se puede ir endureciendo de forma progresiva. Si el motor hidráulico se encuentra en reposo, las dos semibarras se moverán de forma independiente, es decir, no afectaría al confort, ahora bien, cuando el coche entra en una curva se pone en marcha dicho motor hidráulico, ejerciendo la fuerza necesaria para unir las dos semibarras del eje correspondiente, formando una única barra estabilizadora rígida. Gracias a este funcionamiento si el vehículo circula en línea recta y se encuentra con un obstáculo o bache, las semibarras se mueven de forma totalmente independiente, aumentando el confort de los pasajeros.



**Figura 30. Barra estabilizadora acoplable/desacoplable**

El esquema típico de un sistema de control de balanceo ARS es el que se muestra en la Figura 31. En él se aprecia la unidad de control (4), que recibe la información recogida por unos sensores. Estos sensores envían información sobre la velocidad del vehículo (7), la posición del

acelerador (6) y el ángulo de giro del volante (8). A partir de estos parámetros, la centralita controla la caja de válvulas (1), cuya misión es recibir la presión hidráulica de la bomba (9) y suministrársela al motor hidráulico (3) a través de un depósito de expansión (5). Este motor se encuentra situado entre las dos semibarras estabilizadoras (2) (tanto en el tren delantero, como en el trasero). Dependiendo del paso de unas electroválvulas, el motor hidráulico ejercerá más o menos fuerza entre las semibarras, aportando mayor o menor rigidez, según sea necesario.



**Figura 31. Esquema del control de balanceo ASR**

Cuando el vehículo se encuentra en marcha, los sensores detectan la inclinación y mandan esta información a las electroválvulas. Entonces se acciona la bomba y se permite el paso de líquido, a través de las electroválvulas mencionadas, hacia los motores hidráulicos (como se comentó con anterioridad), por lo que la fuerza entre las barras estabilizadoras se va incrementando, y con ella, la rigidez de la barra estabilizadora, es decir, de la suspensión. Este sistema realiza un control de las barras estabilizadoras delantera y trasera por separado. En el interior del actuador hidráulico, centrado en las barras estabilizadoras, se incorpora un acoplamiento de garras (Figura 32), por lo que se posibilita el acoplamiento y desacoplamiento de los brazos de la barra estabilizadora.



**Figura 32. Detalle del acoplamiento de garras de la barra estabilizadora**



---

***CAPÍTULO 4:***  
***MODELO MATEMÁTICO DEL COMPORTAMIENTO***  
***LATERAL DE UN AUTOBÚS***

---



### **4.1 MODELO DE CINCO GRADOS DE LIBERTAD**

El modelo de vehículo, desarrollado por diversos autores [58, 59 y 60] y utilizado en este proyecto, representa un vehículo pesado no articulado de cinco grados de libertad. Se modela usando tres cuerpos rígidos: la masa suspendida y las masas no suspendidas (uno para el eje delantero y otro para el trasero). El vehículo puede realizar movimientos longitudinales, laterales y de guiñada. La masa suspendida puede rotar sobre el eje de balanceo establecido en las masas no suspendidas. Las masas no suspendidas también pueden rotar con respecto al eje de balanceo. El movimiento se describirá con respecto al sistema de coordenadas (x, y, z) fijado en el vehículo tal y como muestra la Figura 33.

En la formulación matemática se han tenido en cuenta los efectos de los actuadores hidráulicos ( $u_f$  en el eje delantero y  $u_r$  en el eje trasero), encargados de generar el momento adecuado en cada eje del vehículo, para conseguir que se estabilice el vehículo ante las maniobras realizadas, previniendo de esta forma el vuelco. La formulación matemática para el vehículo no controlado es análoga eliminando los efectos de los actuadores ( $u_f$  y  $u_r$ ).

En el modelo se asume que la velocidad de avance del vehículo, es decir, la velocidad longitudinal al vehículo, es constante durante las maniobras laterales.

Los parámetros empleados en el modelo matemático del vehículo se muestran en la Tabla 4 y en la Figura 33.

**Tabla 4. Parámetros empleados en el modelo matemático del vehículo**

<b>Parámetro</b>	<b>Descripción</b>		
$R_i$	Transferencia normalizada de carga	i	f: Del eje delantero
			r: Del eje trasero
$F_{ji}$	Carga total del eje	i	f: Delantero
			r: Trasero
		j	x: Dirección x
			y: Dirección y
z: Dirección z			
$T$	Mitad del ancho de vía del vehículo		
$k_{ii}$	Resistencia del neumático a rodadura	i	f: Del eje delantero
			r: Del eje trasero



Parámetro	Descripción		
$k_i$	Rigidez a balanceo de la suspensión	i	f: Delantera
			r: Trasera
$v_{wi}$	Velocidades de las ruedas	i	f: Del eje delantero
			r: Del eje trasero
$v$	Velocidad del vehículo		
$m$	Masa total del vehículo		
$m_s$	Masa suspendida		
$m_{ui}$	Masa no suspendida	i	f: Del eje delantero
			r: Del eje trasero
$g$	Aceleración de la gravedad (9,8 m/s <sup>2</sup> )		
$h$	Altura del centro de gravedad de la masa suspendida respecto al eje de balanceo		
$h_{ui}$	Altura del centro de gravedad de la masa no suspendida (eje i) respecto al eje de balanceo	i	f: Eje delantero
			r: Eje trasero
$h_i$	Altura del eje de balanceo respecto del suelo	i	f: Del eje delantero
			r: Del eje trasero
$b_i$	Coeficiente de amortiguamiento de la suspensión	i	f: Del eje delantero
			r: Del eje trasero
$I_{xx}$	Momento de inercia de la masa suspendida (eje de balanceo)		
$I_{zz}$	Momento de inercia de la masa suspendida (eje de guiñada)		
$I_{ij}$	Productos de inercia de la masa suspendida	(ij toma los valores de los ejes a los que hace referencia)	
$l_i$	Distancia del eje i al centro de gravedad	i	f: Eje delantero
			r: Eje trasero
$C_i$	Rigidez radial de los neumáticos	i	f: Del eje delantero
			r: Del eje trasero
$\alpha_i$	Ángulo de deriva de las ruedas	i	f: Del eje delantero
			r: Del eje trasero
$\beta$	Ángulo de deslizamiento del vehículo, es el existente entre la dirección del vector velocidad del vehículo y su eje longitudinal		
$\delta_i$	Ángulo de giro de las ruedas	i	f: Del eje delantero
			r: Del eje trasero



Parámetro	Descripción	
$\phi$	Ángulo de balanceo de la masa suspendida	
$\phi_{ti}$	Ángulo de balanceo de la masa no suspendida	i f: Del eje delantero r: Del eje trasero
$\dot{\beta}$	Velocidad angular de deslizamiento, entre la dirección del vector velocidad del vehículo y su eje longitudinal	
$\dot{\psi}$	Velocidad angular de guiñada	
$\dot{\phi}$	Velocidad angular de balanceo de la masa suspendida	
$\dot{\phi}_{ti}$	Velocidad angular de balanceo de la masa no suspendida	i f: Del eje delantero r: Del eje trasero
$\ddot{\psi}$	Aceleración angular de guiñada	
$\ddot{\phi}$	Aceleración angular de balanceo de la masa suspendida	
$\mu$	Coeficiente de adherencia entre el neumático y el suelo	
$u_i$	Momento aplicado por el actuador	i f: Del eje delantero r: Del eje trasero

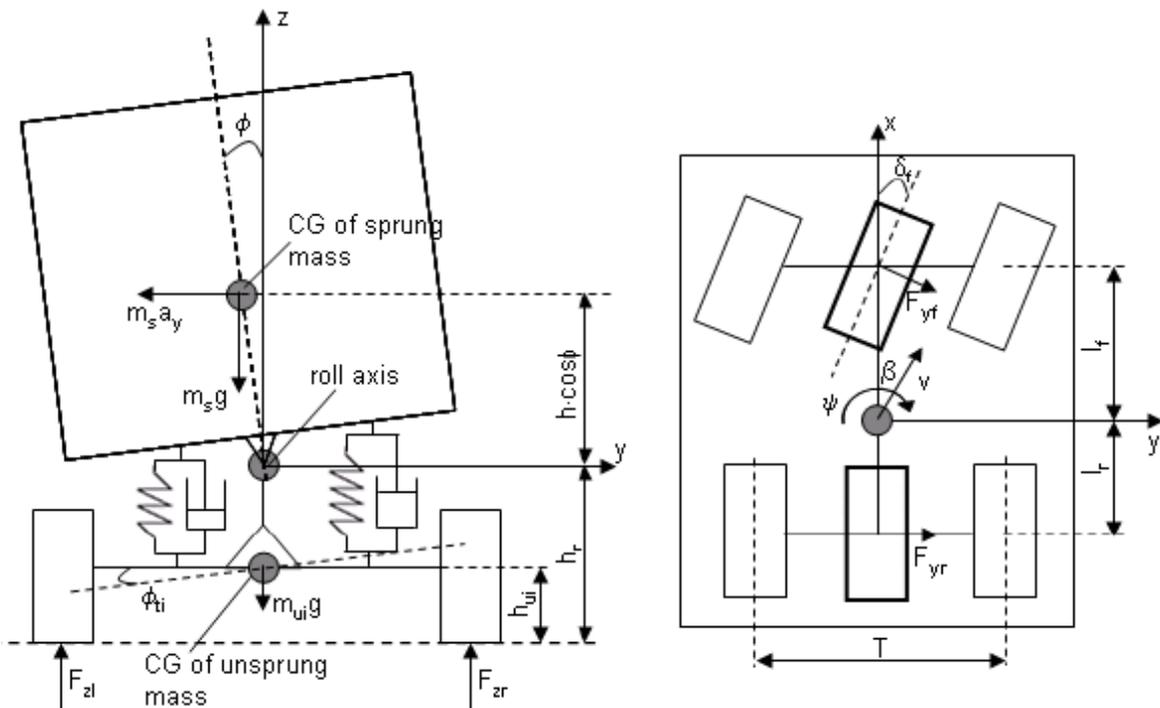


Figura 33. Sistema de coordenadas y principales variables del modelo matemático



Las ecuaciones del movimiento para el modelo del vehículo de cinco grados de libertad son las siguientes:

- Equilibrio de fuerzas laterales para el vehículo completo:

$$m \cdot v \cdot (\dot{\beta} + \dot{\psi}) = F_{yf} + F_{yr} - h \cdot m_s \cdot \ddot{\phi} \quad (3)$$

- Equilibrio de momentos de guiñada para el vehículo completo:

$$I_{zz} \cdot \ddot{\psi} = l_f \cdot F_{yf} - l_r \cdot F_{yr} + I_{xz} \cdot \ddot{\phi} \quad (4)$$

- Equilibrio de momentos de balanceo de la masa suspendida:

$$\begin{aligned} (I_{xx} + m_s \cdot h^2) \cdot \ddot{\phi} = & I_{xz} \cdot \ddot{\psi} + m_s \cdot g \cdot h \cdot \phi + m_s \cdot v \cdot h \cdot (\dot{\beta} + \dot{\psi}) - \\ & - k_f \cdot (\phi - \phi_{ff}) - b_f \cdot (\dot{\phi} - \dot{\phi}_{ff}) + u_f - \\ & - k_r \cdot (\phi - \phi_{rr}) - b_r \cdot (\dot{\phi} - \dot{\phi}_{rr}) + u_r \end{aligned} \quad (5)$$

- Equilibrio de momentos de balanceo de la masa delantera no suspendida:

$$\begin{aligned} b_f \cdot \dot{\phi}_{ff} = & (h_r - h_{ur}) \cdot m_{uf} \cdot v \cdot (\dot{\beta} + \dot{\psi}) - m_{uf} \cdot g \cdot h_{uf} \cdot \phi_{ff} - \\ & - k_{ff} \cdot \phi_{ff} + k_f \cdot (\phi - \phi_{ff}) + b_f \cdot \dot{\phi} + h_f \cdot F_{yf} - u_f \end{aligned} \quad (6)$$

- Equilibrio de momentos de balanceo de la masa trasera no suspendida:

$$\begin{aligned} b_r \cdot \dot{\phi}_{rr} = & (h_r - h_{ur}) \cdot m_{ur} \cdot v \cdot (\dot{\beta} + \dot{\psi}) - m_{ur} \cdot g \cdot h_{ur} \cdot \phi_{rr} - \\ & - k_{rr} \cdot \phi_{rr} + k_r \cdot (\phi - \phi_{rr}) + b_r \cdot \dot{\phi} + h_r \cdot F_{yr} - u_r \end{aligned} \quad (7)$$

Asumiendo que las fuerzas laterales de los neumáticos son proporcionales al ángulo de derrape de las ruedas ( $\alpha_i$ ), se tiene lo siguiente:

$$F_{yf} = \mu \cdot C_f \cdot \alpha_f \quad (8)$$

$$F_{yr} = \mu \cdot C_r \cdot \alpha_r \quad (9)$$



Se pueden obtener las siguientes ecuaciones correspondientes con la velocidad de las ruedas delanteras y traseras en direcciones longitudinal y transversal:

$$v_{wf} \cdot \sin(\delta_f - \alpha_f) = l_f \cdot \dot{\psi} + v \cdot \sin \beta \quad (10)$$

$$v_{wf} \cdot \cos(\delta_f - \alpha_f) = v \cdot \cos \beta \quad (11)$$

$$v_{wr} \cdot \sin \alpha_r = l_r \cdot \dot{\psi} - v \cdot \sin \beta \quad (12)$$

$$v_{wr} \cdot \cos \alpha_r = v \cdot \cos \beta \quad (13)$$

Teniendo en cuenta que  $\delta_i$  es el ángulo de deriva de las ruedas y  $\alpha_i$  es el ángulo de derrape de las ruedas asociado con los ejes delantero (i=f) y trasero (i=r), se pueden obtener las siguientes expresiones:

$$\alpha_f = -\beta + \delta_f - \frac{l_f \cdot \dot{\psi}}{v} \quad (14)$$

$$\alpha_r = -\beta + \frac{l_r \cdot \dot{\psi}}{v} \quad (15)$$

En condiciones de conducción estables, el ángulo de derrape de de las ruedas ( $\alpha_i$ ), normalmente no supera los 5° y por lo tanto se pueden realizar las siguientes aproximaciones  $\sin x = x$ , y,  $\cos x = 1$ .

Los datos introducidos, en el programa de MATLAB (con el módulo SIMULINK), correspondientes a la superestructura del autobús que va a ser objeto de la simulación se presentan en la Tabla 5.



Tabla 5. Datos del autobús introducidos en MATLAB

Parámetro	Descripción	Valor
$T$	Mitad del ancho de vía del vehículo	0,95 m
$k_{if}$	Resistencia de los neumáticos delanteros a rodadura	2060000 N·m/rad
$k_{ir}$	Resistencia de los neumáticos traseros a rodadura	3337000 N·m/rad
$k_f$	Rigidez a balanceo de la suspensión del eje delantero	380000 N·m/rad
$k_r$	Rigidez a balanceo de la suspensión del eje trasero	684000 N·m/rad
$v$	Velocidad del vehículo	$18 \frac{m}{s} = 64,8 \frac{km}{h}$
$m$	Masa total del vehículo	14000 kg
$m_s$	Masa suspendida	12000 kg
$m_{if}$	Masa no suspendida del eje delantero	1000 kg
$m_{ir}$	Masa no suspendida del eje trasero	1000 kg
$g$	Aceleración de la gravedad	9,8 m/s <sup>2</sup>
$h$	Altura del centro de gravedad de la masa suspendida respecto al eje de balanceo	0,83 m
$h_{if}$	Altura del centro de gravedad de la masa no suspendida (del eje delantero) respecto al eje de balanceo	0,53 m
$h_{ir}$	Altura del centro de gravedad de la masa no suspendida (del eje trasero) respecto al eje de balanceo	0,53 m
$h_f$	Altura del eje de balanceo respecto del suelo	1,15 m
$h_r$	Altura del eje de balanceo respecto del suelo	1,15 m
$b_f$	Coefficiente de amortiguamiento de la suspensión del eje delantero	100000 N·m/rad



Parámetro	Descripción	Valor
$b_r$	Coefficiente de amortiguamiento de la suspensión del eje trasero	100000 N·m/rad
$I_{xx}$	Momento de inercia de la masa suspendida (eje de balanceo)	24201 kg·m <sup>2</sup>
$I_{zz}$	Momento de inercia de la masa suspendida (eje de guiñada)	34917 kg·m <sup>2</sup>
$I_{xz}$	Productos de inercia (guiñada-balanceo) de la masa suspendida	4200 kg·m <sup>2</sup>
$l_f$	Distancia del eje delantero al centro de gravedad	2,1935 m
$l_r$	Distancia del eje trasero al centro de gravedad	1,6575 m
$C_f$	Rigidez radial de los neumáticos del eje delantero	582000 N/rad
$C_r$	Rigidez radial de los neumáticos del eje trasero	783000 N/rad
$\mu$	Coefficiente de adherencia entre el neumático y el suelo	1

## **4.2 CÁLCULO DE LA TRANSFERENCIA DE CARGA**

La estabilidad del vehículo se consigue limitando las transferencias laterales de carga [61] para mantenerlas dentro de un margen asegurando que las ruedas no pierden contacto con el asfalto. En el vuelco la carga en las ruedas internas cae a cero, por lo que toda la carga es transferida a las ruedas externas. Para garantizar que no se produce el vuelco hay que garantizar que los neumáticos no pierdan el contacto con el suelo, condición que se consigue si las transferencias normalizadas de la carga para ambos ejes ( $R_i$ ) están entre los valores +1 y -1:

$$R_i = \frac{\Delta F_{zi}}{F_{zi}} \quad (16)$$

donde  $R_i$  es la transferencia normalizada de la carga del eje,  $F_{zi}$  es la carga total del eje y  $\Delta F_{zi}$  es la transferencia lateral de carga del eje. Se utiliza el subíndice  $i$  para hacer referencia a cada eje,  $i = f$  para el eje delantero e  $i = r$  para el eje trasero.

La transferencia lateral de carga para ambos ejes viene determinada por la siguiente ecuación:

$$\Delta F_{zi} = k_{ti} \cdot \frac{\phi_{ti}}{T} \quad (17)$$

donde  $T$  es la mitad del ancho de vía del vehículo,  $\Delta F_{zi}$  es la transferencia lateral de carga del eje,  $k_{ti}$  la resistencia a rodadura del neumático y  $\phi_{ti}$  el ángulo de balanceo de la masa no suspendida. El subíndice  $i$  hace referencia a cada eje,  $i = f$  para el eje delantero e  $i = r$  para el trasero. En la Figura 34 se representa el comportamiento del eje dependiendo del valor de la transferencia de carga normalizada. Se puede observar que mientras el valor de carga normalizada se encuentre entre  $+1$  y  $-1$  las ruedas no pierden contacto con el asfalto, y a partir de estos valores una de las ruedas se despega del suelo (dependiendo si el valor está por encima de  $+1$  o por debajo de  $-1$  es la rueda izquierda o derecha la que se despega del suelo).

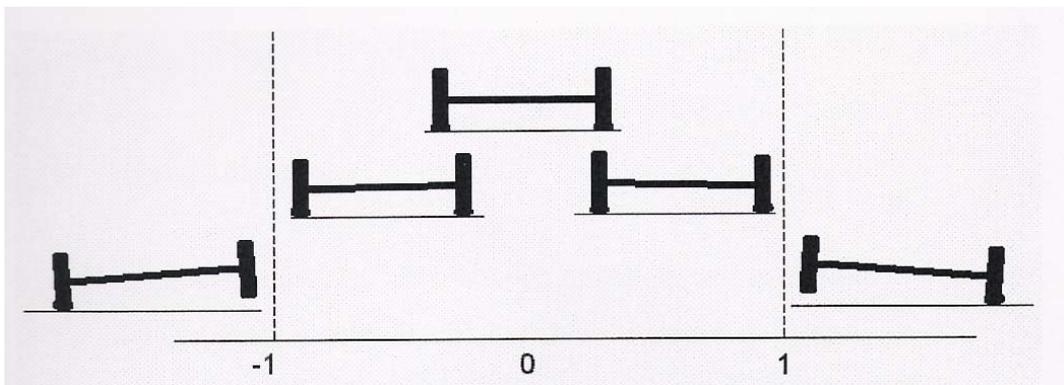


Figura 34. Comportamiento del eje en función de la transferencia de carga normalizada

### 4.3 RESULTADOS DE SIMULACIÓN

El objetivo último de este proyecto es observar cómo afecta un sistema activo de control de balanceo en el comportamiento de la estructura del autobús. Para ello, se deben calcular cuáles son las fuerzas que actúan en la misma. Los puntos donde se aplican estas cargas son aquellos en los que se produce el contacto entre la suspensión y las barras de torsión en la carrocería, y sus valores se obtienen del modelo matemático descrito en el apartado anterior. Para simplificar cálculos, en este caso se introducirán los desplazamientos de los puntos mencionados, en lugar de las cargas. Dichos desplazamientos de los cuatro puntos citados, se obtendrán mediante MATLAB (con el módulo SIMULINK), para el caso no controlado (Figura 35), mientras que para el caso controlado se obtendrán con el mismo programa pero añadiendo un sistema de

control de la suspensión basado en lógica borrosa (Figura 36), desarrollado por otros autores [62], que toma como entradas el ángulo de balanceo de la masa suspendida y la velocidad angular de guiñada.

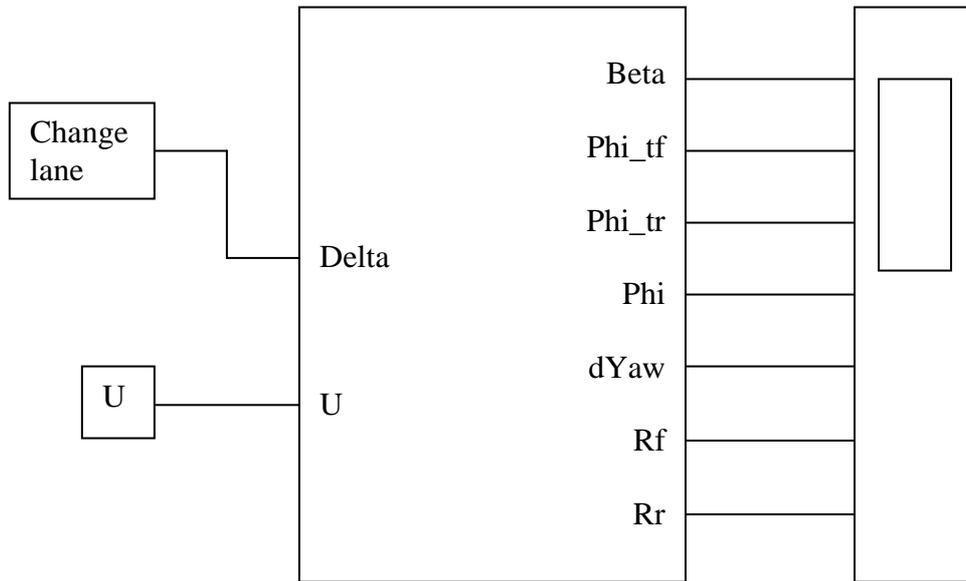


Figura 35. Esquema del programa utilizado para simular el vehículo sin sistema de control

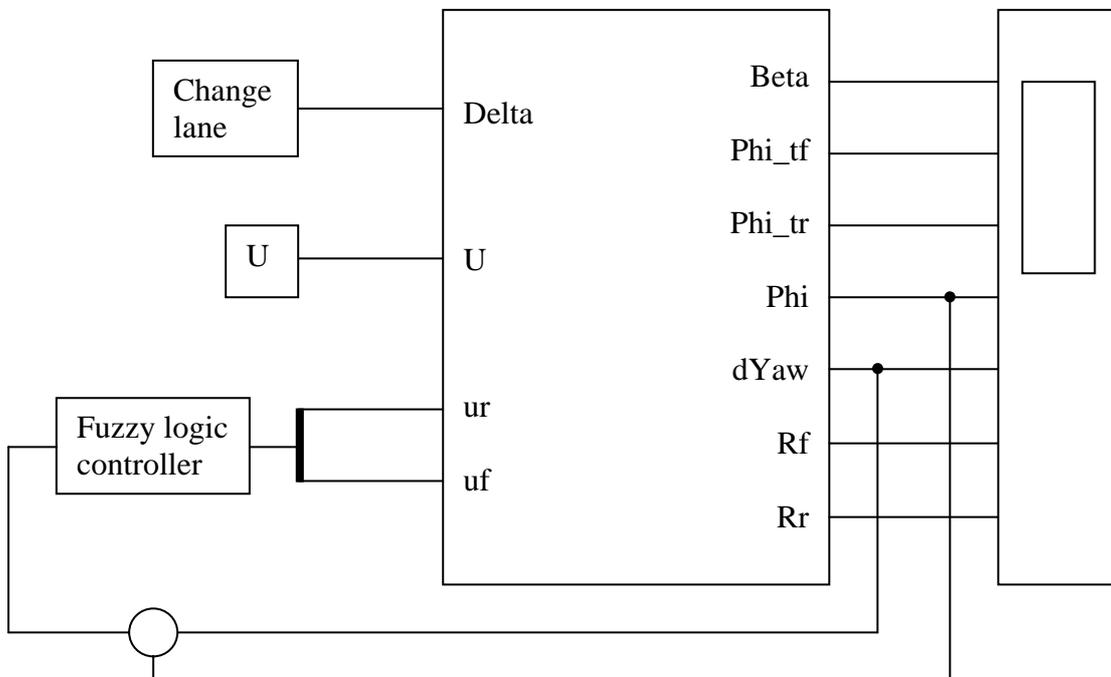


Figura 36. Esquema del programa utilizado para simular el vehículo con sistema de control



Los cuatro puntos de los que se van a extraer los desplazamientos corresponden con el lugar donde se apoyan los dos cojines neumáticos del eje delantero y los otros dos al punto medio entre los fuelles de cada una de las ruedas traseras. Cabe mencionar que los desplazamientos de los puntos son relativos, es decir, se obtendrán como la diferencia entre el seno del ángulo de balanceo de la masa suspendida  $\phi$  y el seno del ángulo de balanceo de la masa no suspendida de cada eje (respectivamente, del eje delantero  $\phi_{ff}$  y del eje trasero  $\phi_{tr}$ ), multiplicados por la mitad del ancho de vía del vehículo. Este hecho se aprecia de forma clara en la Figura 33.

También hay que resaltar que, para la posterior aplicación de los desplazamientos en ANSYS LS-DYNA, éstos serán positivos en un lateral del eje, mientras que en el lado opuesto del mismo serán simétricos (Figura 33) teniendo el mismo valor, pero sentido opuesto, es decir, serán negativos. Esta simplificación se llevará a cabo para los dos ejes del vehículo.

Tras la introducción de los datos necesarios, mostrados en la Tabla 6, se impone una duración de la maniobra (consistente en un cambio brusco de carril) de 6 segundos y se ejecuta dicho programa. El programa facilita diversas gráficas, tanto para el caso controlado como para el no controlado, que sirven como ayuda para comprender mejor los movimientos que realiza el vehículo, tales como la señal de entrada definida por la maniobra a realizar (cambio de carril), los ángulos girados por las diversas partes del vehículo, las transferencias de carga normalizadas, los desplazamientos de los puntos anteriormente mencionados, así como la superposición de los casos controlado y no controlado.

A partir de las gráficas que se obtendrán del programa, se podrán observar las diferencias entre el caso controlado y el no controlado, pudiendo ver las mejoras en el control del vehículo, en la estabilidad del mismo y como afecta el sistema de control a los desplazamientos de los puntos anteriormente mencionados.

El programa de MATLAB está diseñado para, además de extraer las gráficas oportunas, se generen los respectivos ficheros de datos. Gracias a ello se puede conseguir una mayor precisión al obtener los valores de los desplazamientos (en función del tiempo transcurrido desde el inicio de la maniobra) que serán tomados posteriormente para realizar la simulación del autobús aprovechando al máximo las características del programa usado para obtener resultados que se asemejen lo máximo posible a la realidad.



Tras ejecutar el programa se obtienen varias gráficas, entre ellas la señal de entrada impuesta (Figura 37), es decir, el ángulo de giro (en grados) de las ruedas delanteras ( $\delta_f$ ), correspondientes con un cambio brusco de carril. Como la intención de este proyecto es observar las diferencias en el comportamiento entre el vehículo equipado con el sistema de control y el que no está equipado con dicho sistema, la señal de entrada será la misma para ambos casos. Los cambios en la pendiente de la gráfica coinciden con los giros del volante (realizados de forma brusca), que implican los cambios del ángulo de giro de las ruedas delanteras, necesarios para esquivar repentinamente un obstáculo que se encuentre en el mismo carril que el autobús. En la simulación se impone una velocidad del vehículo constante durante toda la maniobra, aunque en la realidad habría una ligera deceleración, pero es despreciable.

Tal y como muestra la Figura 37, la maniobra comienza con el giro brusco del volante hasta el segundo 1, generando un ángulo de giro en las ruedas delanteras ( $\delta_f$ ) positivo y cada vez mayor, (por lo que el vehículo, situado en un principio en el carril izquierdo, se desplazará hacia la derecha), momento en el que se gira el volante en el sentido contrario, hasta el segundo 3, para ir disminuyendo el ángulo de giro de las ruedas delanteras (llegando a ser negativo y del mismo valor que en el primer giro), por lo que el vehículo girará hacia la izquierda, con el fin de quedarse correctamente posicionado en el carril derecho, para posteriormente volver a girar el volante con la intención de enderezar la dirección en el segundo 4. Tras dejar el vehículo totalmente enderezado en el carril derecho, el vehículo sigue una línea recta hasta el segundo 6 que es hasta el segundo que se le indicó inicialmente al programa que debía extraer los datos.

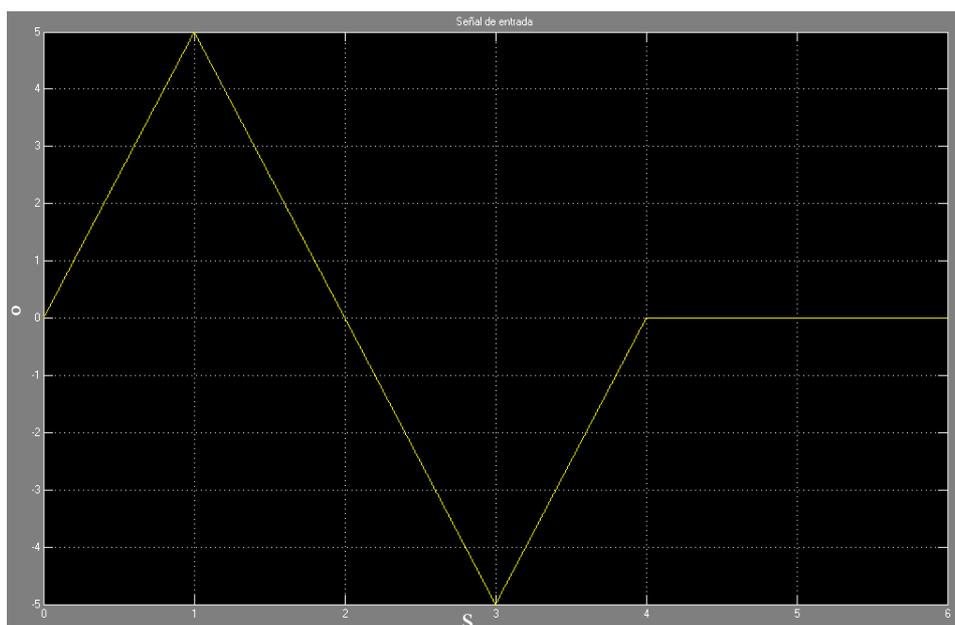


Figura 37. Señal de entrada correspondiente con un cambio brusco de carril ( $^{\circ}$ )

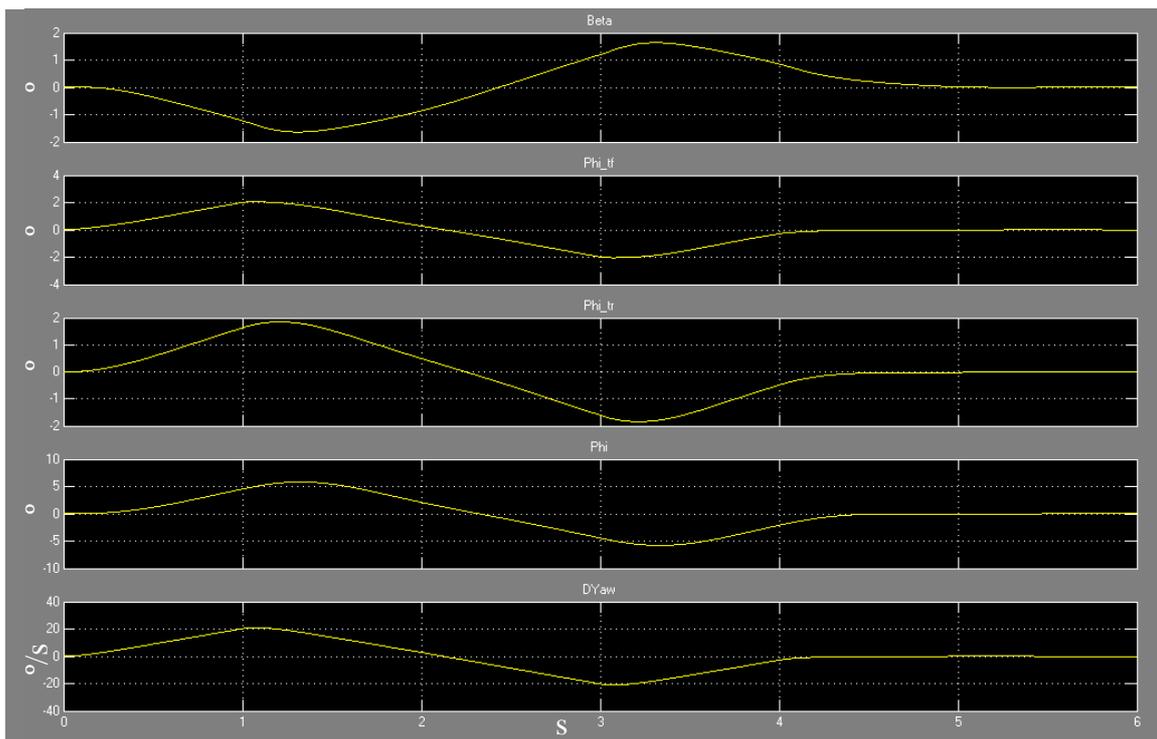


También se obtienen diversas gráficas con los ángulos girados por las diversas partes del vehículo. En la Figura 38 se observan el ángulo de deslizamiento del vehículo  $\beta$ , el ángulo de balanceo de la masa no suspendida del eje delantero  $\phi_{lf}$  y del eje trasero  $\phi_{lr}$ , el ángulo de balanceo de la masa suspendida  $\phi$  (todos ellos en grados) y la velocidad angular de guiñada  $\dot{\psi}$  (en grados por segundo) para el caso no controlado. Dichas gráficas representan los cinco grados de libertad del modelo para el caso no controlado, dando una primera idea de los movimientos a los que se ve sometido el vehículo durante la maniobra disponiendo únicamente de una suspensión pasiva convencional.

Las gráficas correspondientes al ángulo de deslizamiento del vehículo  $\beta$  y a la velocidad angular de guiñada  $\dot{\psi}$  (DYaw en la gráfica), corresponden con la trayectoria que sigue el vehículo y la trayectoria indicada desde el volante.

Como el vehículo no dispone de ningún tipo de mecanismo de control, sus movimientos los rige la propia inercia. Este hecho se puede verificar en la gráfica correspondiente al ángulo de balanceo de la masa suspendida ( $\phi$ ), ya que el vehículo se inclinará en un primer instante hacia la izquierda (debido a la inercia del vehículo) y después, tras volver a girar la dirección, hacia la derecha. Esto causará que los neumáticos sufran una deformación considerable debido a que se verán sometidos a grandes esfuerzos. También provoca que aumente la inestabilidad del vehículo debido a que se eleva el centro de gravedad del mismo. Todo ello va en perjuicio de la capacidad del conductor para controlar el autobús, y por lo tanto, en detrimento de la seguridad.

En cuanto a los ángulos de balanceo de la masa no suspendida del eje delantero ( $\phi_{lf}$ ) y del eje trasero ( $\phi_{lr}$ ) provocados por el desplazamiento del centro de gravedad y por las fuerzas en los neumáticos, se observa que la inclinación en ambos ejes es menor que la inclinación total de la caja del vehículo, teniendo el ángulo el mismo signo. Esto es debido a que la rigidez de los neumáticos es mayor que la del conjunto de suspensiones en ambos ejes.



**Figura 38. Diversos ángulos girados para el caso no controlado (°) y velocidad angular de guiñada (°/s)**

En la Figura 39 se muestran las gráficas obtenidas, representando los mismos parámetros que anteriormente, para el caso controlado. En este caso se dispone de un sistema de control, por lo que los actuadores funcionarán generando un momento que se oponga al movimiento del vehículo producido por su propia inercia. El resultado final será una menor inclinación del vehículo en las curvas. Con el sistema de control se consigue regular la fuerza vertical sobre los neumáticos exteriores y minimizar la aceleración lateral percibida por el conductor. Gracias a ello se aumenta la seguridad, ya que existe un mayor contacto de las ruedas con el suelo y se reduce la posibilidad de vuelco.

Las gráficas correspondientes al ángulo de deslizamiento del vehículo ( $\beta$ ) y a la velocidad angular de guiñada ( $\dot{\psi}$  ó DYaw en la gráfica), como se dijo anteriormente, corresponden con la trayectoria que sigue el vehículo por lo que no deben ser muy diferentes a las del caso no controlado, hecho que se verifica en la Figura 39.



Como en este caso el vehículo dispone de un mecanismo de control, los actuadores funcionarán contrarrestando los movimientos debidos a la propia inercia. Este hecho se verifica en la gráfica correspondiente al ángulo de balanceo de la masa suspendida ( $\phi$ ), ya que el vehículo se inclinará en un primer instante hacia la izquierda y posteriormente hacia la derecha, igual que en el caso no controlado, pero los movimientos son bastante más suaves, siendo en todo momento el ángulo de balanceo de la masa suspendida bastante inferior al del caso no controlado. Las principales consecuencias de esto son que los neumáticos sufren una menor deformación, ya que se ven sometidos a menores esfuerzos, y que aumenta la estabilidad del vehículo.

En cuanto a los ángulos de balanceo de la masa no suspendida del eje delantero ( $\phi_f$ ) y del eje trasero ( $\phi_{tr}$ ) se observa que se inclinan en el mismo sentido que en el caso no controlado, si bien los ángulos de balanceo de la masa no suspendida para ambos ejes son muy pequeños, debido al desplazamiento hacia el interior del centro de gravedad.

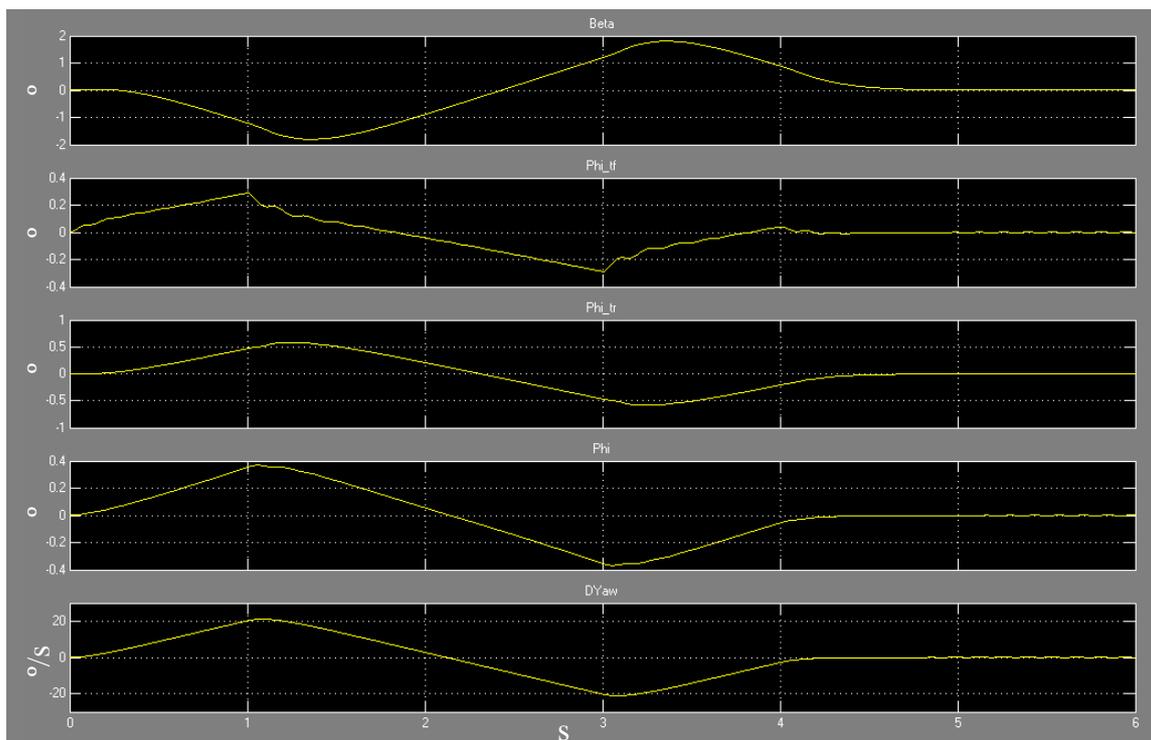


Figura 39. Diversos ángulos girados para el caso controlado (°) y velocidad angular de guiñada (°/s)

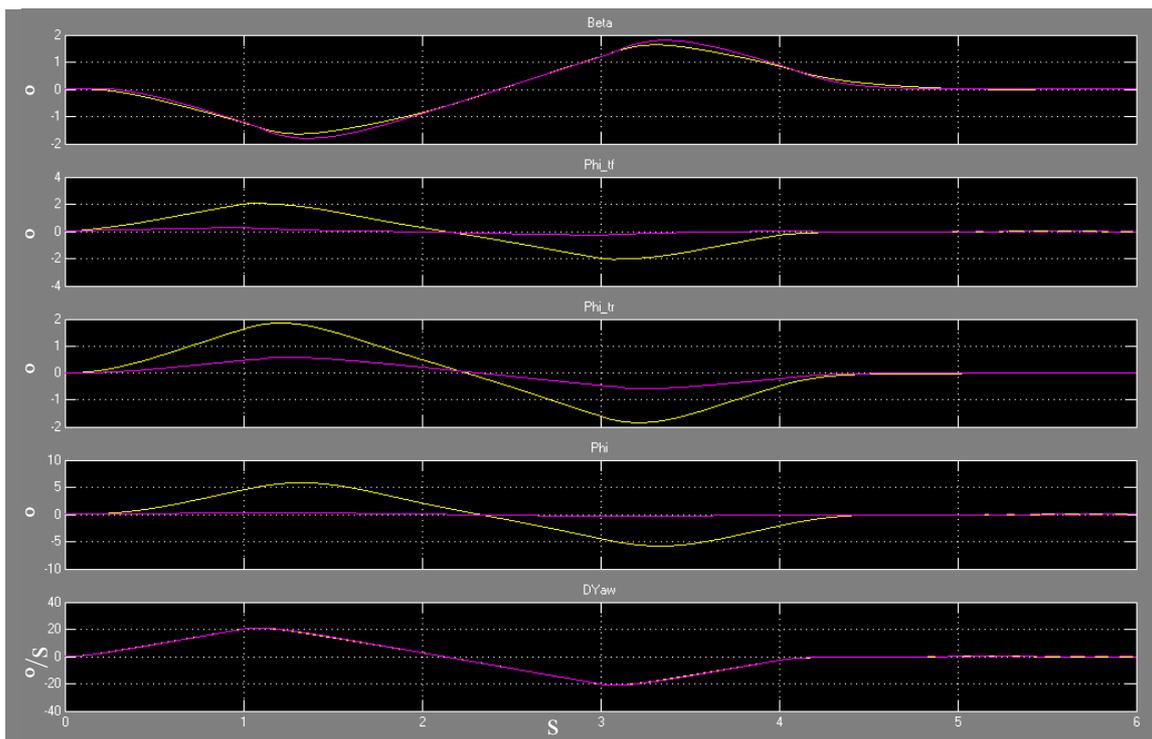


La superposición de las gráficas de los casos no controlado y controlado, anteriormente expuestas, se adjunta en la Figura 40. Se representa en color amarillo el caso no controlado y en color violeta el caso controlado.

En primer lugar se observa que las gráficas correspondientes al ángulo de deslizamiento del vehículo ( $\beta$ ) y a la velocidad angular de guiñada ( $\dot{\psi}$ ), son prácticamente iguales en ambos casos (la de la velocidad angular de guiñada describe exactamente la misma curva). Esto es debido a que dichas gráficas corresponden con la trayectoria del vehículo y deben coincidir, puesto que se persigue mejorar el comportamiento del vehículo, y con ello la seguridad, no cambiar las reacciones del vehículo.

En cuanto al ángulo de balanceo de la masa suspendida ( $\phi$ ), se observa que la gráfica es mucho más suave en el caso controlado. Por ello los movimientos de la masa suspendida serán mucho menos bruscos y de menor amplitud que en el caso no controlado. En el caso controlado los neumáticos se verán sometidos a menores esfuerzos (y menores deformaciones) aumentando la seguridad y siendo más fácil para el conductor controlar el autobús en todo momento. En ambos casos se aprecia que el ángulo de balanceo producido entre la masa suspendida y la masa no suspendida es inferior a  $6^{\circ}$ - $7^{\circ}$  lo que es fundamental por cuestiones de diseño de la propia suspensión del vehículo, si bien en el caso no controlado se aproxima más a estos valores.

Las gráficas correspondientes a los ángulos de balanceo de la masa no suspendida del eje delantero ( $\phi_f$ ) y del eje trasero ( $\phi_{tr}$ ) también son mucho más suaves en el caso controlado que en el no controlado. Como se comentó con anterioridad, el desplazamiento del centro de gravedad hacia el interior provoca que dichos ángulos disminuyan, por lo que la fuerza vertical sobre los semiejes exteriores también lo hace. Esto hace que se produzca un incremento de la seguridad y de la manejabilidad del vehículo.

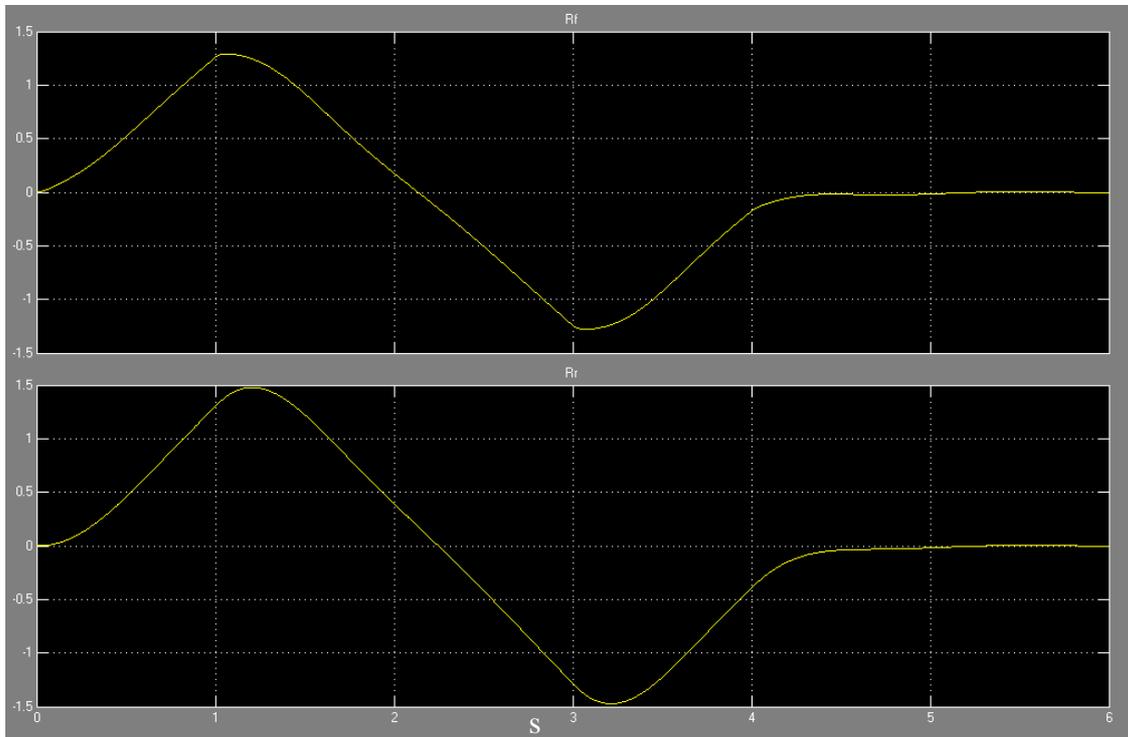


**Figura 40. Superposición de los ángulos girados ( $^{\circ}$ ) y velocidad angular de guiñada ( $^{\circ}/s$ ) (en amarillo los del caso no controlado y en violeta los del caso controlado)**

Otra de las gráficas que se obtienen corresponde con las transferencias de carga normalizadas para los ejes delantero ( $R_f$ ) y trasero ( $R_r$ ). Primero se analizará la transferencia de carga normalizada para el caso no controlado, gráfica representada en la Figura 41. En el eje trasero los valores de la transferencia de carga normalizada son mayores que en el eje delantero, llegando a alcanzar valores de  $\pm 1,47$ . Por otra parte la transferencia de carga normalizada en el eje delantero alcanza los valores extremos de  $\pm 1,29$ . La condición que garantiza que no se produce la pérdida de contacto entre los neumáticos y el suelo es que los valores correspondientes a las transferencias normalizadas de carga estén comprendidos entre  $+1$  y  $-1$ , ahora bien, que dichos valores superen los citados límites no indica si el vehículo llega a volcar o no (simplemente que se llega a despegar la rueda del suelo), pero el valor crítico es un indicativo del umbral de seguridad en la circulación. Para el caso no controlado los valores en ambos ejes rebasan los límites ( $+1$  y  $-1$ ), por lo que se tiene que las ruedas pierden el contacto con el asfalto despegándose del suelo. En el primer giro del volante perdería el contacto con el suelo la rueda izquierda del vehículo (valor superior a  $+1$ ), tanto para el eje delantero como para el trasero, y tras volver a girar el volante (si el vehículo no hubiese volcado), ambas ruedas volverían a tener contacto con el mismo para, posteriormente, perder el contacto la rueda derecha (valor superior a  $+1$ ). Tras enderezar la dirección y en el caso de que tras los

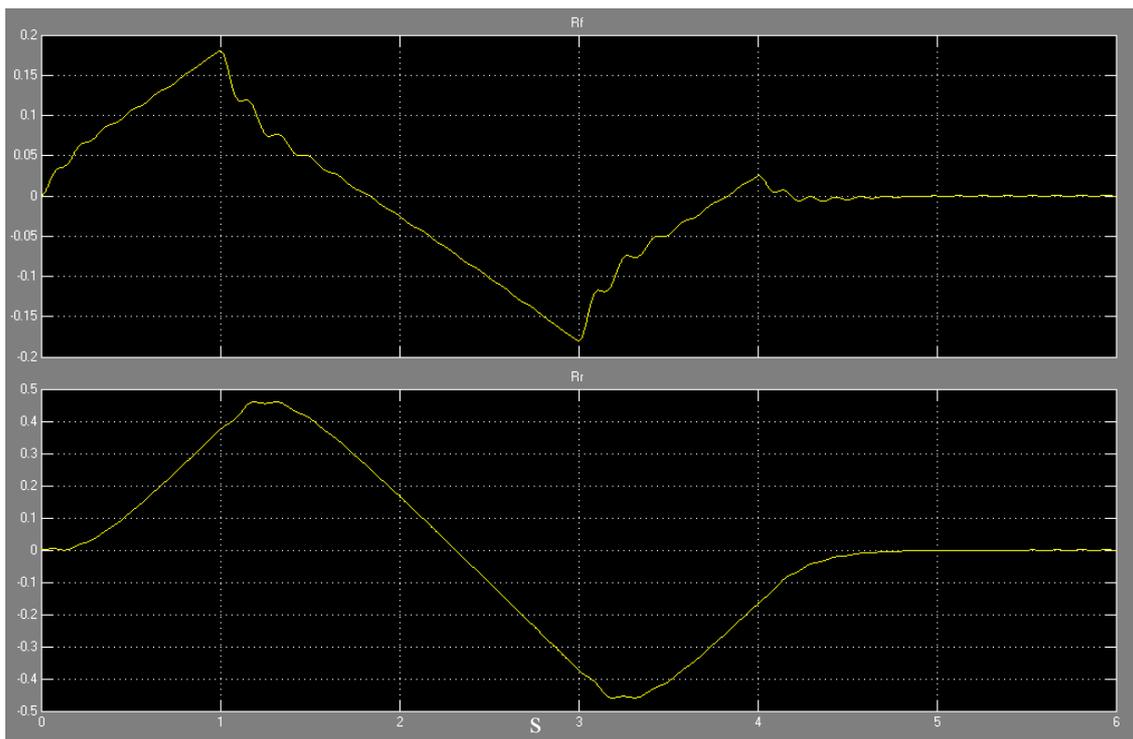


movimientos anteriores no se hubiese producido el vuelco, ambas ruedas volverían a estar en contacto con el firme.



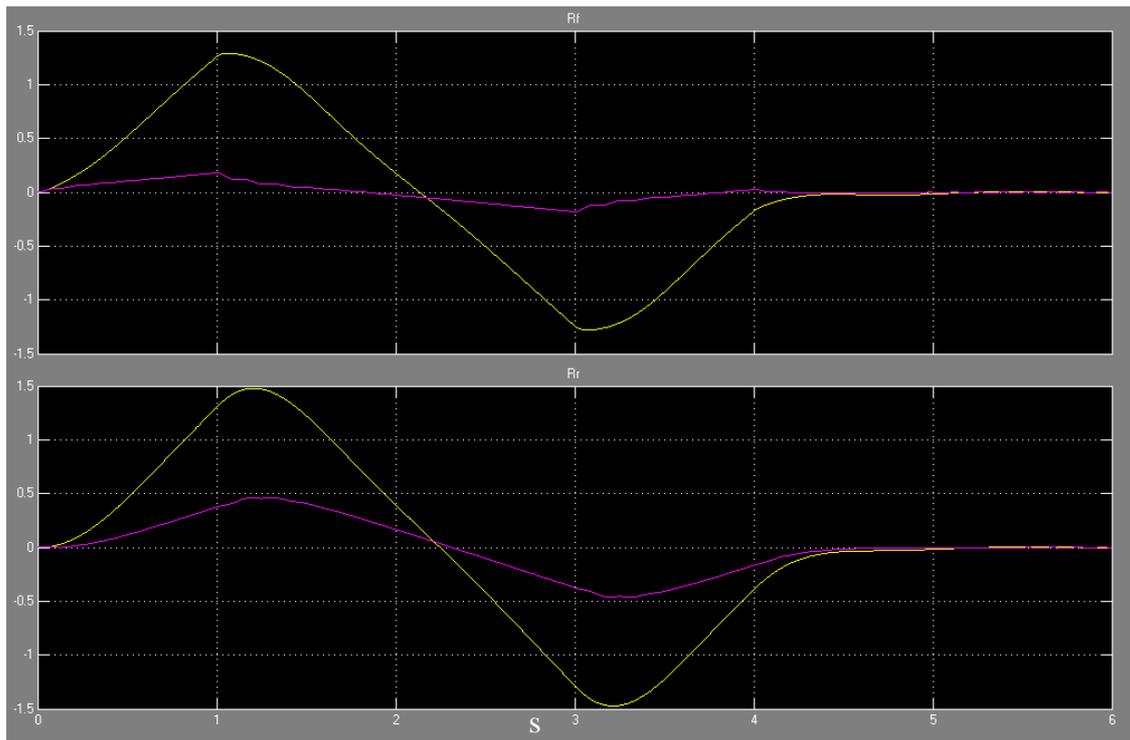
**Figura 41. Transferencias normalizadas de carga para el caso no controlado**

La gráfica representada en la Figura 42 corresponde a la transferencia normalizada de carga para el caso controlado (en los ejes delantero  $R_f$  y trasero  $R_r$ ). En este caso se trata del mismo autobús equipado con un sistema de control y se observa que los valores correspondientes con la transferencia normalizada de carga son mayores en el eje trasero que en el delantero. En el eje delantero los valores extremos son  $\pm 0,18$ , mientras que en el eje trasero los valores extremos son  $\pm 0,46$ . Los valores de la transferencia normalizada de carga, tanto para el eje delantero como para el trasero, están comprendidos entre +1 y -1, por lo que se puede afirmar que ninguna rueda del autobús equipado con el sistema de control pierde el contacto con el suelo en ningún momento de la maniobra y, por consiguiente, que no se produce el vuelco del vehículo. Ello implica que se produce un mejor aprovechamiento del agarre de los neumáticos, consiguiendo un alto índice de seguridad y haciendo más manejable el vehículo en un caso crítico.



**Figura 42. Transferencias normalizadas de carga para el caso controlado**

También se obtiene, tal y como muestra la Figura 43, la representación de la superposición de las transferencias de carga en los ejes delantero y trasero para los casos no controlado (en amarillo) y controlado (en violeta). En el caso controlado no se supera en ningún momento los valores críticos (+1 y -1) en ninguno de los ejes, mientras que en el caso no controlado sí se superan en algunos momentos de la maniobra y en ambos ejes del vehículo. En general se observa que los valores correspondientes con la transferencia normalizada de carga para el caso controlado son mucho menores que para el no controlado. Las conclusiones que se extraen a la vista de la Figura 43 es que con el sistema de control se mejora considerablemente la respuesta del vehículo, ya que se tiene una mayor tracción de los neumáticos, mientras que sin él hay instantes en los que alguna de las ruedas del vehículo pierden contacto con el terreno, cargando todo el peso sobre la rueda opuesta del mismo eje. Con el sistema de control se consigue que el vehículo mejore su manejabilidad en caso crítico y que el índice de seguridad sea mayor que en el caso no controlado.



**Figura 43. Superposición de transferencias normalizadas de carga (en amarillo el caso no controlado y en violeta el caso controlado)**

El programa facilita de igual forma las gráficas correspondientes a los desplazamientos de los puntos de interés, citados anteriormente en este documento, que serán cargados posteriormente en ANSYS LS-DYNA. Se asume según el modelo que los desplazamientos en un lado del eje del vehículo serán de la misma magnitud pero sentido opuesto que en el lado contrario. La Figura 44 representa los desplazamientos (desplazamientos relativos ya que se obtienen como la diferencia entre los desplazamientos de la masa suspendida y los de la masa no suspendida), expresados en milímetros, de los puntos del eje delantero donde apoya la suspensión (fdesplaz) y de los puntos creados como simplificación de donde apoyaría la suspensión trasera (rdesplaz) para el caso no controlado. Las expresiones matemáticas de cómo se calculan los desplazamientos a partir del ángulo de balanceo son las siguientes:

$$z_f = I_w \cdot [\sin(\phi) - \sin(\phi_f)] \quad (18)$$

$$z_r = I_w \cdot [\sin(\phi) - \sin(\phi_r)] \quad (19)$$

siendo  $z_f$  el desplazamiento vertical de un extremo del eje delantero,  $z_r$  el desplazamiento vertical de un extremo del eje trasero (los otros extremos tendrán el mismo valor y signo opuesto),  $I_w$  la mitad del ancho de vía del vehículo,  $\phi$  el ángulo de balanceo de la masa



suspendida,  $\phi_f$  el ángulo de balanceo de la masa no suspendida del eje delantero y  $\phi_r$  el ángulo de balanceo de la masa no suspendida del eje trasero.

Para el caso controlado los desplazamientos se calculan de la misma forma. Interpretando los valores de los desplazamientos verticales obtenidos se tiene que el vehículo en el inicio de la maniobra se inclina hacia la izquierda, lo que se traduce en que los desplazamientos en los puntos correspondientes al lado izquierdo del vehículo se desplazan hacia abajo y los correspondientes al lado derecho del vehículo hacia arriba, y posteriormente el vehículo se inclina hacia la derecha, esto es, los puntos de la izquierda del vehículo se desplazan hacia arriba y los del lado derecho hacia abajo. Posteriormente el vehículo se estabiliza alcanzando los desplazamientos de los puntos el valor de cero. Las gráficas de los desplazamientos para los ejes delantero y trasero son muy similares.

Los valores extremos que alcanzan los desplazamientos para el eje delantero son de 67,07 mm y de -66,73 mm (los signos variarán de un extremo del eje al otro), mientras que para el eje trasero son de de 67,08 mm y de -66,69 mm (variando de igual forma los signos de un extremo al otro del eje).

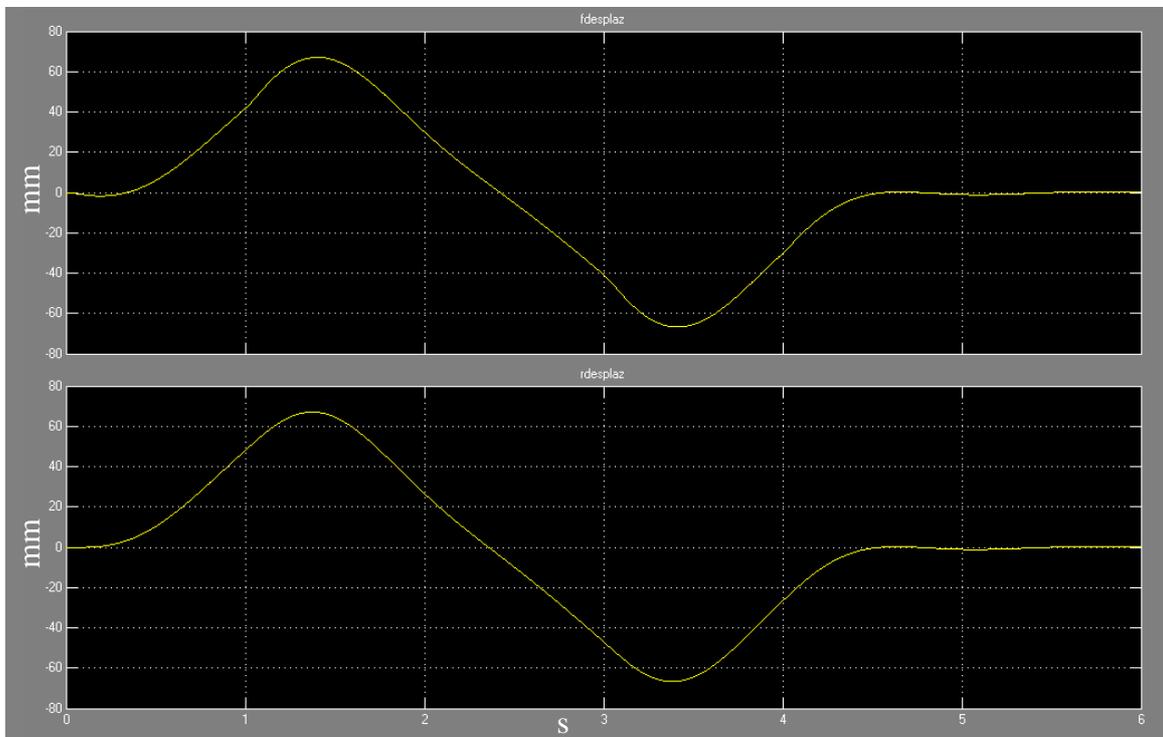


Figura 44. Desplazamientos (mm) del eje delantero (f) y trasero (r) para el caso no controlado



La Figura 45 muestra la gráfica de desplazamientos (en milímetros) para el caso controlado. Los desplazamientos para el caso controlado no describen una curva tan clara como en el caso anterior, sino que oscila bastante más. Esto es debido a que los actuadores se ponen en funcionamiento ejerciendo los momentos necesarios, oponiéndose a la inercia del vehículo, en función de la señal de entrada, y por ello se observa la presencia de más “crestas” en la gráfica (que simbolizan los momentos en los que actúa el sistema de control). También se puede ver que en este caso ambos ejes no poseen desplazamientos similares, es más, poseen diferente signo durante toda la maniobra (también debido al sistema de control, concretamente a que los actuadores de los ejes delantero y trasero son independientes, es decir, no ejercen el mismo momento en ambos ejes a la vez).

Por otra parte se observa que los desplazamientos adquieren valores mucho más pequeños, teniendo como valores extremos para el eje delantero 3,61 mm y -3,61 mm (los signos variarán de un extremo del eje al otro), mientras que para el eje trasero son de de -4,30 mm y de -4,30 mm (variando de igual forma los signos de un extremo al otro del eje).

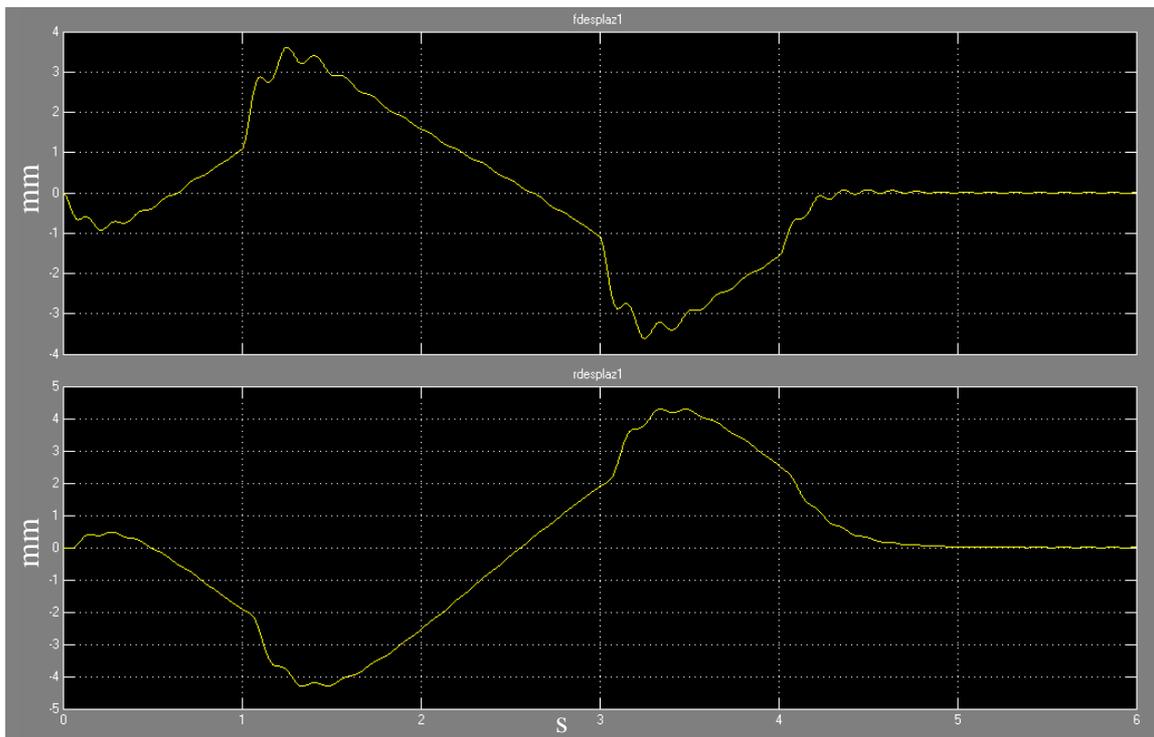
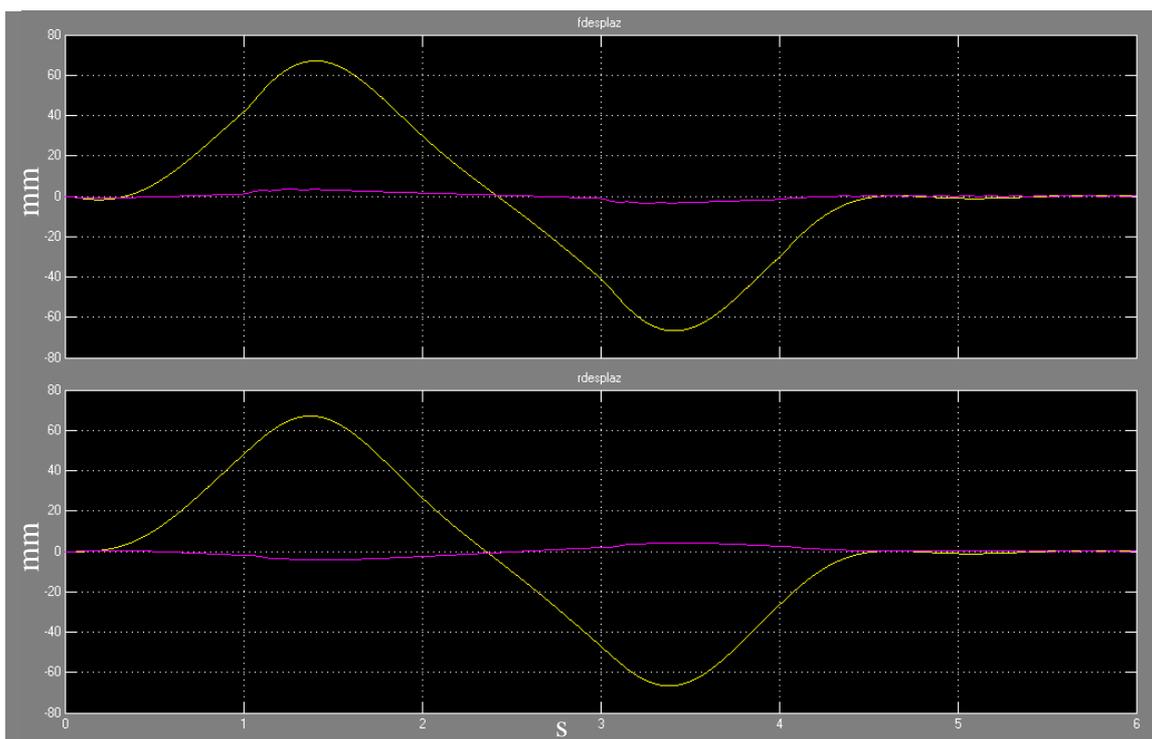


Figura 45. Desplazamientos (mm) del eje delantero (f) y trasero (r) para el caso controlado

La última gráfica obtenida (Figura 46) corresponde con la superposición de los desplazamientos (en mm) anteriormente comentados para los casos del vehículo no controlado y del vehículo controlado. Como en casos anteriores el caso no controlado se representa mediante la gráfica de color amarillo y el caso controlado mediante la gráfica en color violeta. Comparando ambos casos se puede decir que los desplazamientos, en ambos ejes, para el caso controlado son mucho menores que para el caso no controlado independientemente del tiempo. Los desplazamientos en el eje delantero poseen el mismo signo para los casos no controlado y controlado, siendo mucho menores en este último caso. En cuanto a los desplazamientos del eje trasero se tiene que para el caso no controlado son de signo opuesto que para el caso controlado a lo largo de toda la maniobra. Estas diferencias son debidas a la actuación del sistema de control, que consigue que los actuadores generen un momento en cada eje del vehículo (los momentos son independientes en cada eje, en función de los valores que adquieren las entradas), aumentando la estabilidad del vehículo, la adherencia de las ruedas al asfalto y, por lo tanto, el índice de seguridad.



**Figura 46. Superposición de los desplazamientos (mm) del eje delantero (f) y trasero (r). En amarillo el caso no controlado y en violeta el caso controlado**



---

***CAPÍTULO 5:***  
***MODELO DE ELEMENTOS FINITOS DE LA***  
***ESTRUCTURA DE UN AUTOBÚS***

---



## **5.1 INTRODUCCIÓN**

El método de elementos finitos [63 y 64] surge por la necesidad de realizar el cálculo de ciertas estructuras complicadas de resolver por métodos matemáticos tradicionales, debido a su forma geométrica y/o a las formas irregulares que adoptan sus cargas. Esta circunstancia obligaba a generar prototipos, ensayarlos e ir realizando mejoras de forma iterativa, por lo que se tenía que invertir una gran cantidad de tiempo y de dinero.

El método de elementos finitos consiste en sustituir la estructura por un modelo matemático de un número determinado de elementos independientes, unidos entre sí mediante un número finito de puntos o nodos, sobre el que posteriormente se aplicarán las cargas. Con este método se realiza un modelo matemático de cálculo del sistema real, más fácil y económico de modificar que un prototipo. Ahora bien, este método es un método aproximado de cálculo, debido a que el conocimiento de lo que sucede en el interior del modelo se obtiene mediante la interpolación de los valores conocidos en los nodos, por lo que se deben seguir utilizando prototipos, pero en menor número, ya que el primero puede acercarse bastante más al diseño óptimo.

La solución del problema completo sigue la regla de los problemas discretos. Para cada elemento finito se plantea la matriz de rigidez que relaciona las fuerzas con las deformaciones. Dicha matriz es la representación matricial de la relación existente entre las fuerzas en los nodos y los desplazamientos de estos. El sistema completo se forma por ensamblaje de los elementos discretos. Las incógnitas del problema dejan de ser funciones matemáticas y pasan a poseer el valor de estas funciones en los nodos. El conjunto de nodos considerando sus relaciones de adyacencia se denomina malla. El comportamiento en el interior de cada uno de los elementos queda definido a partir del comportamiento de los nodos mediante las adecuadas funciones de interpolación o de forma.

El nivel de precisión del modelo aumenta con el número de elementos empleados, teniendo en cuenta que, al aumentar el número de elementos también aumenta el tiempo de cálculo. Se suele utilizar una discretización gradual a fin de conseguir un estudio más detallado en aquellas zonas en las que se prevea que puede existir una mayor concentración de tensiones.

El método de elementos finitos ha sufrido una gran evolución en los últimos años debido a los avances informáticos, pero para garantizar que los resultados obtenidos se ajusten a la



realidad hay que poseer un profundo conocimiento del material utilizado, así como de los principios básicos del método.

## **5.2 FASES DE LA MODELIZACIÓN**

Para la modelización y posterior análisis de los resultados mediante el método de elementos finitos se ha utilizado el software ANSYS 8.0. El procedimiento de análisis en ANSYS [65 y 66] se puede dividir en tres fases claramente diferenciadas: preprocesado, solución y postprocesado. En la fase de preprocesado se establecen las características físicas y geométricas del modelo. En la fase de solución se establecen las cargas a las que se ve sometido el modelo y se eligen los parámetros de solución del sistema de ecuaciones que genera el problema. En la última fase, la de postprocesado, se obtienen los resultados del análisis y se presentan de múltiples formas como gráficas, animaciones, etc. Permitiendo de esta forma sacar las conclusiones que procedan.

### **5.2.1 Fase de preprocesado**

La primera fase a abordar es la de preprocesado, estableciendo las características físicas y geométricas del modelo. Esta fase a su vez se puede dividir en diversas subfases:

- Definición del tipo de elemento a utilizar: Primeramente se ha de definir el elemento más adecuado para la simulación. ANSYS ofrece más de 150 tipos diferentes de elementos. La elección del tipo de elemento debe realizarse cuidadosamente ya que determina, entre otros factores, los grados de libertad implicados en el análisis y el espacio dimensional en el que se construye el modelo. También es importante la elección del tipo de elemento debido a que condiciona la naturaleza de los resultados obtenidos y el método de cálculo de los mismos.
- Definición del modelo de material: La mayoría de los tipos de elementos precisan propiedades del material utilizado. Dependiendo de la aplicación, las propiedades del material pueden ser lineales o no lineales. Dentro del mismo análisis es posible utilizar múltiples conjuntos de propiedades de material (que corresponden a los distintos materiales presentes en el modelo), definiendo propiedades como la densidad, el módulo de Young o el coeficiente de Poisson del material.



- Definición de las propiedades de las secciones transversales de cada una de las vigas utilizadas en la carrocería del autobús: Tras la elección de los elementos a utilizar y de definir el modelo de material se debe definir la geometría de la sección transversal de cada una de las vigas que componen la carrocería del autobús. Esto se puede hacer mediante la creación de secciones transversales, opción que ofrecen una serie de elementos en ANSYS, en los que basta definir magnitudes directas de la geometría (altura, anchura, etc.). El software se encarga de calcular el resto de parámetros necesarios como los momentos de inercia o centroides.
- Creación de la geometría del modelo: La subfase de creación de la geometría del modelo es la más extensa dentro de la fase de preprocesado. En ella se define la geometría del modelo, a la cual se le asocia el material, la sección transversal correspondiente y el tipo de elemento elegido.
- Mallado del modelo: En esta subfase del preprocesado se divide la geometría creada en elementos.

### **5.2.2 Fase de solución**

La fase de solución tiene como objetivo definir el tipo de análisis a realizar, el tipo de cargas que se aplican al sistema y el punto en el que se aplican. Posteriormente se soluciona el sistema de ecuaciones generado por el problema. La fase de solución se puede dividir en tres subfases:

- Definición del tipo de análisis: La elección del tipo de análisis viene condicionada por las condiciones de carga aplicadas al modelo y los resultados que se pretenden obtener. No todos los tipos de elementos disponibles en ANSYS son válidos para todas las disciplinas. El tipo de análisis que se utilizará en este proyecto será un análisis dinámico explícito mediante ANSYS LS-DYNA.
- Aplicación de cargas: La aplicación de cargas se refiere a la aplicación de fuerzas, desplazamientos y condiciones de contorno que hacen que el sistema de fuerzas al que está sometido el modelo de elementos finitos se aproxime lo más posible al sistema de fuerzas al que es sometido en la realidad.
- Solución: En esta subfase el software soluciona el sistema de ecuaciones generado por el problema planteado, resolviendo de esta forma, el modelo.



### **5.2.3 Fase de postprocesado**

En la fase de postprocesado se presentan los resultados obtenidos en la fase de solución. Es preciso elegir las visualizaciones que presenten aquellos aspectos que se deseen estudiar del modelo, con el fin de obtener las conclusiones apropiadas.

## **5.3 MODELIZACIÓN DEL AUTOBÚS**

Para estudiar el comportamiento de la estructura de un autobús ante cualquier maniobra se procederá al modelado del mismo para posteriormente realizar una simulación, todo ello mediante ANSYS LS-DYNA (versión 8.0). Hay que tener especial cuidado en la modelización, con la elección de los elementos finitos, del modelo de material y procurando la correcta recreación de la geometría del autobús, ya que el modelo tiene que ser lo más parecido posible al real. En este proyecto se parte de la geometría ya creada del autobús para un análisis estático y se adaptarán sus características para realizar un análisis dinámico. A continuación se describirán los pasos seguidos para la modelización del autobús.

### **5.3.1 Selección del elemento finito utilizado en el modelo**

Para la modelización del autobús se ha escogido como elemento finito el elemento tipo viga, BEAM161, que es el único elemento tipo viga disponible en ANSYS LS-DYNA [65 y 66]. Este elemento tipo viga dispone del número de grados de libertad deseados facilitando la modelización de la superestructura del autobús y la posibilidad de conocer el comportamiento global de la carrocería del mismo.

El elemento finito elegido tiene 12 grados de libertad ( $U_X$ ,  $U_Y$ ,  $U_Z$ ,  $V_X$ ,  $V_Y$ ,  $V_Z$ ,  $A_X$ ,  $A_Y$ ,  $A_Z$ ,  $ROT_X$ ,  $ROT_Y$ ,  $ROT_Z$ ) en cada uno de los nodos. Dichos grados de libertad corresponden a los desplazamientos, velocidades, aceleraciones y rotaciones en cada uno de los nodos, en las tres direcciones del espacio (X, Y, Z).



Las principales características del elemento finito BEAM161 son las siguientes:

- Las rotaciones del cuerpo rígido no generan tensiones, lo que permite el tratamiento de tensiones finitas que se producen en muchas aplicaciones prácticas.
- Es un elemento simple debido a su gran robustez y eficiencia computacional.
- Es compatible con los elementos tipo “brick” o ladrillo.
- Incluye tensiones transversales finitas por corte.

Este elemento es parte de una familia de elementos finitos estructurales que utilizan una “técnica co-rotacional” para el tratamiento de rotaciones importantes. Este elemento se utiliza únicamente en los análisis dinámicos explícitos.

La geometría, las localizaciones de los nodos y el sistema de coordenadas utilizado se representan en la Figura 47. El nodo K es el denominado nodo de orientación, ya que determina la orientación inicial de la sección transversal. El elemento queda definido por los nodos I y J en el sistema global de coordenadas. El nodo K, junto con los nodos I y J, define un plano que contiene al eje “s”, (cuya dirección es del centroide hacia el nodo K). El eje “r” discurre paralelo a la línea centroidal del elemento y a través de los nodos I y J (el sentido de I a J). El tercer eje, es decir, el eje “t” queda definido por los dos anteriores, hecho que se observa mejor en la Figura 47. Es necesario definir el nodo K para fijar el sistema de ejes coordenados, por lo que el nodo K no puede ser colineal con los nodos I y J. Es importante destacar que el nodo K únicamente define la orientación en el instante inicial.

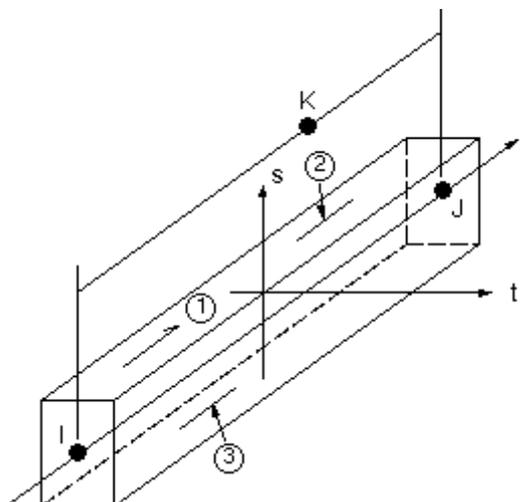


Figura 47. Geometría del elemento BEAM 161



El tipo de elemento BEAM161 permite elegir diversas opciones como las siguientes:

- Existen cuatro formulaciones posibles para este elemento: Hughes-Liu con integración de la sección transversal, Belytschko-Schwer viga resultante, Belytschko-Schwer con integración completa de la sección transversal y Belytschko-Schwer viga circular con integración de la sección transversal. Se optará por la formulación Hughes-Liu con integración de la sección transversal debido a que cumple con las características requeridas en el análisis.
- Otra de las opciones a elegir es la regla de cuadratura, ya que se dispone de 5 diferentes (un punto de integración, cuadratura 2x2 de Gauss, cuadratura 3x3 de Gauss, cuadratura 3x3 de Lobatto, cuadratura 4x4 de Gauss,). Se considera que la mejor opción es una regla de cuadratura Gauss 2x2 para obtener resultados precisos y rápidos.
- También se ha de elegir la regla de integración para la sección. Hay disponibles varias reglas de integración (opciones de integración estándar o se puede usar una regla definida de integración). En este caso se utiliza la regla definida de integración ID5 (cuyo rango puede ir desde 1 a 9999, lo que se cumple perfectamente con el 5) porque para utilizar una sección arbitraria (que es la siguiente opción a elegir), la regla de integración debe ser mayor que 0, considerándose oportuno que sea 5.
- La última elección que se debe realizar es el tipo de sección transversal utilizada en la modelización. Hay disponibles tres tipos; sección rectangular, sección circular o sección arbitraria (utilizando una regla de integración definida en el punto anterior). La sección transversal elegida en este caso será la arbitraria de tipo 5, es decir, una viga hueca de sección transversal rectangular y espesor delgado, que es la que corresponde con la sección de las vigas del autobús real. Posteriormente se definirán los parámetros necesarios para cada viga.

La aplicación de cargas en el elemento BEAM161 se puede realizar mediante el comando EDLOAD. El comando EDLOAD sirve para simular presiones, aceleraciones, velocidades angulares (para aplicar estas cargas sería necesario seleccionar primero los nodos y crear un componente aplicando posteriormente la carga a ese componente) en todas las direcciones (x, y, z), así como para aplicar cualquier tipo de carga, tales como fuerzas, desplazamientos, etc. sobre cuerpos rígidos.



### **5.3.2 Selección del modelo de material**

El material utilizado en la construcción de las superestructuras de los vehículos, y concretamente en la de los autobuses, es acero estructural St-44, según la Norma DIN 17100.

Este acero posee las siguientes características:

- Módulo de elasticidad  $2,1 \cdot 10^{11}$  Pa.
- Coeficiente de Poisson 0,3.
- Límite elástico 240 MPa.
- Tensión máxima 460 MPa.
- Densidad  $7850 \text{ kg/m}^3$ .

A continuación se procederá a elegir el tipo de material, condicionado por el elemento escogido anteriormente, y a introducir los valores de las propiedades del material que sean necesarios para el análisis mediante ANSYS LS-DYNA.

El elemento BEAM161 permite elegir entre los siguientes tipos de materiales, con las restricciones indicadas:

- Material Isotrópico Elástico.
- Material Cinemático Bilineal (salvo KEYOPT (1) = 2).
- Material Cinemático Plástico (salvo KEYOPT (1) = 2).
- Material Viscoelástico (solamente KEYOPT (1) = 1).
- Material Plástico (solamente KEYOPT (1) = 1).
- Material Plástico Lineal (solamente KEYOPT (1) = 1).

Para el análisis que se pretende realizar se elegirá un material bilineal isotrópico [67] (no lineal, inelástico, de endurecimiento isotrópico).



Al realizar el análisis dinámico utilizando el elemento BEAM161, es imprescindible introducir los valores de las siguientes propiedades del material utilizado [67] manteniendo en todo momento la coherencia de unidades:

- Densidad ( $\rho$ )  $7,85 \cdot 10^{-9}$  Tn/mm<sup>3</sup>.
- Modulo elastico ( $E_x$ )  $2,1 \cdot 10^5$  MPa.
- Coeficiente de Poisson ( $\nu_{xy}$ ) 0,3.
- Tensión de fluencia 207 MPa.
- Módulo tangencial 0,75 MPa.

Se debe de tener especial cuidado en mantener la coherencia de unidades, ya que ANSYS posee la peculiaridad de no trabajar con unidades. Las unidades básicas a utilizar serán:

- Para la longitud el milímetro (mm).
- Para la masa la Tonelada métrica (Tn).
- Para el tiempo el segundo (s).

A partir de las unidades básicas se derivan otras como:

- Densidad:  $\delta \left[ \frac{Tn}{mm^3} \right]$
- Fuerza:  $F [N]$
- Tensión:  $\sigma [MPa]$

En un primer momento se realizó una simulación en la que se utilizó un material elástico lineal. Las propiedades que había que introducir en el programa, utilizando dicho material eran la densidad ( $\rho = 7,85 \cdot 10^{-9}$  Tm/mm<sup>3</sup>), el módulo elástico ( $E_x = 2,1 \cdot 10^5$  MPa) y el coeficiente de Poisson (0,3). Este material posteriormente se desechó porque la simulación obtenida no fue satisfactoria, debido a que la curva tensión deformación, para deformaciones pequeñas, se asemejaba a una recta de pendiente constante, mientras que para deformaciones mayores la curva real no coincidía con dicha recta de pendiente constante. Tras desechar este material se comprobó que con el material anteriormente mencionado (bilineal isotrópico) los resultados eran los correctos.



### 5.3.3 Generación de la geometría

La geometría del modelo se ha creado en base a la superestructura real de un autobús (cedida por Catrosua, uno de los carroceros españoles de reconocido prestigio), de tal forma que las vigas utilizadas son exactamente las mismas que las del de autobús real y se encuentran dispuestas de la misma forma. La superestructura real del autobús al que hace referencia este proyecto se muestra en la Figura 48.



Figura 48. Superestructura del autobús

Las barras utilizadas en la modelización del autobús son vigas huecas de sección transversal rectangular y espesor delgado. Como se comentó anteriormente, la sección transversal utilizada es una sección arbitraria de tipo 5 (Figura 49), esto es, rectangular hueca, de espesor delgado, cuyas propiedades dimensionales se definirán particularmente para cada viga.

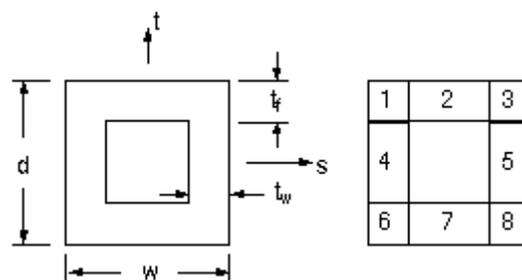
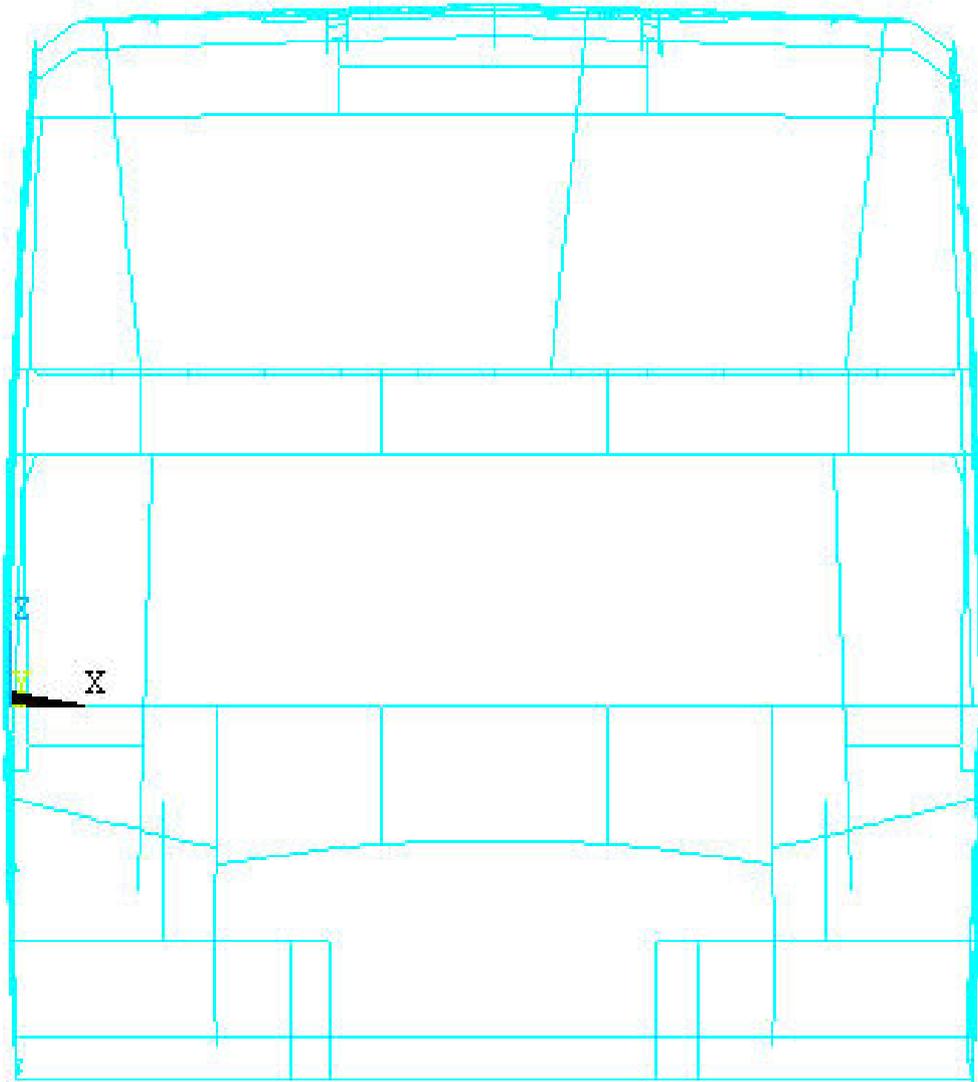


Figura 49. Sección utilizada en la creación del modelo

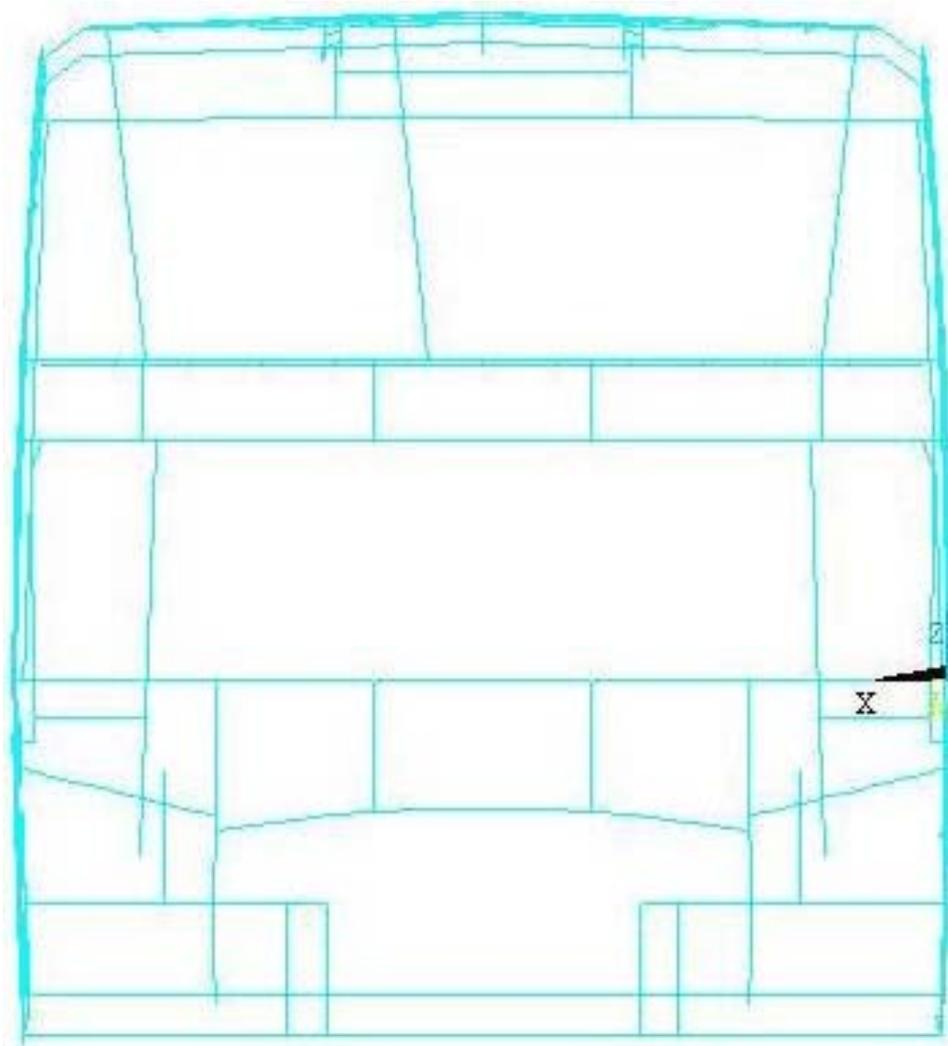


### **5.3.4 Vistas del modelo del autobús**

Tras la modelización del autobús, se pueden obtener las vistas del mismo. Las vistas del modelo del autobús obtenido finalmente se representan en las Figuras 50, 51, 52, 53, 54, 55, 56 y 57.



**Figura 50. Vista frontal del autobús**



**Figura 51. Vista trasera del autobús**

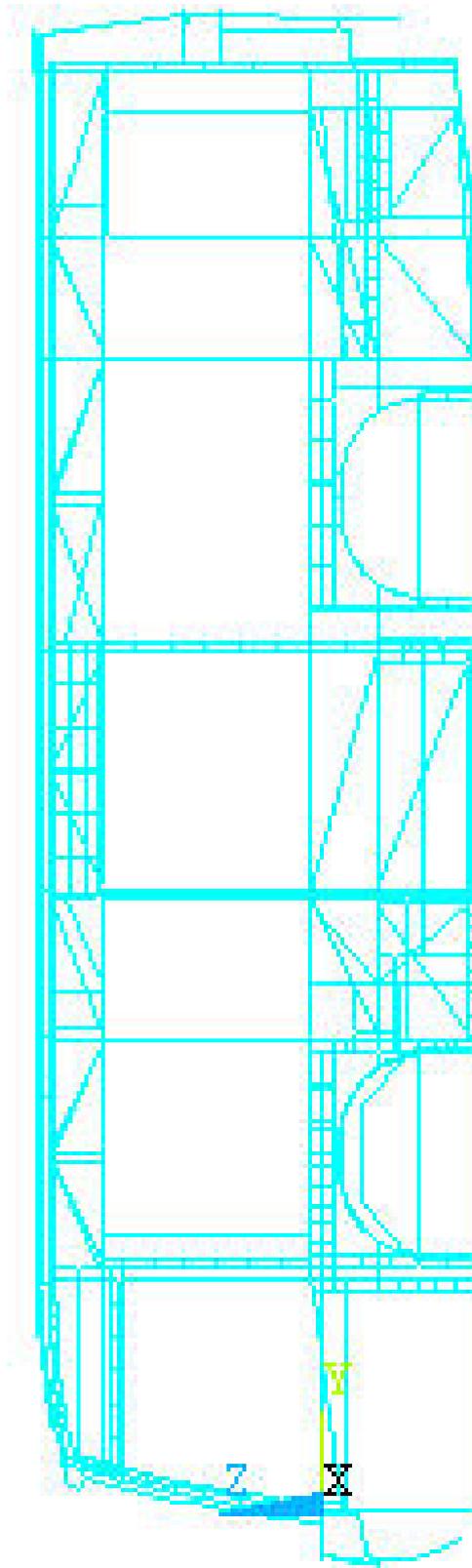


Figura 52. Vista del costado izquierdo del autobús

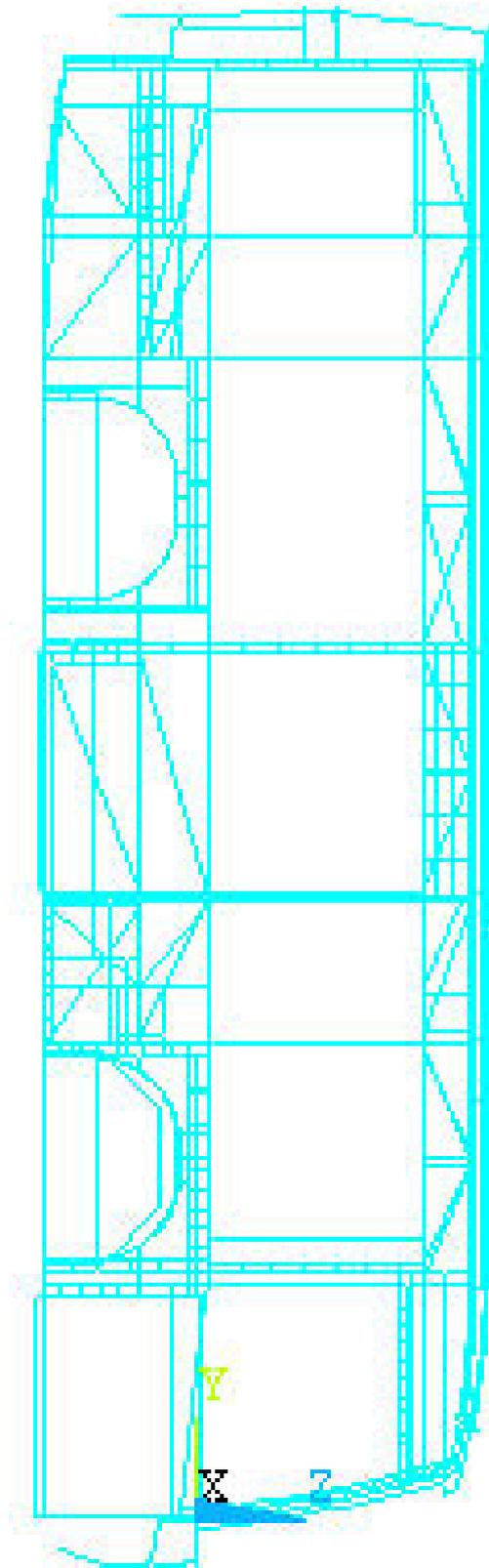


Figura 53. Vista del costado derecho del autobús

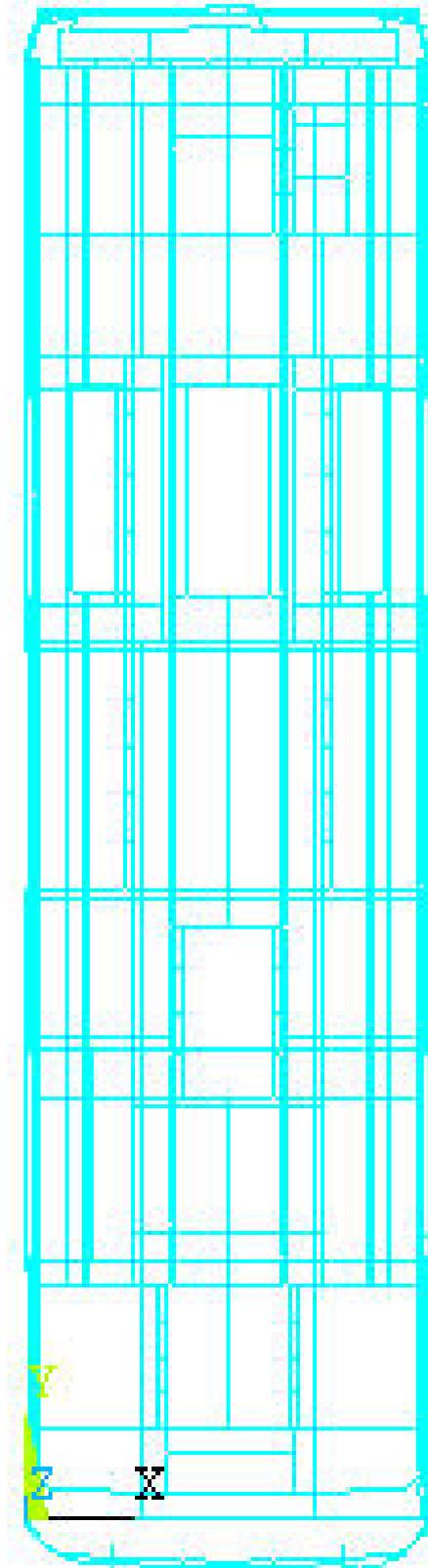


Figura 54. Vista del techo del autobús

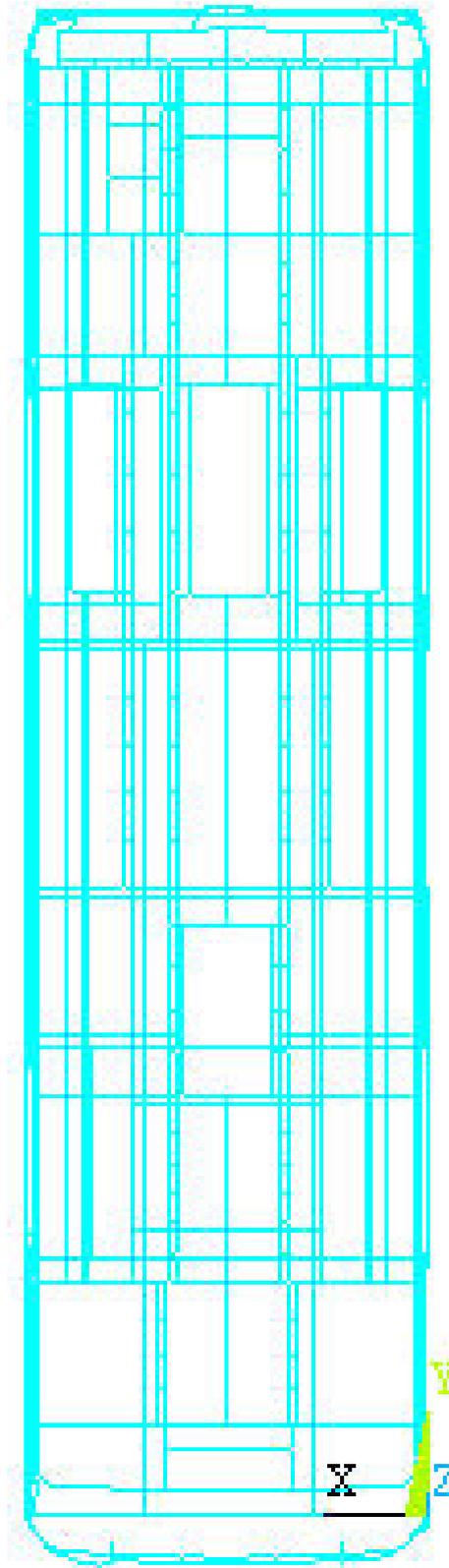


Figura 55. Vista desde el suelo del autobús

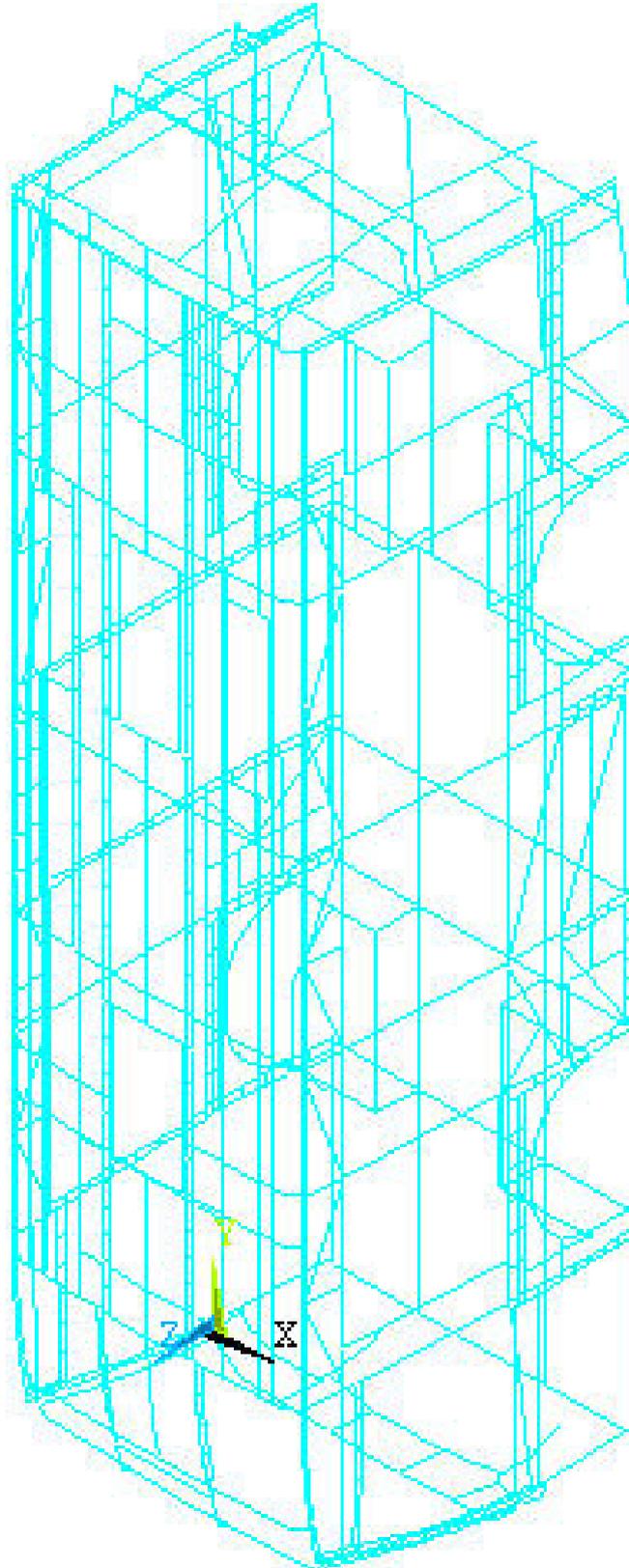


Figura 56. Vista isométrica del autobús

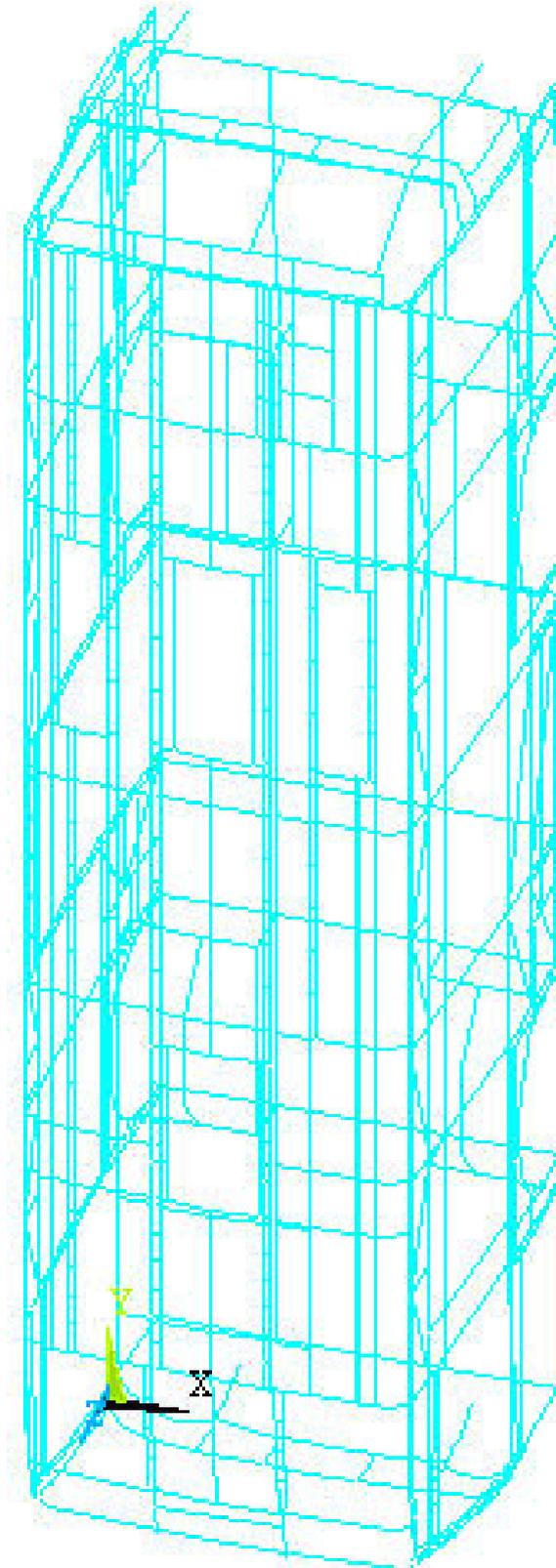
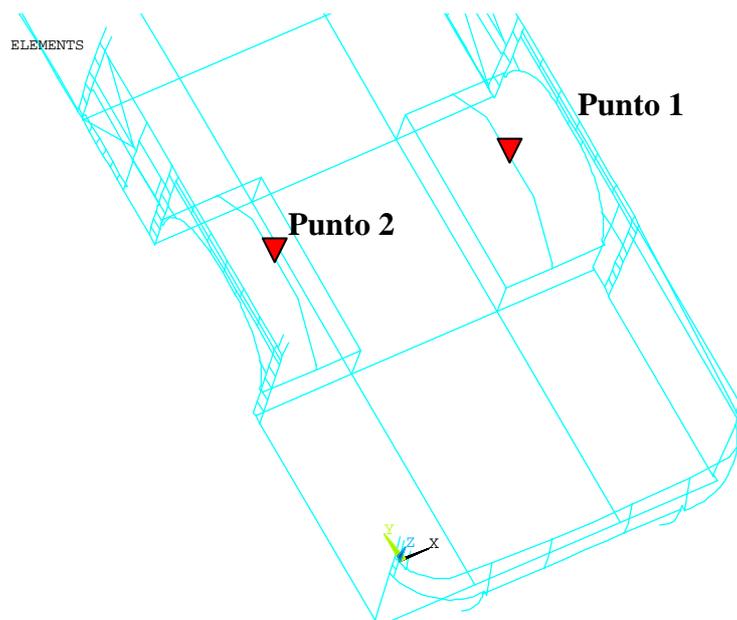


Figura 57. Vista oblicua del autobús

### 5.3.5 Aplicación de los desplazamientos

Una vez modelizada la superestructura, el siguiente paso es determinar dónde y cómo se carga la misma. Dos de los puntos sobre los que se van a aplicar los desplazamientos corresponden al lugar donde se apoyan los dos cojines (o fuelles) del eje delantero y los otros dos al punto medio entre los fuelles de cada una de las ruedas traseras. Introduciendo estos desplazamientos en el modelo de autobús creado mediante ANSYS LS-DYNA se puede proceder a efectuar la simulación de la maniobra a realizar (en este caso un cambio brusco de carril).

Los puntos del eje delantero donde se van a aplicar los desplazamientos, representados en la Figura 58 mediante triángulos rojos invertidos, son aquellos en los que apoya directamente el sistema de suspensión, es decir, los cojines neumáticos.

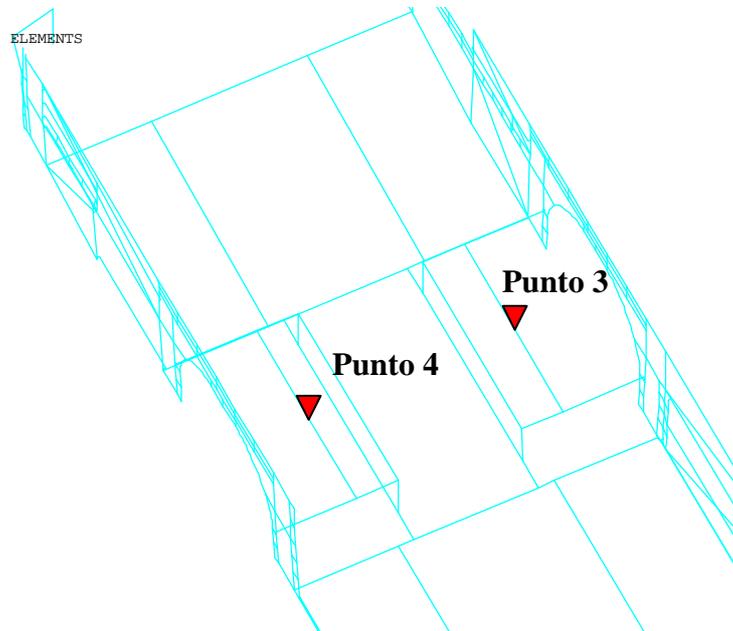


**Figura 58. Puntos de apoyo de la suspensión delantera**

En el caso del eje trasero, a diferencia de la suspensión delantera, el apoyo en el chasis es doble. Para simular este doble apoyo de forma más sencilla se utilizará un elemento rígido (líneas azules señaladas por el triángulo rojo en la Figura 59) apoyado en los puntos donde se juntan los cojines neumáticos con el chasis. Dicho elemento rígido repartirá la carga entre los dos puntos de apoyo de los cojines neumáticos de manera similar a como actúa la estructura de la suspensión. El apoyo de los cojines en las vigas de los pasos de rueda no se ubica exactamente en el medio de las mismas, sino más cerca del interior de los pasos que del



exterior. Por ello, la carga en los pasos traseros se realizará, tal y como muestra la Figura 59, en el tercio de la longitud de la viga más cercano al interior del paso.



**Figura 59. Simplificación y puntos de los que se extraen los desplazamientos en el eje trasero**

Para aplicar los desplazamientos en el modelo de autobús creado es necesario primeramente crear los componentes sobre los que se van a aplicar los desplazamientos. Dichos componentes serán llamados en ANSYS “delI”, “delD”, “trasI”, “trasD”. Estos puntos corresponden con los indicados mediante triángulos invertidos en la Figura 58 y en la Figura 59. Por último se seleccionan todos los elementos y se crea el componente llamado “autobus”. Todo ello es necesario para poder aplicar los desplazamientos (en función del tiempo) mediante la creación de vectores. Se generarán cinco vectores (matrices con las dimensiones adecuadas, dependiendo del número de divisiones temporales que se hagan), uno con los valores de tiempo (TIEMPO), y otros cuatro con los desplazamientos de los cuatro puntos mencionados del autobús (DESP1, DESP2, DESP3 y DESP4). Tras crear dichos vectores, se ha de imponer que los valores de los desplazamientos (con el signo apropiado), para el tiempo y punto de aplicación correspondiente, sean únicamente en dirección vertical ( $U_z$ ). Posteriormente se definirá el tiempo de ejecución y se activarán todas las opciones de energía.

Después de tener el modelo cargado se procede a ejecutar el programa y, tras el tiempo necesario de procesamiento, se obtienen los resultados.



---

***CAPÍTULO 6:***  
***SIMULACIÓN Y RESULTADOS***

---



## **6.1 CARACTERÍSTICAS DEL HARDWARE UTILIZADO**

En este apartado se describen las características del hardware utilizado para poder hacerse una idea de la complejidad del cálculo llevado a cabo por el programa, para realizar la simulación, observando también el tiempo de procesado del programa y los segundos de la maniobra que se pretenden simular (que se citarán en el siguiente apartado).

Las características del ordenador utilizado para la simulación son las siguientes:

- Sistema:
  - Microsoft Windows XP Profesional.
  - Versión 2002.
  - Service Pack 2.
  
- Equipo:
  - Intel (R) Core (TM) 2.
  - CPU 6700 a 2,66 GHz.
  - 3,12 GB de RAM.

## **6.2 RESULTADOS DE LA SIMULACIÓN**

Tras la obtención de los desplazamientos mediante MATLAB, cargar el modelo de autobús y ejecutar el programa ANSYS LS-DYNA, se obtienen los resultados correspondientes a la simulación de la maniobra. Dichos resultados obtenidos mediante el método de elementos finitos, para cada una de las diferentes simulaciones realizadas, se recogen a continuación.

Se han realizado diversas simulaciones hasta conseguir los resultados definitivos.

### **PRIMERA SIMULACIÓN**

En una primera simulación se pretendió analizar la maniobra completa hasta que el vehículo quedase completamente estabilizado, esto es, 4 segundos que dura el cambio brusco de carril y 0,5 segundos más hasta que el vehículo se estabiliza completamente (adicionalmente se



introdujeron 1,5 segundos más en el programa de MATLAB para verificar que el vehículo seguía una línea recta sin variaciones en los parámetros).

El material utilizado en esta primera simulación fue elástico lineal y las propiedades introducidas en el programa fueron la densidad ( $\rho = 7,85 \cdot 10^{-9} \text{ Tm/mm}^3$ ), el módulo elástico ( $E_x = 2,1 \cdot 10^5 \text{ MPa}$ ) y el coeficiente de Poisson ( $\nu = 0,3$ ). Este material se desechó tras la realización de la segunda simulación debido a la obtención de unos resultados no del todo satisfactorios.

Los desplazamientos aplicados en los cuatro puntos mencionados del vehículo, en función del tiempo, tanto para el caso no controlado como para el caso controlado, se recogen respectivamente en la Tabla 6 y en la Tabla 7.

**Tabla 6. Desplazamientos de los diversos puntos en función del tiempo para el caso no controlado (primera simulación)**

Tiempo (s)	Desplazamientos del punto 1 (mm)	Desplazamientos del punto 2 (mm)	Desplazamientos del punto 3 (mm)	Desplazamientos del punto 4 (mm)
0	0	0	0	0
0,3	0,8485	-0,8485	-2,1623	2,1623
0,6	-11,5004	11,5004	-16,3317	16,3317
0,9	-33,6567	33,6567	-39,6717	39,6717
1,2	-59,7937	59,7937	-62,1727	62,1727
1,5	-65,6578	65,6578	-64,6568	64,6568
1,8	-46,9941	46,9941	-44,1096	44,1096
2,1	-22,4649	22,4649	-18,7972	18,7972
2,4	-1,6616	1,6616	2,6694	-2,6694
2,7	18,5421	-18,5421	23,8133	-23,8133
3	40,4823	-40,4823	46,7062	-46,7062
3,3	64,4227	-64,4227	65,4747	-65,4747
3,6	61,5054	-61,5054	59,7566	-59,7566
3,9	38,8204	-38,8204	35,5808	-35,5808
4,2	13,355	-13,355	11,6798	-11,6798
4,5	0,8521	-0,8521	0,5252	-0,5252



**Tabla 7. Desplazamientos de los diversos puntos en función del tiempo para el caso controlado (primera simulación)**

<b>Tiempo (s)</b>	<b>Desplazamientos del punto 1 (mm)</b>	<b>Desplazamientos del punto 2 (mm)</b>	<b>Desplazamientos del punto 3 (mm)</b>	<b>Desplazamientos del punto 4 (mm)</b>
0	0	0	0	0
0,3	0,7169	-0,7169	-0,4508	0,4508
0,6	0,072	-0,072	0,0282	-0,0282
0,9	-0,7599	0,7599	1,5057	-1,5057
1,2	-3,147	3,147	3,6836	-3,6836
1,5	-2,9364	2,9364	4,2755	-4,2755
1,8	-2,1441	2,1441	3,3853	-3,3853
2,1	-1,3341	1,3341	2,1201	-2,1201
2,4	-0,5847	0,5847	0,7356	-0,7356
2,7	0,2115	-0,2115	-0,6062	0,6062
3	1,078	-1,078	-1,8787	1,8787
3,3	3,3639	-3,3639	-4,1555	4,1555
3,6	2,7964	-2,7964	-3,9939	3,9939
3,9	1,8984	-1,8984	-2,9637	2,9637
4,2	0,216	-0,216	-1,2705	1,2705
4,5	-0,0808	0,0808	-0,3185	0,3185

Esta primera simulación no tuvo resultados satisfactorios, ya que el programa, tras 31 días de simulación, continuaba procesando datos, extendiéndose demasiado el tiempo de procesado. Finalmente se optó por detener el programa y reducir el tiempo de maniobra a simular, ya que lo interesante era apreciar los puntos críticos de la maniobra, así como las mejoras que se conseguían al añadirle un sistema de control.

### **SEGUNDA SIMULACIÓN**

Debido a las limitaciones existentes de tiempo se realizó una simulación con el material anteriormente descrito, pero reduciendo el tiempo de simulación a 1 segundo. Este material posteriormente se desechó porque la simulación obtenida con este material no era satisfactoria. Al no tomar el tiempo desde el principio, sino a partir del segundo 1 y hasta el segundo 2, los valores temporales introducidos en ANSYS LS-DYNA se relativizan, es decir, se hacen en referencia al segundo 1 (el segundo 1 de la maniobra corresponderá con el 0 en ANSYS y el segundo 2 con el 1).

Los desplazamientos aplicados en el autobús, en el rango de tiempo a analizar, entre 1 y 2 segundos (correspondientes a los valores de 0 y 1 segundos en la tabla, respectivamente), para el caso no controlado se representan en la Tabla 8.



**Tabla 8. Desplazamientos de los diversos puntos en función del tiempo para el caso no controlado (segunda simulación)**

<b>Tiempo (s)</b>	<b>Desplazamientos del punto 1 (mm)</b>	<b>Desplazamientos del punto 2 (mm)</b>	<b>Desplazamientos del punto 3 (mm)</b>	<b>Desplazamientos del punto 4 (mm)</b>
0	-41,4654	41,4654	-47,7507	47,7507
0,1	-51,2551	51,2551	-55,6274	55,6274
0,2	-59,7937	59,7937	-62,1727	62,1727
0,3	-65,1452	65,1452	-66,145	66,145
0,4	-67,0686	67,0686	-66,9883	66,9883
0,5	-65,6578	65,6578	-64,6568	64,6568
0,6	-61,3417	61,3417	-59,5595	59,5595
0,7	-54,8368	54,8368	-52,426	52,426
0,8	-46,9941	46,9941	-44,1096	44,1096
0,9	-38,6178	38,6178	-35,3935	35,3935
1	-30,3228	30,3228	-26,8531	26,8531

Los desplazamientos aplicados en los diversos puntos, para el caso controlado, entre los segundos 1 y 2 desde el inicio de la maniobra, son los recogidos en la Tabla 9.

**Tabla 9. Desplazamientos de los diversos puntos en función del tiempo para el caso controlado (segunda simulación)**

<b>Tiempo (s)</b>	<b>Desplazamientos del punto 1 (mm)</b>	<b>Desplazamientos del punto 2 (mm)</b>	<b>Desplazamientos del punto 3 (mm)</b>	<b>Desplazamientos del punto 4 (mm)</b>
0	-1,0734	1,0734	1,8974	-1,8974
0,1	-2,8709	2,8709	2,6135	-2,6135
0,2	-3,147	3,147	3,6836	-3,6836
0,3	-3,3616	3,3616	4,1599	-4,1599
0,4	-3,3985	3,3985	4,194	-4,194
0,5	-2,9364	2,9364	4,2755	-4,2755
0,6	-2,7957	2,7957	3,9949	-3,9949
0,7	-2,4564	2,4564	3,7179	-3,7179
0,8	-2,1441	2,1441	3,3853	-3,3853
0,9	-1,8982	1,8982	2,9639	-2,9639
1	-1,5899	1,5899	2,561	-2,561

La simulación del caso no controlado finalizó 9 días después, debido a que se produjo un error en el programa a los 0,6179 segundos por el que se detuvo la simulación. Este error se produjo tras alcanzar el máximo valor de los desplazamientos introducidos en los puntos de apoyo de la suspensión y empezar a disminuir, condiciendo con el momento de giro del volante para retornar al carril de partida.



En el caso controlado el tiempo de procesado del ordenador fue de 8 días, tras ese tiempo se produjo el mismo error que en el caso anterior, en el segundo 0,56123 de simulación, muy próximo al momento en el que se produce el error en el caso anterior.

Tras la obtención de los resultados se pudo observar que las tensiones eran demasiado elevadas para ambos casos, por lo que hubo que desechar el modelo y pensar en otro que fuese más aproximado. Esto llevó a la realización de una tercera simulación en la que se aprovecha mejor el programa, introduciendo más características del material para que la curva tensión-deformación del material utilizado en la construcción de los autobuses (acero estructural St-44) fuese lo más próxima a la realidad.

### **TERCERA SIMULACIÓN**

En la tercera, y definitiva simulación, se utilizó un material bilineal isotrópico [67]. Las propiedades de dicho material eran una densidad de  $\rho = 7,85 \cdot 10^{-9} \text{ Tm/mm}^3$ , un módulo elástico de  $E_x = 2,1 \cdot 10^5 \text{ MPa}$ , un coeficiente de Poisson de 0,3, una tensión de fluencia de 207 MPa y un módulo tangencial de 0,75 MPa. En esta ocasión el tiempo que se pretendió simular fue de 2 segundos, coincidiendo con el intervalo de tiempo comprendido entre los segundos 0 y 2 de la maniobra a realizar por el vehículo. En este caso se optó por simular desde el segundo 0, para tener un instante en el que los valores de los desplazamientos de los puntos a cargar fuesen 0.

Los desplazamientos entre los segundos 0 y 2 de la maniobra de cambio brusco de carril, para el caso no controlado, se encuentran representados en la Tabla 10. Son similares a los representados en la Tabla 8 con la inclusión de un estado de reposo en el segundo 0 y la consecuente modificación de los valores de los tiempos.

**Tabla 10. Desplazamientos de los diversos puntos en función del tiempo para el caso no controlado (tercera simulación)**

<b>Tiempo (s)</b>	<b>Desplazamientos del punto 1 (mm)</b>	<b>Desplazamientos del punto 2 (mm)</b>	<b>Desplazamientos del punto 3 (mm)</b>	<b>Desplazamientos del punto 4 (mm)</b>
0	0	0	0	0
1	-41,4654	41,4654	-47,7507	47,7507
1,1	-51,2551	51,2551	-55,6274	55,6274
1,2	-59,7937	59,7937	-62,1727	62,1727
1,3	-65,1452	65,1452	-66,145	66,145
1,4	-67,0686	67,0686	-66,9883	66,9883



Tiempo (s)	Desplazamientos del punto 1 (mm)	Desplazamientos del punto 2 (mm)	Desplazamientos del punto 3 (mm)	Desplazamientos del punto 4 (mm)
1,5	-65,6578	65,6578	-64,6568	64,6568
1,6	-61,3417	61,3417	-59,5595	59,5595
1,7	-54,8368	54,8368	-52,426	52,426
1,8	-46,9941	46,9941	-44,1096	44,1096
1,9	-38,6178	38,6178	-35,3935	35,3935
2	-30,3228	30,3228	-26,8531	26,8531

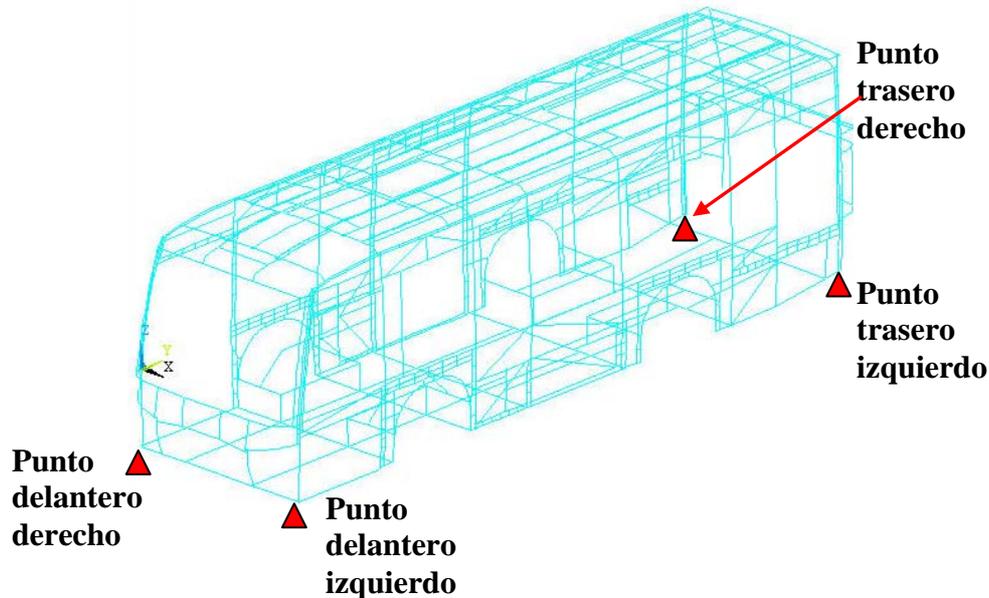
En la Tabla 11 se representan los desplazamientos que se aplican en los puntos determinados, para el caso controlado. En este caso, de forma parecida a como ocurría en el anterior, dicha tabla será similar a la en la Tabla 9, pero con la inclusión del estado mencionado de reposo, modificando consecuentemente todos los valores de los tiempos. De esta forma los segundos representados coinciden directamente con el segundo de la simulación a la que hacen referencia.

**Tabla 11. Desplazamientos de los diversos puntos en función del tiempo para el caso controlado (tercera simulación)**

Tiempo (s)	Desplazamientos del punto 1 (mm)	Desplazamientos del punto 2 (mm)	Desplazamientos del punto 3 (mm)	Desplazamientos del punto 4 (mm)
0	0	0	0	0
1	-1,0734	1,0734	1,8974	-1,8974
1,1	-2,8709	2,8709	2,6135	-2,6135
1,2	-3,147	3,147	3,6836	-3,6836
1,3	-3,3616	3,3616	4,1599	-4,1599
1,4	-3,3985	3,3985	4,194	-4,194
1,5	-2,9364	2,9364	4,2755	-4,2755
1,6	-2,7957	2,7957	3,9949	-3,9949
1,7	-2,4564	2,4564	3,7179	-3,7179
1,8	-2,1441	2,1441	3,3853	-3,3853
1,9	-1,8982	1,8982	2,9639	-2,9639
2	-1,5899	1,5899	2,561	-2,561

El tiempo que precisó el programa para realizar completamente la simulación (2 segundos de maniobra) fue de 21 días para el caso no controlado y otros 21 días para el caso controlado. Tras la finalización de la simulación no se produjo ningún error en el programa y se obtuvieron los resultados deseados.

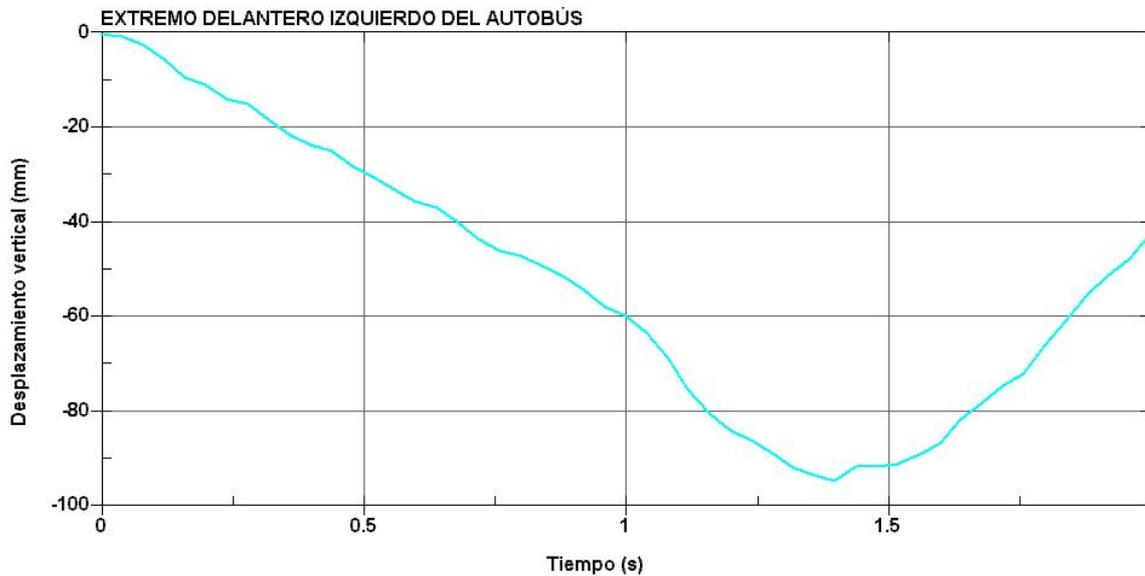
Entre los resultados obtenidos se tienen los desplazamientos de diversos puntos de la estructura del autobús, en función del tiempo. Los puntos con desplazamientos más significativos son los marcados en la Figura 60, los cuatro vértices del suelo del vehículo, ya que son los que primero contactarían con el suelo si los desplazamientos fuesen excesivos.



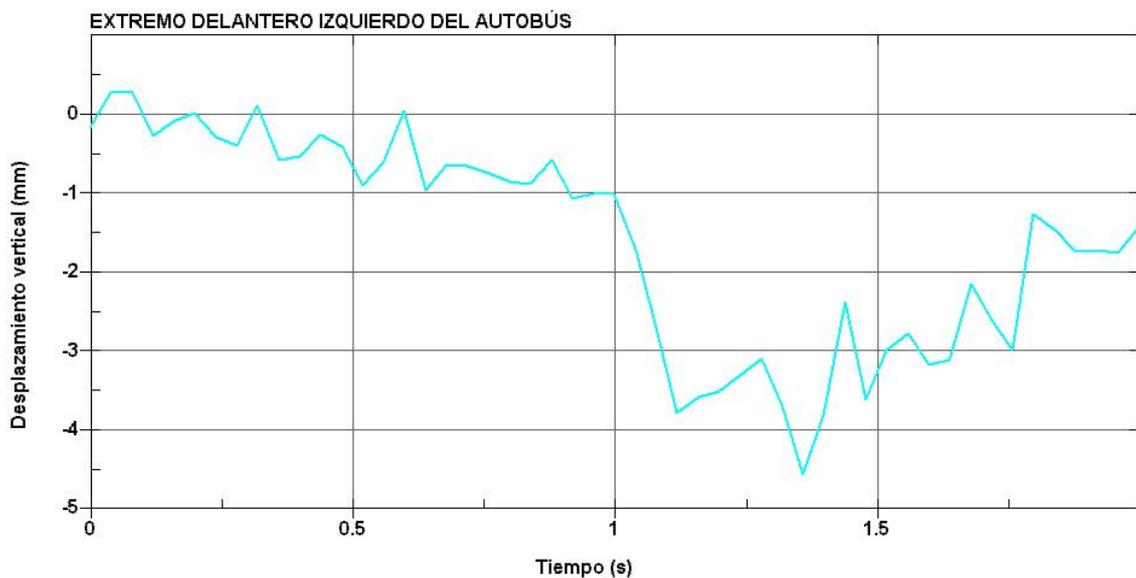
**Figura 60. Puntos con desplazamientos más relevantes del autobús**

Comparando los desplazamientos verticales del punto delantero izquierdo del autobús para el caso no controlado (Figura 61) y controlado (Figura 62), se puede observar a simple vista que son mucho menores (en valor absoluto) para el segundo caso que para el primero. Atendiendo a los desplazamientos máximos (con el signo respectivo), para el caso no controlado se tiene un desplazamiento mayor en el instante inicial de 0 mm, mientras que el caso controlado no llega a 0,5 mm. El desplazamiento vertical mínimo (atendiendo al signo) del punto tratado para el caso no controlado supera el valor de -90 mm llegando casi hasta los -95 mm (en el momento en el que el vehículo comienza a inclinarse hacia el lado contrario para volver al carril de partida), mientras que para el caso controlado apenas supera los -4,5 mm de desplazamiento.

También se observa que la curva para el caso no controlado es más suave que para el caso controlado, en cuya gráfica se observan más máximos y mínimos relativos. Esto es debido al trabajo de los actuadores, que se encargan de mantener los valores de los desplazamientos dentro de unos límites, gracias a la aplicación de momentos que equilibren las fuerzas de inercia, mejorando la estabilidad del autobús. Por ello se observan más picos en los momentos en los que los actuadores reciben la información y mandan la orden de generar el momento necesario.

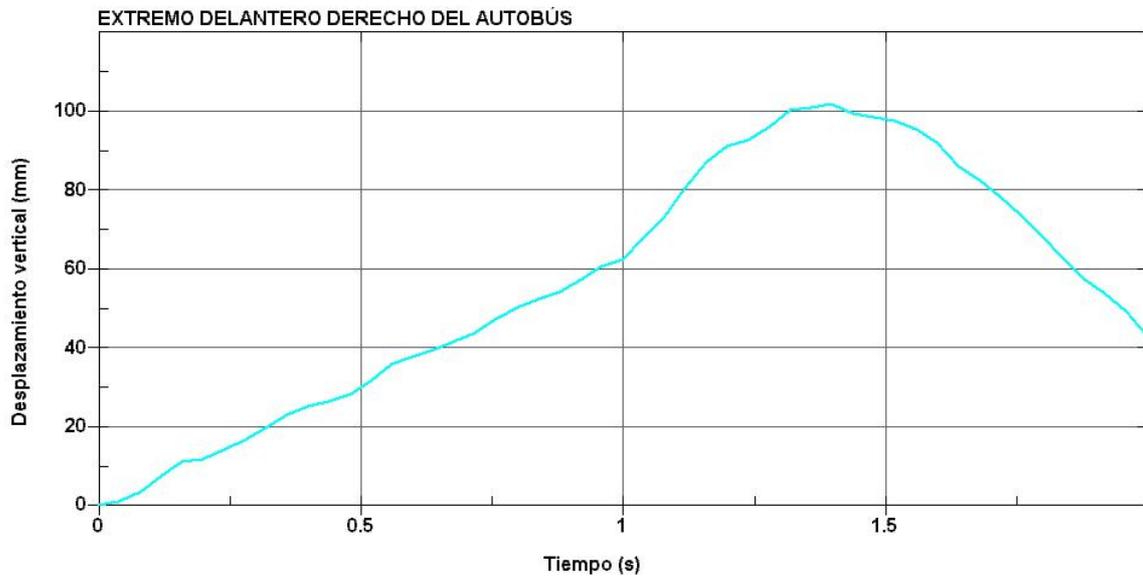


**Figura 61. Desplazamiento vertical del punto delantero izquierdo del autobús para el caso no controlado**

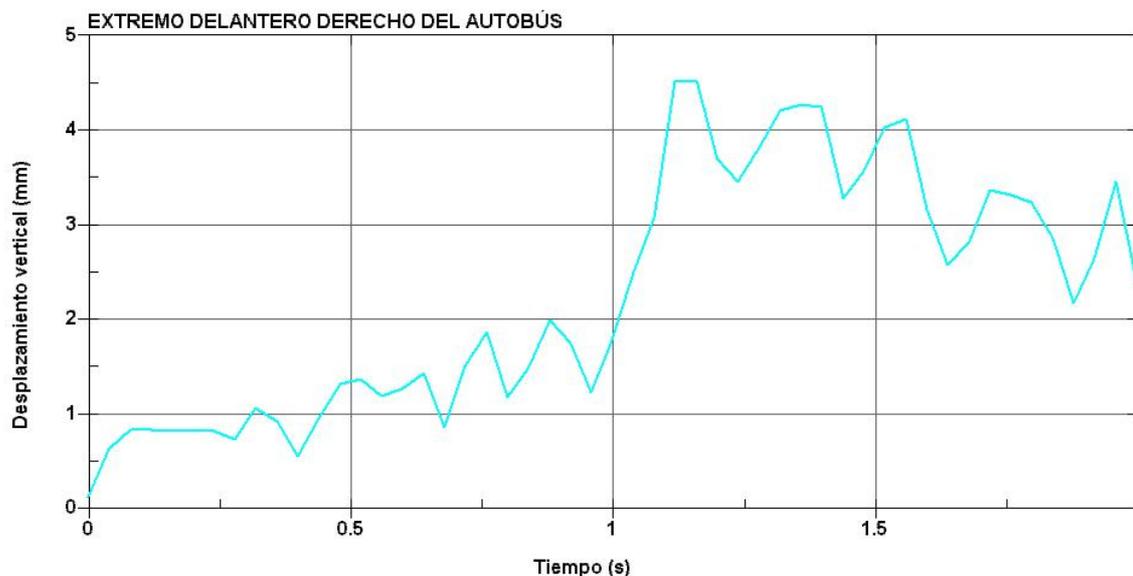


**Figura 62. Desplazamiento vertical del punto delantero izquierdo del autobús para el caso controlado**

Para los desplazamientos verticales, en función del tiempo, del punto delantero derecho del autobús se obtienen resultados similares a los anteriores, siendo los desplazamientos mucho mayores en el caso no controlado (Figura 63) que en el caso controlado (Figura 64). El valor máximo de desplazamiento para el caso no controlado rebasa los 100 mm, mientras que para el caso controlado apenas rebasa los 4,5 mm. En cuanto a los desplazamientos mínimos, para ambos casos se alcanzan en el instante inicial y tienen un valor de aproximadamente 0 mm.



**Figura 63. Desplazamiento vertical del punto delantero derecho del autobús para el caso no controlado**



**Figura 64. Desplazamiento vertical del punto delantero derecho del autobús para el caso controlado**

Atendiendo al desplazamiento vertical del punto trasero izquierdo del vehículo, tanto para el caso no controlado (Figura 65) como para el controlado (Figura 66), se tiene de igual forma que los desplazamientos son mucho mayores (más alejados del 0) en el primer caso que en el segundo. El máximo desplazamiento alcanzado por dicho punto en ambos casos es ligeramente superior a 0 mm. En lo que se refiere a los mínimos desplazamientos de dicho punto, para el caso no controlado, se tiene que llega a desplazarse más allá de los -100 mm, mientras que para

el controlado ni siquiera llega a desplazarse -2,5 mm desde la posición de equilibrio. Para el caso controlado los desplazamientos fluctúan tomando valores próximos a los 0 mm.

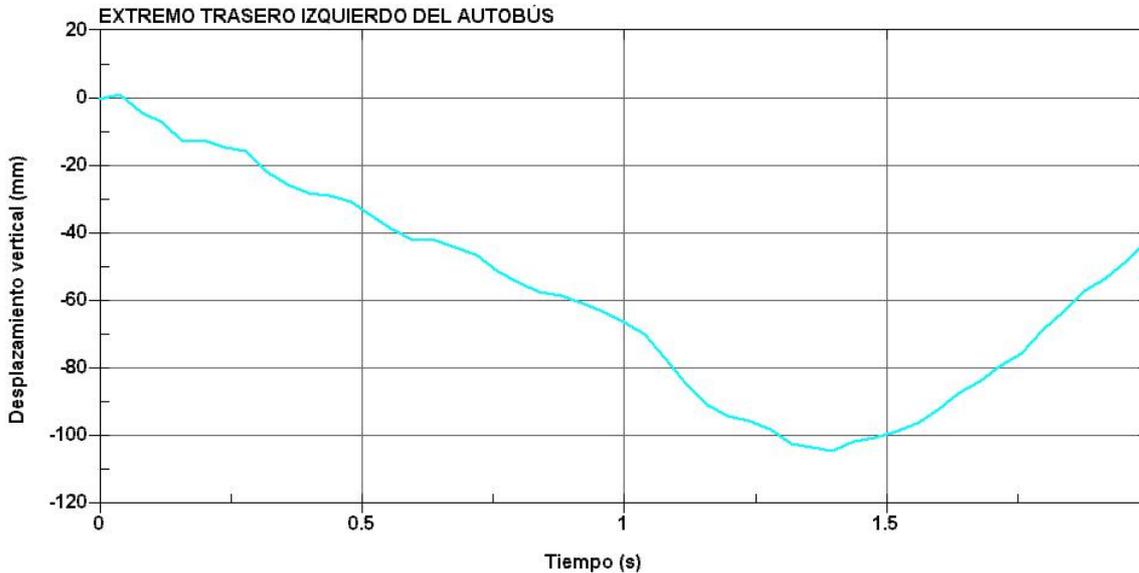


Figura 65. Desplazamiento vertical del punto trasero izquierdo del autobús para el caso no controlado

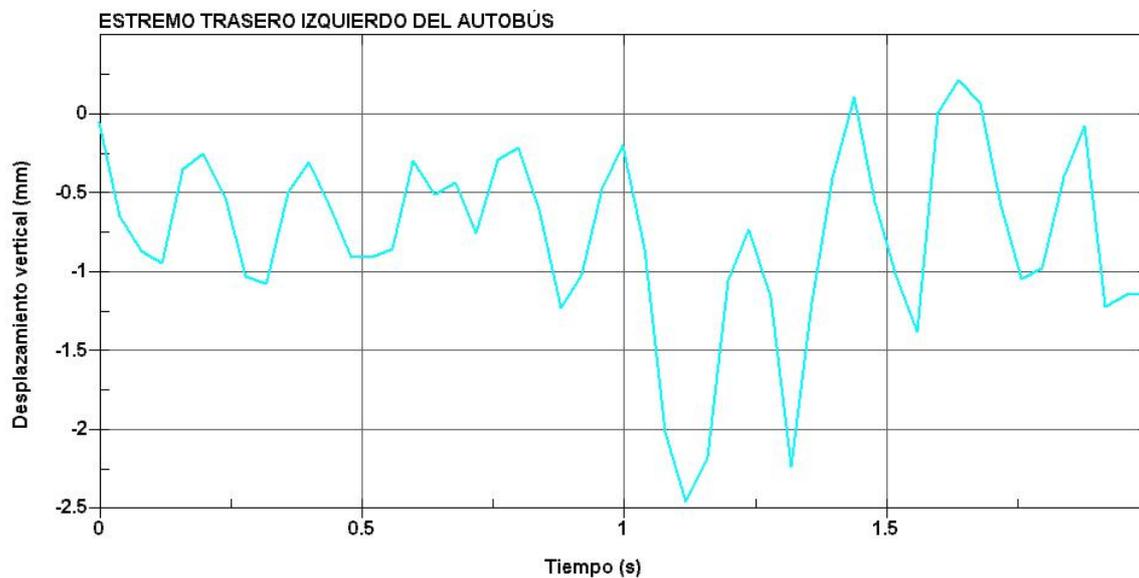
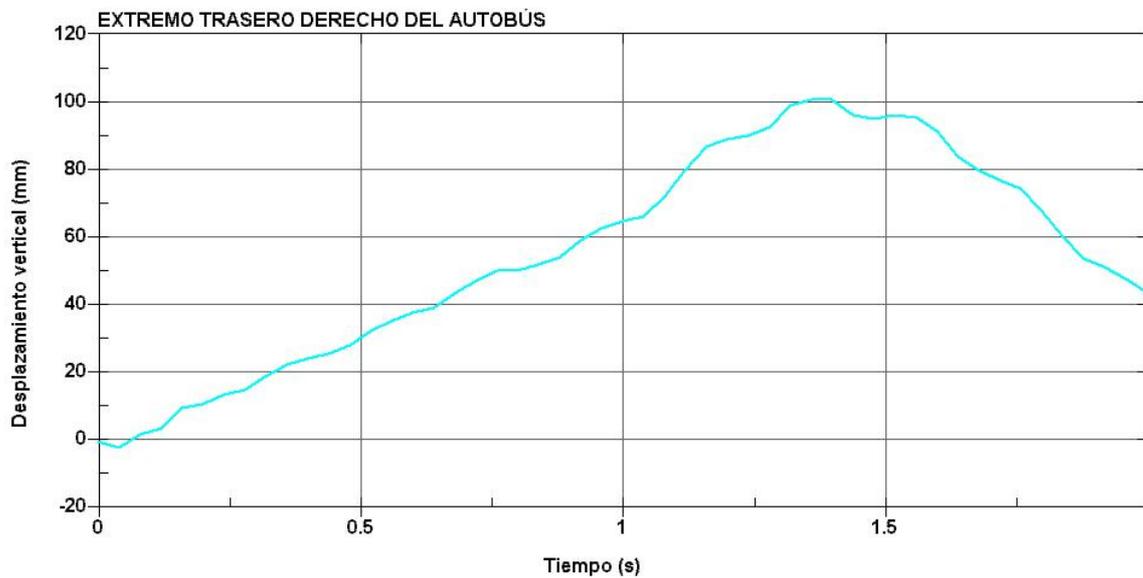


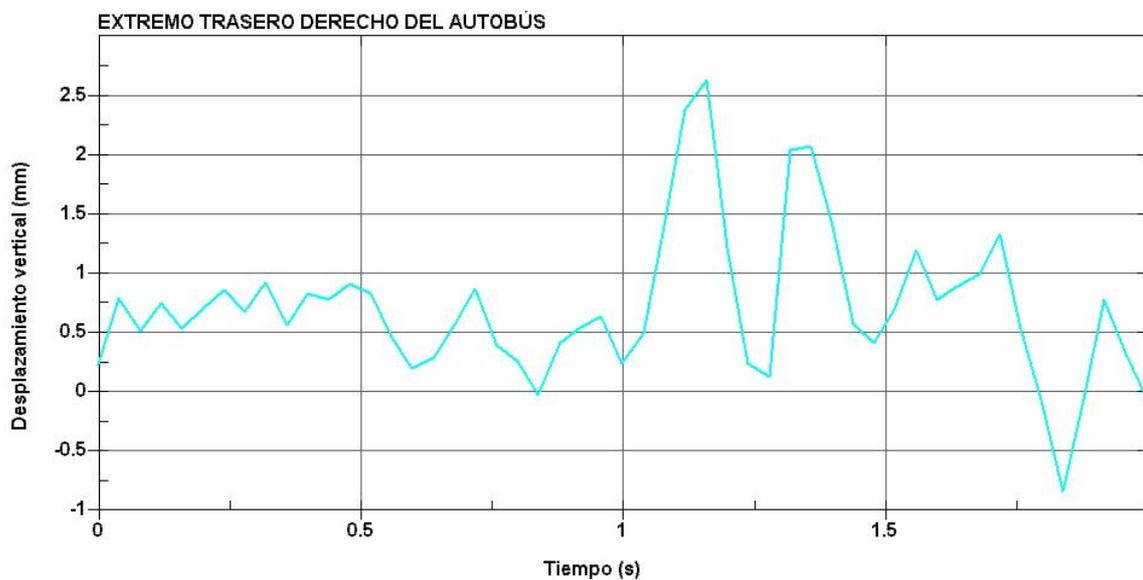
Figura 66. Desplazamiento vertical del punto trasero izquierdo del autobús para el caso controlado

Los desplazamientos del punto trasero derecho del vehículo (caso no controlado representado en la Figura 67 y caso controlado en la Figura 68) toman valores similares a los anteriormente descritos, solo que de signo contrario. En esta ocasión los desplazamientos máximos alcanzados, en el rango temporal a analizar, para el caso no controlado superan los 100 mm, mientras que para el caso controlado apenas superan los 2,5 mm. Con los mínimos ocurre algo

similar en ambos casos, alcanzando unos valores ligeramente por debajo de 0 mm (concretamente para el caso controlado se observa que rebasa ligeramente el valor de -2.5mm de desplazamiento).



**Figura 67. Desplazamiento vertical del punto trasero derecho del autobús para el caso no controlado**



**Figura 68. Desplazamiento vertical del punto trasero derecho del autobús para el caso controlado**

También se pueden obtener las tensiones máximas de tracción y de compresión alcanzadas en algún elemento del vehículo, en función del tiempo.



La Tabla 12 muestra las tensiones máximas de compresión alcanzadas, por algún elemento de la estructura del autobús, para cada instante de tiempo (cada 0,04 segundos). Se puede observar que las tensiones máximas de compresión alcanzadas en algún elemento de la estructura (en función del tiempo) son, en la mayoría de los tiempos, ligeramente superiores para el caso no controlado. Las tensiones correspondientes al caso controlado suelen ser menores, pero con algún pico puntual que supera muy ligeramente a las del caso no controlado, como se puede observar en la Tabla 12. Estos valores tienen su explicación en la forma de comportarse de los actuadores, que generan un momento de forma puntual, que puede crear en ese instante un ligero aumento de la tensión que soporta la estructura del vehículo, disminuyendo el en instante siguiente, que es repartida en el resto de la estructura.

En cuanto a los valores extremos, la tensión máxima de compresión para el caso no controlado es de 207,014 MPa y se alcanza en el segundo 0 de simulación. En el caso controlado la tensión máxima de compresión también se consigue en el segundo 0 de simulación y posee un valor de 206,929 MPa.

**Tabla 12. Tensiones máximas de compresión, alcanzadas en función del tiempo**

<b>Tiempo (s)</b>	<b>Tensión (MPa) caso no controlado</b>	<b>Tensión (MPa) caso controlado</b>	<b>Tiempo (s)</b>	<b>Tensión (MPa) caso no controlado</b>	<b>Tensión (MPa) caso controlado</b>
0	207,014	206,929	0,56	192,484	174,814
0,04	197,857	117,942	0,6	194,526	176,738
0,08	199,416	195,347	0,64	185,313	179,008
0,12	201,378	192,994	0,68	183,085	169,753
0,16	194,067	176,736	0,72	188,163	173,628
0,2	196,198	206,853	0,76	189,634	178,07
0,24	186,663	188,108	0,8	185,02	172,286
0,28	189,016	176,619	0,84	181,761	173,026
0,32	204,788	204,072	0,88	188,959	192,917
0,36	201,218	166,515	0,92	184,632	150,785
0,4	193,676	163,86	0,96	193,363	174,463
0,44	196,684	177,871	1	202,747	168,828
0,48	185,006	159,258	1,04	190,593	184,129
0,52	192,352	198,944	1,08	193,07	155,221



Tiempo (s)	Tensión (MPa) caso no controlado	Tensión (MPa) caso controlado
1,12	198,691	161,272
1,16	201,375	174,469
1,2	193,83	155,08
1,24	185,642	171,172
1,28	186,326	155,646
1,32	197,128	185,794
1,36	195,807	196,236
1,4	206,818	204,739
1,44	199,634	176,383
1,48	188,445	169,582
1,52	187,467	161,469
1,56	182,31	174,521

Tiempo (s)	Tensión (MPa) caso no controlado	Tensión (MPa) caso controlado
1,6	203,684	158,455
1,64	178,167	153,304
1,68	199,638	148,539
1,72	176,079	187,735
1,76	190,496	146,585
1,8	179,167	163,86
1,84	201,507	180,636
1,88	191,063	151,704
1,92	173,689	130,688
1,96	184,189	165,641
2	200,117	134,005

En la Figura 69 se ilustra el elemento de la superestructura del autobús en el que se alcanza la tensión máxima de compresión, alcanzando el valor de 207,014 MPa, para el caso no controlado. Este elemento se encuentra situado en la arista superior izquierda del vehículo, entre el final del autobús y la vertical de la rueda trasera izquierda (más próxima a esta que al final del vehículo).

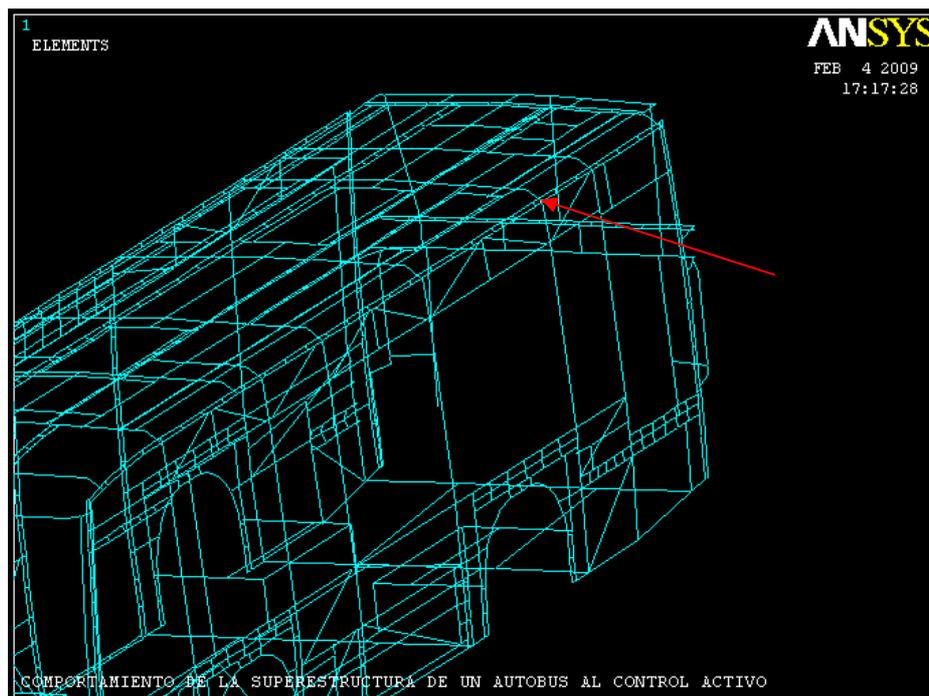
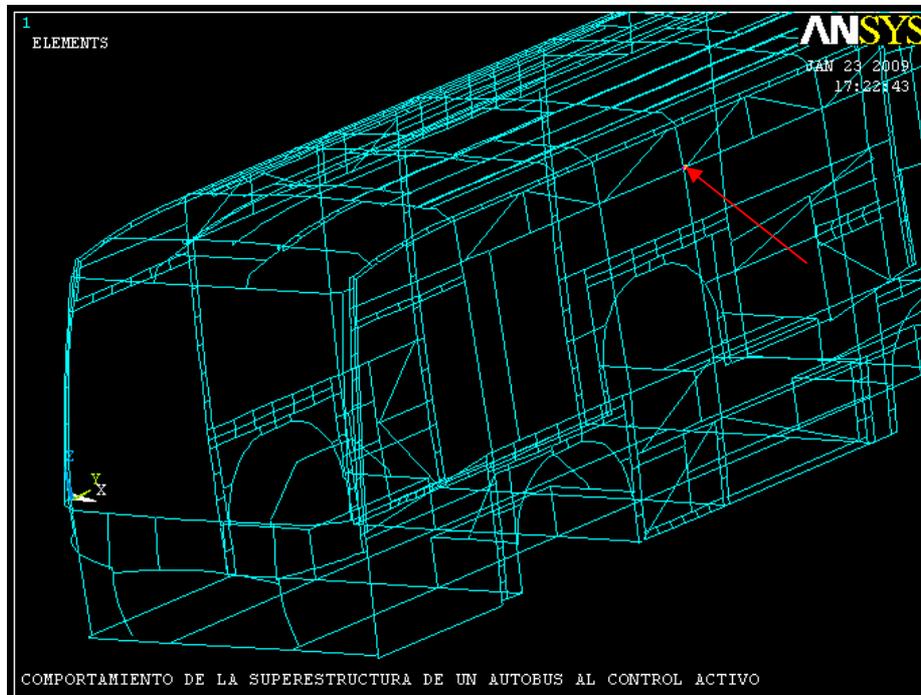


Figura 69. Elemento que sufre la máxima tensión de compresión para el caso no controlado

En el caso controlado la tensión máxima de compresión (206,929 MPa) se alcanza en un elemento situado longitudinalmente en la mitad del vehículo, cercano al techo del mismo, en la parte izquierda. Dicho elemento se muestra en la Figura 70.



**Figura 70. Elemento que sufre la máxima tensión de compresión para el caso controlado**

En la Tabla 13 se recogen las tensiones máximas de tracción que se alcanzan en algún elemento de la estructura (en función del tiempo), para los casos no controlado y controlado. Las tensiones de tracción son mayores para el caso no controlado en la mayoría de los tiempos. Se tienen, de forma puntual, valores ligeramente mayores de tensión (Tabla 13) en el caso controlado que en el no controlado. Esto es debido al funcionamiento de los actuadores, que realizan su función de forma instantánea, creando un momento, que puntualmente, puede generar un ligero aumento de la tensión.

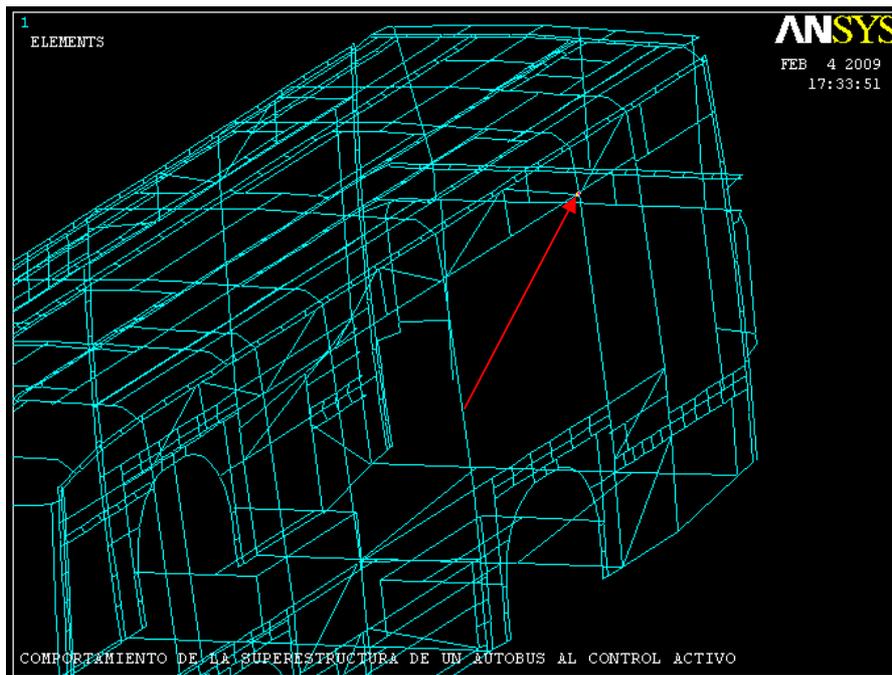
Analizando los valores extremos, se tiene que la tensión máxima de tracción alcanzada por algún elemento, en el caso no controlado, es de 207,001 MPa, mientras que en el caso controlado es de 206,964 MPa. Dichas tensiones poseen valores similares (ligeramente superior la del caso no controlado). Las tensiones máximas de tracción, tanto para el caso no controlado como para el controlado se alcanzan en el segundo 0 de simulación, que corresponde con el inicio de la maniobra.



Tabla 13. Tensiones máximas de tracción, alcanzadas en función del tiempo

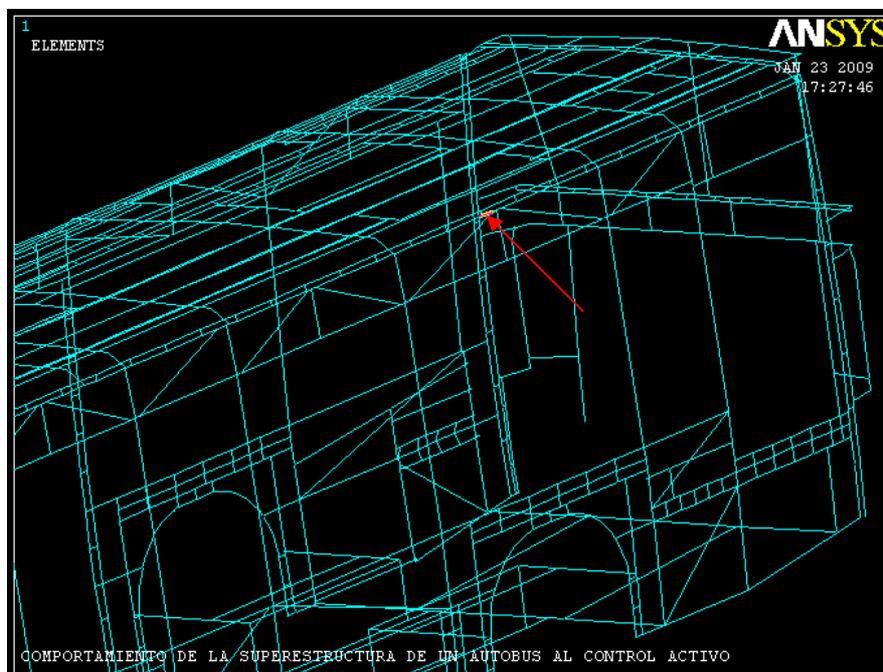
Tiempo (s)	Tensión (MPa) caso no controlado	Tensión (MPa) caso controlado	Tiempo (s)	Tensión (MPa) caso no controlado	Tensión (MPa) caso controlado
0	207,001	206,964	1,04	185,103	181,597
0,04	192,205	117,469	1,08	198,728	169,653
0,08	194,566	198,844	1,12	191,119	164,023
0,12	199,525	196,176	1,16	193,529	170,828
0,16	191,831	191,204	1,2	193,989	152,728
0,2	194,944	191,082	1,24	201,041	156,834
0,24	183,128	178,745	1,28	198,094	151,095
0,28	192,871	168,776	1,32	196,864	164,001
0,32	181,854	172,814	1,36	192,164	177,357
0,36	187,713	172,952	1,4	196,913	172,385
0,4	192,849	165,159	1,44	195,121	188,176
0,44	187,636	155,621	1,48	183,79	167,749
0,48	194,29	162,72	1,52	192,42	183,788
0,52	194,98	182,73	1,56	201,54	142,786
0,56	189,023	153,078	1,6	192,928	170,938
0,6	190,139	176,565	1,64	180,119	160,222
0,64	193,119	177,547	1,68	187,124	158,721
0,68	189,171	173,894	1,72	189,059	154,026
0,72	192,12	150,662	1,76	188,303	153,287
0,76	193,003	175,586	1,8	204,267	150,323
0,8	194,999	200,661	1,84	181,134	186,446
0,84	194,898	187,133	1,88	189,79	193,581
0,88	195,778	206,493	1,92	183,303	133,698
0,92	190,633	180,565	1,96	180,346	153,026
0,96	200,933	163,393	2	187,444	183,676
1	198,916	176,377			

Para el caso no controlado, la tensión máxima de tracción se alcanza en el elemento que se muestra en la Figura 71, situado en el lateral izquierdo del vehículo, cercano al techo, entre el eje trasero y el la parte trasera del vehículo.



**Figura 71. Elemento que sufre la máxima tensión de tracción para el caso no controlado**

El elemento que soporta más tensión a tracción, para el caso controlado, se encuentra situado próximo al techo del vehículo, en la parte trasera izquierda, tal y como muestra la Figura 72.



**Figura 72. Elemento que sufre la máxima tensión de tracción para el caso controlado**



Cabe destacar que, observando los valores de tensión (tanto de tracción como de compresión) obtenidos en algún elemento de la estructura, para los casos controlado y no controlado (recogidos en la Tabla 12 y en la Tabla 13), las tensiones son superiores (en valor absoluto) para el caso no controlado, aunque en algún elemento (debido al funcionamiento de los actuadores) son mayores para el caso controlado. También se tiene que el global de la superestructura del autobús (no atendiendo únicamente a un elemento en el que se alcance el máximo o mínimo) se encuentra bastante más cargada en el caso no controlado que en el caso controlado.

Tras el análisis de las tensiones es importante obtener algún resultado más que refuerce la teoría de que se mejora la maniobrabilidad y seguridad del vehículo al incorporar en el mismo un sistema de control activo del balanceo.

Entre los resultados obtenidos también se pueden extraer los desplazamientos mínimos y máximos alcanzados en algún nodo de la estructura cada 0,04 segundos, para los casos no controlado y controlado.

La Tabla 14 recoge los desplazamientos mínimos (en mm) que se alcanzan en algún nodo del vehículo para el tiempo indicado. Los desplazamientos para el caso no controlado son mucho menores (o mayores en valor absoluto) que para el caso controlado, independientemente del tiempo. En el caso controlado todos los desplazamientos son muy pequeños y negativos (muy próximos a 0), lo que significa que el vehículo prácticamente no sufre balanceo debido al cambio brusco de carril realizado. En el caso no controlado los valores de los desplazamientos máximos de los diferentes nodos, van disminuyendo (aumentando su valor absoluto) al principio, para tras un mínimo, finalizar aumentando su valor hasta el final del intervalo temporal simulado.

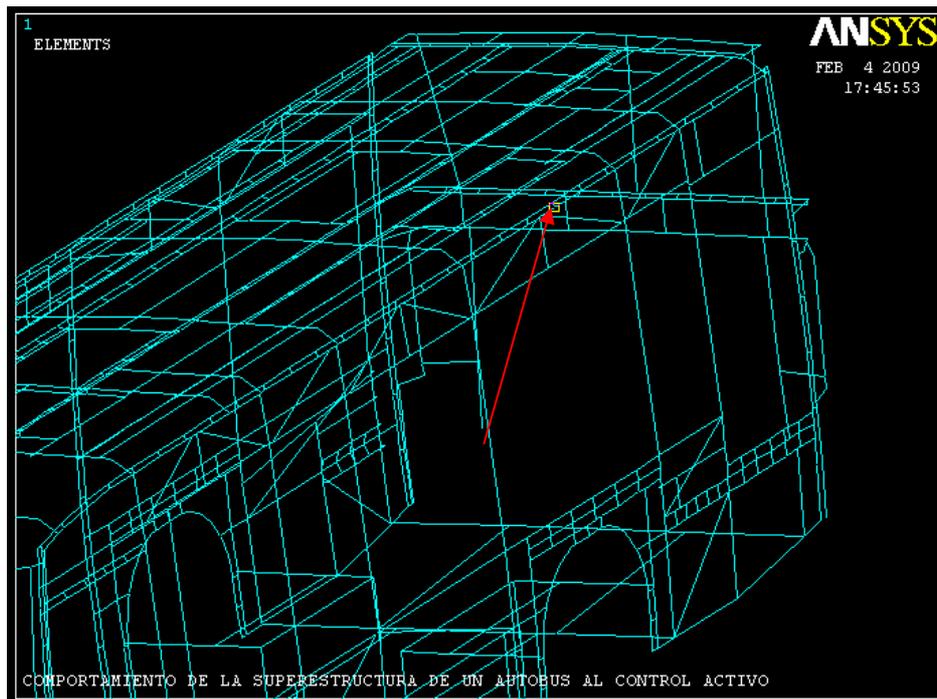
El valor menor de desplazamiento alcanzado por algún nodo del vehículo para el caso no controlado es de -122,117 mm. Este valor se alcanza en el segundo 1,4 de simulación. En el caso controlado el valor mínimo de desplazamiento se alcanza en el segundo 1,36 y tiene un valor de -4,66117 mm. La diferencia entre ambos valores es muy grande, siendo preferible que dicho valor estuviese lo más próximo posible a 0, como ocurre en el caso controlado, no como en el no controlado.



Tabla 14. Desplazamientos mínimos alcanzados en función del tiempo

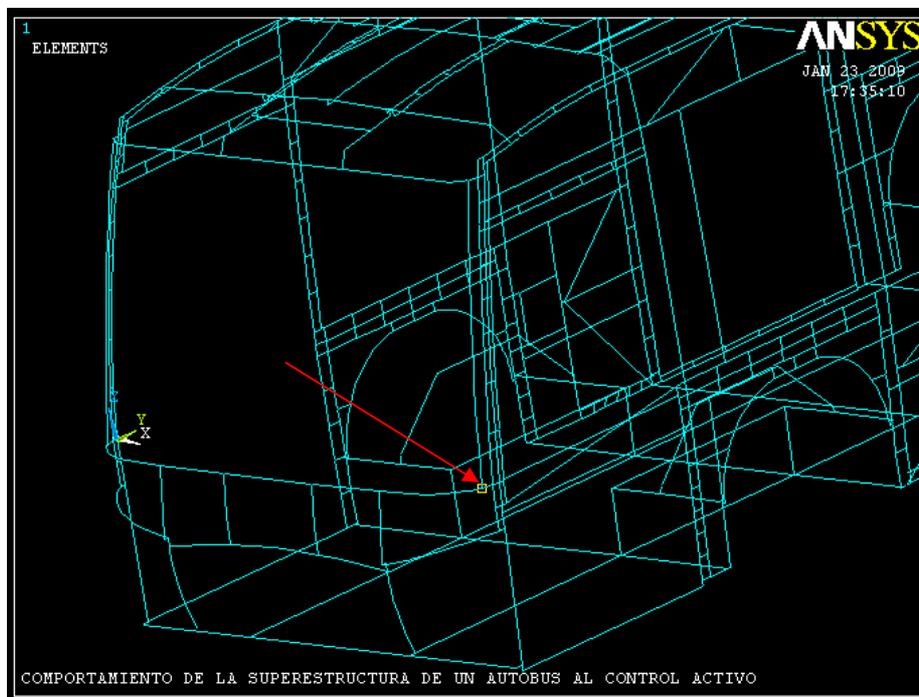
Tiempo (s)	Desplaz. (mm) caso no controlado	Desplaz. (mm) caso controlado	Tiempo (s)	Desplaz. (mm) caso no controlado	Desplaz. (mm) caso controlado
0	-15,0201	-0,780685	1,04	-85,1068	-2,18384
0,04	-14,1869	-2,31519	1,08	-92,319	-2,78528
0,08	-19,0023	-3,91345	1,12	-99,8444	-3,89712
0,12	-21,3505	-2,01453	1,16	-106,563	-3,89233
0,16	-26,2271	-1,51819	1,2	-110,31	-3,68359
0,2	-26,7422	-1,78979	1,24	-112,699	-3,87415
0,24	-29,0547	-3,53882	1,28	-115,279	-4,06464
0,28	-30,6898	-2,31616	1,32	-119,714	-4,16675
0,32	-35,1946	-1,74335	1,36	-120,933	-4,66117
0,36	-38,6683	-1,58472	1,4	-122,117	-4,19397
0,4	-41,1742	-3,29749	1,44	-119,09	-4,22662
0,44	-42,5168	-2,94788	1,48	-118,023	-4,25922
0,48	-44,53	-1,745	1,52	-116,461	-4,21936
0,52	-48,7303	-1,56329	1,56	-113,897	-4,10712
0,56	-51,8983	-2,6958	1,6	-110,412	-3,99487
0,6	-55,1444	-2,65662	1,64	-104,372	-3,88409
0,64	-55,4742	-2,03845	1,68	-100,435	-3,77332
0,68	-58,0983	-1,54846	1,72	-95,6471	-3,65137
0,72	-60,5928	-1,48914	1,76	-91,4624	-3,51837
0,76	-64,9143	-2,4939	1,8	-84,851	-3,38531
0,8	-67,9832	-1,7074	1,84	-78,8599	-3,21674
0,84	-70,5819	-1,76807	1,88	-72,8123	-3,04816
0,88	-72,4417	-1,85791	1,92	-68,7675	-2,8833
0,92	-75,1409	-2,29028	1,96	-63,4237	-2,77217
0,96	-77,7836	-2,42041	2	-57,616	-2,56097
1	-80,9159	-1,8974			

La Figura 73 muestra el nodo de la superestructura del autobús que menor desplazamiento sufre (-122,117 mm) durante el cambio brusco de carril para el caso no controlado.



**Figura 73. Nodo que sufre el mínimo desplazamiento para el caso no controlado**

El nodo que sufre el menor desplazamiento para el caso controlado está situado en la parte delantera izquierda del autobús tal y como se observa en la Figura 74.



**Figura 74. Nodo que sufre el mínimo desplazamiento para el caso controlado**



En la Tabla 15 se muestran los desplazamientos máximos, en función del tiempo, alcanzados en algún nodo del vehículo. Los desplazamientos máximos, independientemente del tiempo, del caso no controlado son mucho mayores que los del caso controlado, en el que están muy próximos a 0 mm. Esto demuestra definitivamente que el vehículo dotado con el sistema de control sufre un balanceo muy pequeño, por lo que posee mayor estabilidad y maniobrabilidad.

En cuanto a los valores extremos se tiene que, para el caso no controlado el desplazamiento máximo alcanzado en algún nodo de la estructura es de 103,98 mm y se alcanza al cabo de 1,4 segundos de simulación. Para el caso controlado el máximo valor de desplazamiento es de 4,62653 mm, y se obtiene en el segundo 1,16 de simulación.

**Tabla 15. Desplazamientos máximos alcanzados en función del tiempo**

<b>Tiempo (s)</b>	<b>Desplaz. (mm) caso no controlado</b>	<b>Desplaz. (mm) caso controlado</b>	<b>Tiempo (s)</b>	<b>Desplaz. (mm) caso no controlado</b>	<b>Desplaz. (mm) caso controlado</b>
0	8,6665	1,18335	0,76	52,2256	1,89938
0,04	9,53455	1,63708	0,8	53,5298	1,51794
0,08	9,04346	1,4353	0,84	55,1819	1,59381
0,12	11,6829	1,71057	0,88	57,5092	2,02689
0,16	14,9718	1,52661	0,92	61,6126	1,77496
0,2	16,2644	1,64819	0,96	64,8436	1,82153
0,24	19,1648	1,7262	1	67,0131	1,8974
0,28	20,7886	1,55298	1,04	69,9079	2,51721
0,32	24,1155	1,85925	1,08	75,4693	3,12457
0,36	26,844	1,44751	1,12	83,0754	4,58871
0,4	29,4541	1,85681	1,16	89,29	4,62653
0,44	30,7413	1,71057	1,2	92,4899	3,71436
0,48	33,0603	1,89087	1,24	94,4144	3,87415
0,52	35,6514	1,79114	1,28	96,8337	4,06464
0,56	38,2765	1,4679	1,32	101,706	4,29468
0,6	40,9385	1,3761	1,36	103,256	4,35489
0,64	42,4828	1,48051	1,4	103,98	4,30377
0,68	45,5879	1,53271	1,44	100,553	4,22662
0,72	48,6878	1,8573	1,48	99,5713	4,25922

Tiempo (s)	Desplaz. (mm) caso no controlado	Desplaz. (mm) caso controlado
1,52	99,1204	4,21936
1,56	97,6204	4,13635
1,6	94,0656	3,99487
1,64	87,675	3,88409
1,68	83,6328	3,77332
1,72	79,9439	3,65137
1,76	76,6375	3,51837

Tiempo (s)	Desplaz. (mm) caso no controlado	Desplaz. (mm) caso controlado
1,8	70,227	3,38531
1,84	64,1752	3,21674
1,88	59,0392	3,04816
1,92	55,1459	2,8833
1,96	50,6627	3,47363
2	46,3658	2,56097

La Figura 75 muestra el nodo que sufre el mayor desplazamiento del vehículo en el caso no controlado, situado en la arista inferior derecha del vehículo, entre ambas ruedas derechas.

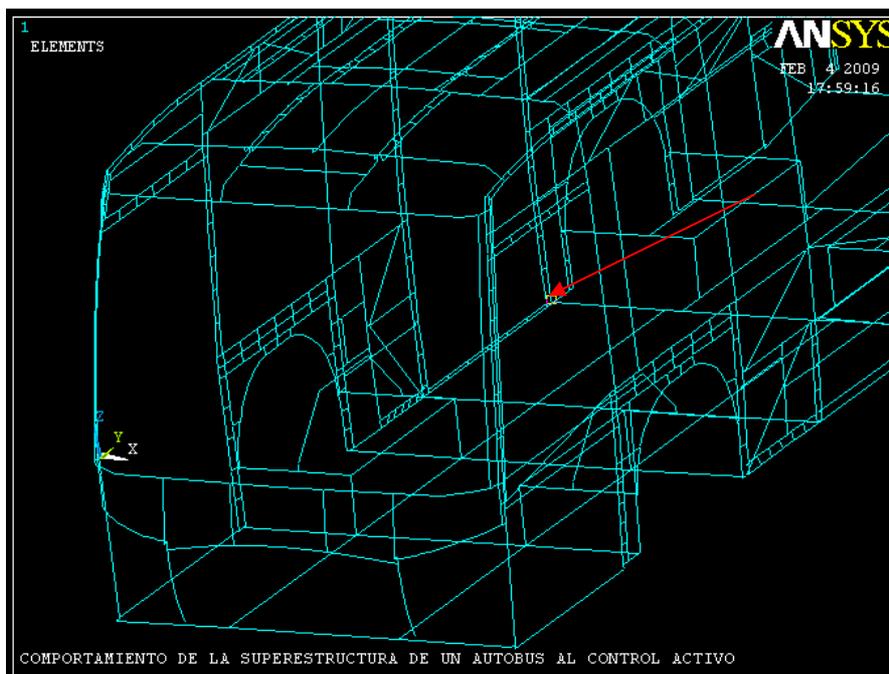
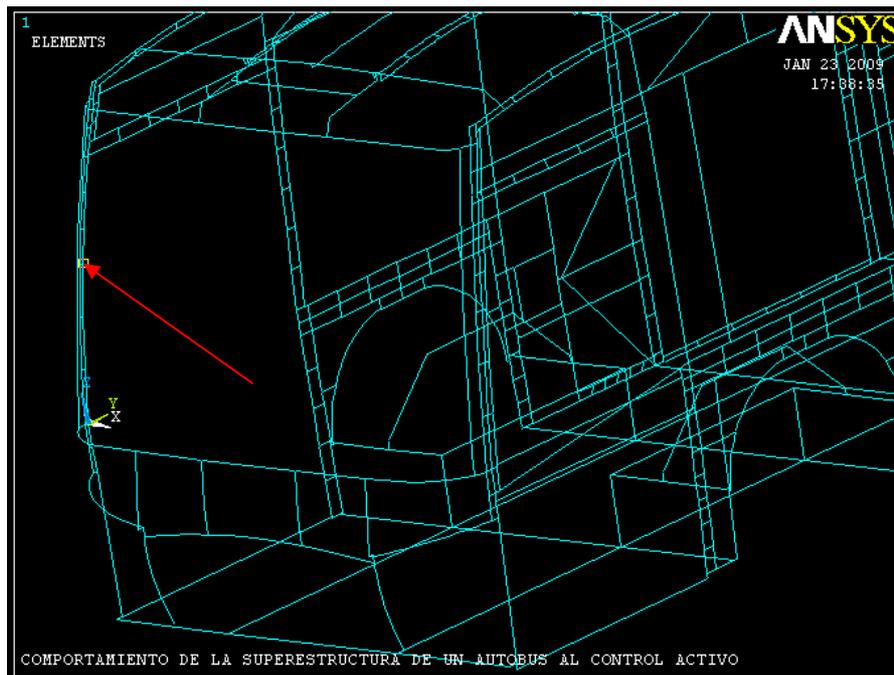


Figura 75. Nodo que sufre el máximo desplazamiento para el caso no controlado

El nodo que sufre el máximo desplazamiento para el caso controlado se encuentra en la parte delantera derecha, cerca del frontal del vehículo, y se representa en la Figura 76.



**Figura 76. Nodo que sufre el máximo desplazamiento para el caso controlado**

A modo resumen se puede decir que la estructura está sometida a menores esfuerzos cuando el vehículo está dotado de un sistema activo antibalanceo, que cuando el vehículo no posee dicho sistema. También se observa que los desplazamientos de la estructura del autobús sin el sistema de control activo son muy superiores a los desplazamientos que sufre la estructura que está dotada de un sistema de control activo. Con ello queda patente que, gracias a la incorporación de un sistema activo de balanceo, se mejora el comportamiento de la estructura del vehículo ante las diferentes sollicitaciones.



---

***CAPÍTULO 7:***  
***CONCLUSIONES Y DESARROLLOS FUTUROS***

---



## **7.1 CONCLUSIONES**

En este proyecto fin de carrera se ha realizado la modelización de la superestructura de un autobús urbano, describiendo paso a paso la metodología a seguir. Posteriormente, se han introducido los desplazamientos de los cuatro puntos más relevantes del mismo (en los que apoya la suspensión), en función del tiempo (obtenidos utilizando los parámetros del autobús en MATLAB con el módulo SIMULINK), con el fin de simular un cambio brusco de carril.

A la vista de los resultados de la simulación se puede concluir que, introduciendo un sistema de control de balanceo en el autobús:

- Se disminuyen considerablemente los desplazamientos verticales de los diversos puntos de la estructura del mismo, con respecto al vehículo sin sistema de control. Asimismo los desplazamientos sufren muy pequeñas variaciones, y de forma progresiva, mientras que en el vehículo sin el sistema de control los desplazamientos varían de forma más brusca. Los valores de los desplazamientos máximos y mínimos alcanzados en algún nodo de la estructura a lo largo del tiempo, para el caso controlado son muy pequeños, muy próximos a 0, lo que es señal de que el vehículo prácticamente no sufre balanceo. En el caso no controlado los desplazamientos máximos y mínimos alcanzados en algún punto de la estructura, en un tiempo determinado, son mucho mayores (para el caso no controlado del orden de los milímetros y para el caso controlado de los decímetros), ya que no se posee el sistema de control y, por lo tanto, sufre los movimientos propios de la inercia del vehículo al realizar la maniobra.
  
- Se disminuyen las tensiones máximas alcanzadas en algún elemento de la estructura con respecto al caso no controlado, en la mayoría de los tiempos. En algunos tiempos los valores de la tensión máxima (tanto de tracción como de compresión) son mayores para el caso controlado, lo cual es debido al funcionamiento de los actuadores, que generan un momento puntual, que puede generar tensiones ligeramente superiores en ese instante, siendo inmediatamente absorbidas por el resto de la estructura. Observando los valores de tensión (en función del tiempo), del global de la estructura del vehículo (no únicamente de los máximos), se tiene que en el caso no controlado la estructura se encuentra bastante más cargada que en el caso controlado. Con la reducción de tensiones se consigue que el vehículo pueda realizar maniobras más bruscas sin que el chasis sufriese desperfectos (rotura o plastificación de la superestructura).



- Se genera un momento torsor, independiente en cada uno de los ejes (delantero y trasero), que equilibra las fuerzas sufridas por el autobús debido a la inercia y a la propia maniobra realizada y, de esta forma, se mantienen los valores de los desplazamientos dentro de unos límites para mantener el vehículo lo más estable posible. Este momento es generado por los actuadores del sistema de control. Gracias a ellos es más fácil controlar el autobús en condiciones adversas y se aumenta la seguridad de los pasajeros, haciendo que el vehículo tenga menos probabilidades de sufrir un accidente debido a los movimientos de la estructura provocados por la propia conducción. Asimismo el vehículo posee mayor estabilidad y maniobrabilidad.

## **7.2 DESARROLLOS FUTUROS**

Un campo de investigación importante es el que se desarrolla en este proyecto, de tal forma que las posibilidades de mejora y análisis son diversas. El modelo utilizado es una simplificación, por lo que se pueden utilizar otros modelos más complejos, así como distintas maniobras, para ampliar la información sobre la mejora del comportamiento del vehículo equipado con el sistema de control. Como desarrollo futuro, a partir de este proyecto, se pueden estudiar los siguientes casos:

- Realizar un análisis en el que se considere una distribución de masas no uniforme y la existencia de una variación de la posición del centro de gravedad respecto de un sistema fijo de ejes asociado al chasis. Con ello se conseguiría analizar casos más reales, ya que el autobús normalmente no viaja con todas las plazas ocupadas. Igualmente se conseguiría analizar casos en los que los pasajeros se desplazan en el interior del autobús debido a las inercias producidas por el movimiento del propio vehículo.
- Considerar la posibilidad de que el autobús a analizar fuese articulado (conocidos popularmente como “gusanos”) para comprobar las diferencias entre un autobús rígido y uno articulado, adecuando el sistema de control al nuevo caso, ya que las exigencias son diferentes. De esta forma se podría comparar la seguridad de uno y otro tipo de autobuses sin sistema de control, así como la modificación en su comportamiento tras introducir el sistema de control pertinente.



- Analizar autobuses y autocares de más de dos ejes. Este tipo de diseños son futuristas, pero viables técnicamente, por lo que podrían ser analizados para comparar la seguridad con respecto a los autobuses de dos ejes.
- Sería factible realizar el análisis de autobuses con un posible aumento de batalla, diseño que podría utilizarse en el futuro.
- Se podría analizar el caso de un minibús u ómnibus de igual forma, para comprobar cómo afecta la disminución de la masa suspendida así como de las dimensiones del vehículo.
- Realizar un modelo de elementos finitos con elementos tipo placa en lugar de elementos tipo viga. Con ello se conseguiría analizar con mayor detalle el comportamiento de la carrocería ante esfuerzos de torsión.
- Utilizar el modelo propuesto para analizar la influencia de la velocidad en la maniobrabilidad del vehículo equipado con el sistema de control, así como la efectividad del mismo durante la ejecución de diferentes maniobras, con el fin de verificar que cumple su misión independientemente de la maniobra a realizar.
- Analizar el comportamiento del autobús al incluir todos los elementos eliminados para simplificar el modelo, tales como chapas, cristales, motor, asientos, etc.
- Realizar un análisis del comportamiento del vehículo ante excitaciones externas, como pueden ser el viento, o posibles irregularidades de la carretera.



---

***CAPÍTULO 8:***  
***REFERENCIAS***

---



## **8 REFERENCIAS**

- [1] FERNANDEZ RICO, Guadalupe. “Predicción del límite de vuelco de autobuses y autocares”. Director: Vicente Díaz López. Tesis doctoral, Universidad Carlos III de Madrid. Departamento de ingeniería mecánica, 2001.
- [2] Anuario estadístico de accidentes, 2005. Dirección General de Tráfico. Madrid. 2006.
- [3] Blog-diario digital. [en línea]. 28 de marzo de 2005. <<http://cuentanos.blogcindario.com/2005/03/00128-un-muerto-36-heridos-4-de-ellos-de-gravedad-tras-el-vuelco-de-un-autobus-en-la-a-6-la-coruna.html>> [Consulta 14 de febrero de 2008].
- [4] Diario de Córdoba. [en línea]. 29 de enero de 2006. <<http://www.diariocordoba.com/noticias/noticia.asp?pkid=228689>> [Consulta 14 de febrero de 2008].
- [5] Diario de Córdoba. [en línea]. 29 de enero de 2006. <<http://www.diariocordoba.com/noticias/noticia.asp?pkid=228689>> [Consulta 14 de febrero de 2008].
- [6] Diario El Mundo. [en línea]. 5 de abril de 2006. <<http://www.elmundo.es/elmundo/hemeroteca/2006/04/05/n/madrid.html>> [Consulta 14 de febrero de 2008].
- [7] Ideal comunicación digital. [en línea]. 9 de julio de 2006. <<http://www.ideal.es/almeria/pg060709/actualidad/espana/200607/09/navarra-accidente-autobus.html>> [Consulta 14 de febrero de 2008].
- [8] Diario ADN. [en línea]. 13 de agosto de 2007. <<http://www.adn.es/ciudadanos/20070813/NWS-1551-heridos-Jaen-autobus-Jerez-vuelco.html>> [Consulta 14 de febrero de 2008].
- [9] Compañía suiza de Reaseguros Sigma. [en línea]. 21 de enero de 1998. <[http://www.swissre.bb/resources/6f9c4b00455c6380b6dfbe80a45d76a0-sigma3\\_1998\\_s.pdf](http://www.swissre.bb/resources/6f9c4b00455c6380b6dfbe80a45d76a0-sigma3_1998_s.pdf)> [Consulta 14 de febrero de 2008].



- [10] Diario La Nación. [en línea]. 4 de noviembre de 2004. <[http://www.lanacion.com.ar/archivo/Nota.asp?nota\\_id=651212](http://www.lanacion.com.ar/archivo/Nota.asp?nota_id=651212)> [Consulta 14 de febrero de 2008].
- [11] Portal de actualidad Terra España. [en línea]. 13 de junio de 2005. <[http://actualidad.terra.es/nacional/articulo/mueren\\_once\\_resultan\\_heridas\\_accidente\\_350334.htm](http://actualidad.terra.es/nacional/articulo/mueren_once_resultan_heridas_accidente_350334.htm)> [Consulta 14 de febrero de 2008]
- [12] Portal de actualidad Voanoticias. [en línea]. 18 de abril de 2006. <<http://www.voanews.com/spanish/archive/2006-04/2006-04-18-voa4.cfm>> [Consulta 14 de febrero de 2008].
- [13] Blog-diario digital. [en línea]. 13 de enero de 2007. <[http://buslatina.blogspot.com/2007\\_01\\_01\\_archive.html](http://buslatina.blogspot.com/2007_01_01_archive.html)> [Consulta 14 de febrero de 2008].
- [14] Portal de actualidad NotiEmail. [en línea]. 24 de mayo de 2007. <[http://cuba.notiemail.com/noticia\\_print.asp?nt=11000619&cty=5](http://cuba.notiemail.com/noticia_print.asp?nt=11000619&cty=5)> [Consulta 14 de febrero de 2008].
- [15] Portal informativo hechos.tv. [en línea]. 17 de octubre de 2007. <<http://www.hechos.tv/29740.htm>> [Consulta 14 de febrero de 2008].
- [16] Diario “20 minutos”. [en línea]. 16 de noviembre de 2007. <<http://www.20minutos.es/noticia/307099/0/accidente/peru/autobus/>> [Consulta 14 de febrero de 2008].
- [17] RACC Automóvil club. *La seguridad en los autocares*. [en línea]. Madrid, 28 de marzo de 2006. Disponible en Web: <[http://racc.es/pub/ficheros/actualidad/actualidad\\_dossier\\_autocares\\_jzq\\_2494c857.pdf](http://racc.es/pub/ficheros/actualidad/actualidad_dossier_autocares_jzq_2494c857.pdf)> [ref. 17 de febrero de 2008].
- [18] Dirección General de Tráfico. *Las principales cifras de la siniestralidad vial. España 2006*. [en línea]. Disponible en Web: <[http://www.dgt.es/was6/portal/contenidos/documentos/seguridad\\_vial/estudios\\_informes/est\\_info\\_segVial001.pdf](http://www.dgt.es/was6/portal/contenidos/documentos/seguridad_vial/estudios_informes/est_info_segVial001.pdf)> [ref. 17 de febrero de 2008].



- [19] Web de estudiantes de automoción. [en línea]. 14 de noviembre de 2008. <<http://www.mecanicavirtual.org/suspension10.htm>> [Consulta 9 de diciembre de 2008].
- [20] JIMÉNEZ PRADILLO, Javier. “Estudio de sensibilidad y optimización mediante algoritmos genéticos de la carrocería de un autobús”. Directores: Antonio Gauchía Babé y Beatriz López Boada. Universidad Carlos III de Madrid. Departamento de ingeniería mecánica. Proyecto fin de carrera. Madrid, Julio de 2008.
- [21] R. Hibbard y D. Karnopp. “*Twenty-first century transportation system solutions – a new type of small, relatively tall and narrow active tilting commuter vehicle*”. *Vehicle System Dynamics*, 25(5):321-347, 1996.
- [22] R. Gooddall y W. Kortüm. “*Active controls in ground transportation – a review of the state of the art – and future potential*”. *Vehicle System Dynamics*, 12(4):225-257, 1983.
- [23] Y. T. Li, J. L. Meiry y W. G. Roesler. “*An active roll mode suspension system for ground vehicles*”. *ASME Transactions, Journal of Basic Engineering*, 90:167-174, 1968.
- [24] Y. Kusahara, X. Li, N. Hata y Y. Watanabe. “*Feasibility study of active roll stabilizer for reducing roll angle of an experimental medium-duty truck*”. In Proc. 2<sup>nd</sup> International Symposium on Advanced Vehicle Control, páginas 343-348, Tsukuba, Japón, 1994.
- [25] D. Karnopp. “*Active suspensions based on fast load levellers*”. *Vehicle System Dynamics*, 16(5-6):335-380, 1987.
- [26] A. T. Pham y P. Ugazio. “*Basic developments of an active air suspension for passenger cars*”. *SAE Transactions*, 98(890095):175-181, 1989.
- [27] I. Cech. “*A slow-acting in-series active suspension*”. *Vehicle System Dynamics*, 16(1):17-26, 1987.
- [28] R. S. Sharp y S. A. Hassan. “*On the performance capabilities of active automobile suspensions of limited bandwidth*”. *Vehicle System Dynamics*, 16(4):213-225, 1987.
- [29] R. Lang y U. Walz. “*Active roll reduction*”. In Proc. 3<sup>rd</sup> International Conference on Vehicle Dynamics and Power Train Engineering, páginas 82-92, Strasburgo, Francia, 1991.



- [30] R. S. Sharp y D. Pan. “*On active roll control for automobiles*”. In Proc. 12<sup>th</sup> IAVSD Symposium on the Dynamics of Vehicles on Roads and Tracks, páginas 566-583, Lyon, Francia, 1991.
- [31] R. S. Sharp y D. Pan. “*On the design of an active roll control system for a luxury car*”. In Proc. ImechE, Journal of Automobile Engineering, 207(4):275-284, 1993.
- [32] J. Dorling y T. J. Ross-Martin. “*Theoretical investigation of a prototype active roll control system*”. In Proc. ImechE, Journal of Automobile Engineering, 211(1):3-12, 1997.
- [33] H. C. Pflug, E. CH. Von Glasner y R. Povel. “*Improvement of commercial vehicles’ handling and stability by smart chassis systems*”. Editores: P. J. Pauwelussen y H. B. Pacejka, Smart Vehicles, páginas 318-338, Swets & Zeitlinger, Lisse, Holanda, 1995.
- [34] J. R. Dorling. “*Achievable dynamic response of active suspensions y bounce and roll*”. Informe Técnico CUED/C-MECH/TR 66, Departamento de ingeniería, Universidad de Cambridge, Cambridge, UK, 1995.
- [35] J. R. Dorling. “*Integrated Control of Road Vehicle Dynamics*”. Tesis doctoral, Universidad de Cambridge, Cambridge, UK, 1996.
- [36] A. B. Dunwoody y S. Froese. “*Active roll control of a semi-trailer*”. SAE Transactions, 102(933045):999-1004, 1993.
- [37] R. C. Lin. “*An investigation of Active Roll Control for Heavy Vehicle Suspensions*”. Tesis doctoral, Universidad de Cambridge, Cambridge, UK, 1994.
- [38] R. C. Lin, D. Cebon y D. J. Cole. “*Investigation of active roll control of heaby road vehicles*”. In Proc. 14<sup>th</sup> IAVSD Symposium on the Dynamics of Vehicles on Roads and Tracks, páginas 308-321, Chengdu, China, 1993.
- [39] R. C. Lin, D. Cebon y D. J. Cole. “*Validation of an articulated vehicle yaw/roll model*”. Informe Técnico CUED/C-MECH/TR 53, Departamento de ingeniería, Universidad de Cambridge, Cambridge, UK, 1993.
- [40] T. D. Gillespie. “*Fundamentals of Vehicle Dynamics*”. SAE Warrendalle, PA, USA, 1992.



- [41] J. E. Shannan y M. J. Van der Ploeg. “A vehicle handling model with active suspensions”, *Journal of Mechanisms, Transmissions and Automation in Design*, 111:375-381, 1989.
- [42] M. Abe. “A study on effects of roll moment distribution control in active suspension on improvement of limit performance of vehicle handling”. *International Journal of Vehicle Design*, 15(3-5):326-336, 1994.
- [43] D. E. Williams y W. M. Haddad. “Nonlinear control of roll moment distribution to influence vehicle yaw characteristics”. *IEEE Transactions on Control Systems Technology*, 3(1):110-116, 1995.
- [44] S. M. Hwang y Y. Park. “Active roll moment distribution based on predictive control”. *International Journal of Vehicle Design*, 16(1):15-28, 1995.
- [45] P. Frank, L. Palkovics y P. Gianone. “Using wheel speed and wheel slip information for controlling vehicle chassis systems”. In Proc. 5<sup>th</sup> International Symposium on Advanced Vehicle Control, número 35, Ann Arbor, MI, USA, 2000.
- [46] L. Palkovics, A. Semsey y E. Gerum. “Roll-over prevention system for vehicles – additional sensorless function of the electronic brake system”. In Proc. 4<sup>th</sup> International Symposium on Advanced Vehicle Control, páginas 643-647, Nagoya, Japan, 2000.
- [47] GAUCHÍA BABÉ, Antonio. “Modelo de torsión de la superestructura de un autobús”. Directores: Vicente Díaz López y M<sup>a</sup> Jesús López Boada. Tesis doctoral, Universidad Carlos III de Madrid. Departamento de ingeniería mecánica, 2006.
- [48] ALBERDI URBIETA, Juan. *Manuales de automoción. Amortiguadores y suspensión*. [en línea]. Universidad de Navarra. Enero de 2003. Disponible en Web: <[http://www.tecnun.es/automocion/files/ebooks/Amortiguadores\\_y\\_suspension.pdf](http://www.tecnun.es/automocion/files/ebooks/Amortiguadores_y_suspension.pdf)> [ref. 17 de febrero de 2008].
- [49] Portal de información sabelotodo.org. [en línea]. 14 de octubre de 2007. Disponible en Web: <<http://www.sabelotodo.org/automovil/suspension.html>> [Consulta 17 de febrero de 2008].



[50] Portal de automoción. [en línea]. 14 de enero de 2008. Disponible en Web: <<http://www.velocidadmaxima.com/forum/showthread.php?t=86542>> [Consulta 17 de febrero de 2008].

[51] Portal de información consumer. [en línea]. 8 de enero de 2007. Disponible en Web: <[http://www.consumer.es/web/es/motor/mantenimiento\\_automovil/2007/01/08/158772.php](http://www.consumer.es/web/es/motor/mantenimiento_automovil/2007/01/08/158772.php)> [Consulta 17 de febrero de 2008].

[52] MARTÍNEZ AGUILERA, Enrique. “Cálculo de la influencia de parámetros de diseño de un autobús en su comportamiento en curva”. Directora: Guadalupe Fernández Rico. Universidad Carlos III de Madrid. Departamento de ingeniería mecánica. Proyecto fin de carrera. Madrid, Diciembre de 2001.

[53] MATEO MARTÍN, Carlos. “Estudio del comportamiento a torsión de la superestructura de un autobús mediante elementos finitos”. Director: Antonio Gauchía Babé. Universidad Carlos III de Madrid. Departamento de ingeniería mecánica. Proyecto fin de carrera. Madrid, junio de 2005.

[54] SÁNCHEZ CASTILLO, Noemí. “Control de un sistema de suspensión semiactiva basado en lógica difusa: modelo de vehículo completo”. Directora: M<sup>a</sup> Jesús López Boada. Universidad Carlos III de Madrid. Departamento de ingeniería mecánica Proyecto fin de carrera. Madrid, marzo de 2006.

[55] Escuela superior de ingenieros industriales. *Suspensiones inteligentes*. [en línea]. Universidad de Navarra. San Sebastián, noviembre de 2000. Disponible en Web: <[http://www.escuelaindustrial.cl/\\_notes/Suspensiones\\_activas.pdf](http://www.escuelaindustrial.cl/_notes/Suspensiones_activas.pdf)> [ref. 17 de febrero de 2008].

[56] P. Luque, D. Álvarez, C. Vera. “Ingeniería del automóvil: Sistemas y comportamiento dinámico”. Editorial: Thomson. Paraninfo, S.A. 2004.

[57] Portal de automoción. [en línea]. 7 de noviembre de 2008. <<http://usuarios.lycos.es/lauci/motores.html>> [Consulta 9 de diciembre de 2008].

[58] P. Gaspar, I. Szaszi y J. Bokor. “*Reconfigurable control structure to prevent the rollover of heavy vehicles*”. Control de la práctica de ingeniería 13, 699–711. 2005.



- [59] D. J. M. Sampson, y D. Cebon. “*Active roll control of single heavy road vehicles*”. *Dinámica de sistemas de vehículos* 40(4), 229–270. 2003.
- [60] D. J. M. Sampson. “*Active roll control of articulated heavy vehicle*”. Tesis doctoral, Universidad de Cambridge, 2000.
- [61] M. J. L. Boada, B. L. Boada, A. Quesada, A. Gauchía y V. Díaz. “*Active roll control using reinforcement learning for a single unit vehicle*”. Departamento de ingeniería mecánica. Universidad Carlos III. Congreso mundial, Besançon (Francia), Junio 18-21, 2007.
- [62] FLORES MAROTO, Ignacio. “Desarrollo de un sistema de control de balanceo para camiones no articulados controlado por lógica Fuzzy”. Directora: Beatriz López Boada. Universidad Carlos III de Madrid. Departamento de ingeniería mecánica. Proyecto fin de carrera. Madrid, Septiembre de 2005.
- [63] A. Carnicero. *Introducción al método de elementos finitos*. [en línea]. Disponible en Web: <[http://www.profesores.frc.utn.edu.ar/industrial/sistemasinteligentes/FFlexible/Introduccion\\_al\\_MEF.pdf](http://www.profesores.frc.utn.edu.ar/industrial/sistemasinteligentes/FFlexible/Introduccion_al_MEF.pdf)> [Consulta 10 de marzo de 2009].
- [64] VILLAGRÁ SIERRA, David. “Optimización de la Estructura de un Autobús Urbano”. Directores: Beatriz López Boada y Antonio Gauchía Babé. Universidad Carlos III de Madrid. Departamento de ingeniería mecánica Proyecto fin de carrera. Madrid, 2006.
- [65] ANSYS (2000). *Structural Analysis Guide*. ANSYS Inc.
- [66] ANSYS (2000). *ANSYS LS-DYNA User’s Guide*. ANSYS Inc.
- [67] Kadir Elitok, Ingeniero de TEMSA A. S. de análisis de elementos finitos., Fatih Han Avci, Ingeniero TEMSA A.S de análisis de elementos finitos. *Bus Rollover Analisis with LS- DYNA*. [Texto electrónico] Disponible en Web: <[http://www.technet-alliance.com/uploads/tx\\_caeworld/Seite\\_32-33\\_Dyna\\_Bus\\_Rollover\\_aus\\_IP\\_1-05.pdf](http://www.technet-alliance.com/uploads/tx_caeworld/Seite_32-33_Dyna_Bus_Rollover_aus_IP_1-05.pdf)> [ref. 4 de mayo de 2008].

