



**Universidad Carlos III de Madrid  
Escuela Politécnica Superior  
Departamento de Ingeniería Mecánica**

**TESIS DOCTORAL**

**CONTRIBUCIÓN DE LA RIGIDEZ  
TORSIONAL DE UN AUTOBÚS EN SU  
DINÁMICA LATERAL CUANDO  
ÉSTE CIRCULA POR CARRETERA**

**Autora:**

***Ana María Gómez Amador***

**Directores:**

**Dr. Vicente Díaz López  
Dra. Ester Olmeda Santamaría**

Noviembre 2016





Universidad  
Carlos III de Madrid  
www.uc3m.es

## TESIS DOCTORAL

# CONTRIBUCIÓN DE LA RIGIDEZ TORSIONAL DE UN AUTOBÚS EN SU DINÁMICA LATERAL CUANDO ÉSTE CIRCULA POR CARRETERA

**Autora:** *Ana M<sup>a</sup> Gómez Amador*

**Directores:** Dr. Vicente Díaz López  
Dra. Ester Olmeda Santamaría

Firma del Tribunal Calificador:

Presidente: D. José Luis San Román García

Vocal: D. Julio Fuentes Losa

Secretario: D. José Luis Muñoz Sanz

Calificación:

Leganés, 20 de enero de 2017



*A mi familia  
y a mis amigos,  
origen de todo.*

*La preocupación por el hombre y su  
destino siempre debe ser el interés  
primordial de todo esfuerzo técnico. Nunca  
olvides esto entre tus diagramas y  
ecuaciones.*

*Albert Einstein*



# AGRADECIMIENTOS

---

En primer lugar, mi gratitud para mis tutores de Tesis, D. Vicente Díaz López y D<sup>a</sup> Ester Olmeda Santamaría, que con sus sabios consejos me han guiado y me han ido abriendo un camino cuando otro se cerraba.

A Vicente le agradezco su infinito optimismo y su pasión por la ingeniería del automóvil que ha sabido inculcarme. Gracias por tu incansable apoyo y la constante ilusión que nos brindas a todos cada día. Sin su impulso nada hubiera sido posible.

A Ester le agradezco su constante disponibilidad, su enorme generosidad, su comprensión y su apoyo.

Quiero agradecer personalmente a D. Juan Luis Castro Rodríguez, Presidente de Castrosua S.A., así como a D. Sergio Tamio Sieira, Director de I+D de la citada empresa, todo el apoyo dado en forma de acceso y uso de instalaciones, equipos, vehículos y comentarios técnicos que han hecho posible el desarrollo de esta tesis doctoral. Su amplia experiencia demostrada en el sector es incuestionable y han hecho que la empresa Castrosua sea uno de los líderes y de referencia en el sector.

A mis compañeros del Departamento de Ingeniería Mecánica por hacer que cada día sea mejor. A Bea y a M<sup>a</sup> Jesús porque siempre están ahí ayudándome y dándome su cariño, a Dani porque su sonrisa “invade el pasillo”, a Alejandro por su incansable ayuda, a Carol por todos los ratos que hemos compartido rodeadas de líneas de tierra, a José Antonio por compartir el café cada mañana, a María por las tertulias después de los Congresos, a Susana por su ayuda en los momentos compartidos de estrés, a Gloria

## AGRADECIMIENTOS

---

por su ayuda en el día a día, a Higinio por siempre tener un gesto amable y .... en general a todos mis compañeros del Departamento de Ingeniería Mecánica y en particular a los de Reformas. Mi agradecimiento especial a María Garrosa, por su alegría y todo el tiempo que compartimos, y a José Luis San Román por todo el apoyo brindado desde el principio y por su confianza, gracias.

A mis amigos Susana, Pino, Nacho y Marisa porque sin su amistad la vida no sería la misma. A Alfredo, que siempre tiene un minuto para mí; a Juan Carlos y Nani por su amistad; a Mar y Julián por todos los momentos compartidos; a Carlos y Amparo por todo el cariño que me regalan. A Pedro por su ayuda profesional y por sus muy sabios consejos.

A Mercedes y a Bea les doy las gracias por ser mis amigas. Espero que la vida nos regale mucho tiempo a compartir.

A mi familia política por su ayuda incondicional y por tener siempre unas palabras de aliento.

A mi madre por todo su amor y apoyo y por esa fortaleza que me demuestra siempre. A mi hermana por su complicidad y su cariño. A Angela por el apoyo que me brinda. A Chiqui que, aunque ya no está entre nosotros, siempre vivirá en nuestros corazones.

Y he dejado para el final el agradecimiento más grande y especial. Mi agradecimiento para la persona que hace que mi vida sea más fácil, que cada día sea único, que cada hora sea diferente, que cada minuto esté cargado de amor y que cada segundo sea imposible vivir sin él.



# RESUMEN

---

En esta Tesis Doctoral se plantea un modelo matemático que representa la dinámica lateral de un autobús a su paso por una curva. El modelo considera el comportamiento asimétrico de la suspensión neumática, la utilización de barra estabilizadora, el comportamiento de los neumáticos y la rigidez a torsión de un autobús.

Se ha estudiado el comportamiento a torsión de un autobús considerando el diseño asimétrico de su carrocería.

Se ha realizado el diseño conceptual de una electrónica embarcada que, provista de sensores de reducido coste, permita determinar en tiempo real los parámetros que caracterizan el comportamiento en curva de un vehículo.

Dentro de los trabajos de esta tesis doctoral se han realizado ensayos en carretera para analizar el comportamiento del autobús a su paso por una curva y validar las hipótesis y ecuaciones planteadas en el modelo matemático. Se ha obtenido la relación entre el ángulo de balanceo y la aceleración lateral para un vehículo real.

Se ha desarrollado una metodología para el cálculo de la rigidez a torsión de un autocar mediante la realización de ensayos estáticos.

Se ha aplicado la metodología anterior a un vehículo real, calculando la rigidez a torsión del mismo y la energía potencial acumulada. Se ha demostrado que en este tipo de vehículos una torsión uniforme es una afirmación muy alejada de la realidad dado que el eje de torsión no coincide con el de simetría longitudinal del vehículo.

Se ha demostrado que la determinación de la energía potencial acumulada durante la torsión del autobús es un factor a tener en cuenta en los nuevos diseños.

Finalmente, hay que expresar aquí la complejidad y el elevado coste que ha supuesto la investigación en este tipo de cuestiones por la instrumentación necesaria para la realización de ensayos, personal auxiliar, instalaciones y acceso a los autobuses requeridos.

# ABSTRACT

---

This Dissertation develops a mathematical model that allows to know the dynamic behavior of a bus as it withstands stresses when passing through a curve. The model considers the asymmetrical behavior of the air suspension system, the use of anti-roll bar, the elastic deformation of the tires and the twisting of the bus.

The torsion behavior of a bus has been studied considering the asymmetrical design of the structure.

The conceptual design of an embedded electronics has been carried out based on low cost hardware and measuring devices. This system will calculate in real time the main parameters when a vehicle travels through a curve.

Within the work of this thesis road tests have been carried out to analyze the behavior of the bus as it passes through a curve and to validate the hypotheses and equations obtained in the mathematical model. The relationship between the roll angle and the lateral acceleration for a real vehicle has been obtained.

Through static tests a methodology to calculate the torsional stiffness of a bus has been developed.

The previously developed methodology has been applied to a real vehicle, calculating the torsional stiffness of the vehicle and the accumulated potential energy. It has been detected that in this type of vehicle there is no uniform torsion since the torsion axis does not match with the longitudinal symmetry of the vehicle.

It has been confirmed that the determination of potential energy accumulated during bus twisting is a factor to be taken into account in the new designs.

Finally, it is necessary to express here the complexity, and the high cost, required in this research due to the necessary technicians, instrumentation for testing and the required buses.

## ÍNDICE

AGRADECIMIENTOS.....	I
RESUMEN Y ABSTRACT.....	III
INDICE.....	VII
1 INTRODUCCIÓN. ESTADO DEL ARTE.....	1
1.1 Introducción.....	1
1.2 Diseño de autobuses y autocares.....	12
1.3 Estructura.....	17
1.4 Materiales y geometría.....	21
1.5 Análisis tensional.....	25
1.6 Modelo de elementos finitos de la carrocería de un autobús.....	29
1.7 Ensayos de estabilidad lateral y ensayos de vuelco de un autobús.....	31
2 OBJETIVOS DE LA TESIS.....	39
3 FASES DE TRABAJO.....	41
4 DISEÑO DE ELEMENTOS DE LA SUSPENSIÓN.....	43
4.1 Suspensión neumática.....	43
4.2 Elementos de estabilización.....	59
4.3 Barra Panhard.....	63
5 ECUACIONES REPRESENTATIVAS.....	65
5.1 Parámetros de un autobús que afectan a su estabilidad lateral.....	65
5.1.1 Centro de gravedad.....	65
5.1.2 Centro de balanceo.....	70
5.1.3 Efecto del balanceo en el control direccional.....	79
5.1.4 Ángulo girado por la masa suspendida.....	85
5.1.5 Momento de reacción de la suspensión.....	87
5.1.6 Rigidez a balanceo de la suspensión.....	87

5.1.7	Torsión de la estructura .....	88
5.2	Planteamiento del modelo matemático .....	88
5.2.1	Ecuaciones representativas .....	96
5.2.2	Solución de las ecuaciones.....	100
5.2.3	Análisis de sensibilidad .....	104
6	TORSIÓN DE LA SUPERESTRUCTURA Y TORSIÓN DEL VEHÍCULO.....	117
6.1	Hipótesis y planteamiento del modelo de comportamiento de la carrocería de un autobús.....	119
6.2	Modelo de torsión de la carrocería.....	121
6.3	Torsión en bastidor y carrocería.....	129
6.4	Experiencia en diseño de carrocerías .....	145
6.4.1	Consideraciones de fatiga.....	148
6.4.2	Secciones transversales de la carrocería.....	152
6.5	Eje de torsión.....	158
6.5.1	Efectos de los voladizos del autobús sobre la torsión .....	172
6.5.2	Consideraciones realistas .....	174
6.6	Ensayos estáticos.....	174
6.6.1	Metodología del ensayo .....	176
7	PROTOTIPO DE SISTEMA ELECTRÓNICO EMBARCADO .....	187
7.1	Sistemas embarcados. Requisitos .....	189
7.2	Elementos constituyentes del sistema embarcado.....	191
7.2.1	Sistema de procesamiento.....	191
7.2.2	Sensores.....	196
7.3	Montaje de los sistemas.....	206
7.3.1	Sensor de velocidad por módulo GPS .....	206
7.3.2	Sensor de ángulo por inclinómetro.....	208
7.4	Ensayos de validación .....	209

8	ENSAYOS EN PISTA.....	211
8.1	Equipos.....	216
8.1.1	VBOX.....	216
8.2	Resultados de los ensayos dinámicos .....	219
9	CONCLUSIONES.....	229
10	DESARROLLOS FUTUROS.....	231
11	BIBLIOGRAFÍA.....	233
	ANEXO I.....	259

## ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1. 1. Autobús fabricado por Carl Benz en 1895.....	2
Figura 1. 2. Locomóvil fabricado por Pedro Ribera en 1860.....	2
Figura 1. 3. Autobús en Mozambique .....	5
Figura 1. 4. Autobús en Gujarat (India).....	5
Figura 1. 5. Vuelco autobús .....	9
Figura 1. 6. Accidente de autobús (Carrillo Puerto-2016).....	10
Figura 1. 7. Accidente de autobús (Madrid-2016) .....	11
Figura 1. 8. Accidente de autobús (Barcelona-2016) .....	11
Figura 1. 9. Accidente en autobús (Lagunética.Venezuela-2016) .....	11
Figura 1. 10. Accidente en autobús (Desert Hot Springs.EEUU-2016).....	12
Figura 1. 11. Determinación del límite de vuelco.....	16
Figura 1. 12. Bastidor de un autobús .....	18
Figura 1. 13. Carrocería de un autobús .....	19
Figura 1. 14. Uniones perfiles laterales.....	19
Figura 1. 15. Espacio de supervivencia .....	25
Figura 1. 16. Unión tipo A .....	27
Figura 1. 17. Unión tipo B .....	27
Figura 1. 18. Ensayo de estabilidad lateral en un autocar.....	32
Figura 1. 19. Determinación del centro de gravedad.....	33
Figura 1. 20. Posición centro de gravedad.....	34
Figura 1. 21. Dimensiones para $l/h=0,38$ .....	37
Figura 3. 1. Fases de trabajo .....	42
Figura 4. 1. Fuelle neumático y amortiguador I .....	44
Figura 4. 2. Fuelle neumático y amortiguador II .....	44
Figura 4. 3. Eje delantero de un autobús .....	45
Figura 4. 4. Suspensión neumática: eje delantero y eje trasero .....	45
Figura 4. 5. Esquema de circuito de suspensión neumática.....	46
Figura 4. 6. Fuelle neumático de diafragma .....	48
Figura 4. 7. Acción del vástago.....	50
Figura 4. 8. Válvula niveladora o limitadora de presión .....	52
Figura 4. 9. Viga solidaria al eje trasero .....	53
Figura 4. 10. Barras estabilizadoras.....	54



Figura 4. 11. Actuación de la válvula niveladora .....	55
Figura 4. 12 Curvas características de un actuador neumático.....	55
Figura 4. 13. Diferentes tipos de fuelles neumáticos .....	56
Figura 4. 14. Recorridos expansión - retracción.....	57
Figura 4. 15. Funcionamiento simultáneo de fuelles neumáticos, mismo eje .....	57
Figura 4. 16. Reacciones .....	58
Figura 4. 17. Par de reacción de la suspensión neumática .....	59
Figura 4. 18. Barra estabilizadora .....	60
Figura 4. 19. Reacción barra estabilizadora .....	61
Figura 4. 20. Reacción de la suspensión al pasar un bache .....	62
Figura 5. 1. Localización del centro de gravedad (perfil) .....	67
Figura 5. 2. Localización del centro de gravedad (planta) .....	68
Figura 5. 3. Altura del centro de gravedad .....	69
Figura 5. 4. Balanceo de un vehículo.....	70
Figura 5. 5. Centros de balanceo de suspensión y neumáticos .....	72
Figura 5. 6. Efecto de la altura del centro de balanceo de la suspensión.....	73
Figura 5. 7. Modelo simplificado de la suspensión de un vehículo .....	74
Figura 5. 8. Posición del centro de balanceo .....	76
Figura 5. 9. Posición del centro de balanceo .....	78
Figura 5. 10. Guía lateral por barra Panhard.....	79
Figura 5. 11. Neumático sometido a esfuerzo laterales ( $F_y$ ).....	80
Figura 5. 12. Coeficiente de viraje.....	83
Figura 5. 13. Determinación del ángulo girado por la caja .....	85
Figura 5. 14. Determinación del ángulo girado por la caja. Parámetros .....	86
Figura 5. 15. Parámetros considerados en el modelo matemático .....	91
Figura 5. 16. Localización masa suspendida respecto al centro balanceo $O_1$ .....	92
Figura 5. 17. $N_{O_2}$ momento de reacción que ejercen los neumáticos .....	94
Figura 5. 18. Sensibilidad a la separación entre fuelles neumáticos .....	105
Figura 5. 19. Sensibilidad al ancho de vía.....	106
Figura 5. 20. Sensibilidad a la distancia vertical hasta el cdg(T) .....	107
Figura 5. 21. Sensibilidad a la elevación cdb $O_1$ respecto eje de ruedas.....	108
Figura 5. 22. Sensibilidad a la distancia horizontal del cdg al plano long. ....	109
Figura 5. 23. Sensibilidad a la masa suspendida .....	110
Figura 5. 24. Sensibilidad a la rigidez de torsión .....	111
Figura 5. 25. Sensibilidad a la rigidez radial del neumático .....	112

Figura 5. 26. Sensibilidad a la rigidez lateral del neumático .....	113
Figura 5. 27. Sensibilidad al valor de la constante del muelle .....	114
Figura 5. 28. Sensibilidad a la barra estabilizadora .....	115
Figura 6. 1. Esquema de análisis. ....	118
Figura 6. 2. Análisis de fiabilidad y durabilidad. ....	118
Figura 6. 3. Carrocería tubular .....	119
Figura 6. 4. Aplicación de una fuerza $F_j$ .....	121
Figura 6. 5. Pieza prismática sometida a torsión.....	121
Figura 6. 6. Distribución de tensiones tangenciales: pieza prismática, sección no circular .....	122
Figura 6. 7. Alabeo .....	123
Figura 6. 8. Condiciones de contorno .....	124
Figura 6. 9. Tensiones tangenciales .....	126
Figura 6. 10. Tensiones tangenciales: perfil delgado sometido a torsión.....	126
Figura 6. 11. Tensiones en un punto 0.....	127
Figura 6. 12. Viga .....	136
Figura 6. 13. Dirección y magnitud (m) de los desplazamientos resultantes para torsión: [217]. ....	140
Figura 6. 14. Distribución de la tensión equivalente de Von-Mises en condiciones de torsión [217]. ....	141
Figura 6. 15. Resultante de los desplazamientos debidos a flexión [217]. ....	141
Figura 6. 16. Distribución tensión equivalente Von-Mises para flexión [217]. ....	142
Figura 6. 17. Velocidad de un nodo próximo a las sujeciones del motor dentro del límite de trabajo [217]. ....	143
Figura 6. 18. Parejas de modos de vibración, libre (izquierda) y forzada (derecha), con frecuencias cercanas a 23,33 Hz [217]. ....	144
Figura 6. 19. Parejas de modos de vibración, libre (izquierda) y forzada (derecha), con frecuencias cercanas a 36,66 Hz [217]. ....	144
Figura 6. 20. Desplazamientos (m), dirección y magnitud en condiciones de paso por curva [217]. ....	145
Figura 6. 21. Tipos de conexión .....	148
Figura 6. 22. Esfuerzos y tensiones finales.....	149
Figura 6. 23. Diseños del interior de un autobús y de un autocar.....	151
Figura 6. 24. Secciones transversales. Rigidez a la torsión .....	152
Figura 6. 25. Rigidez a la torsión .....	153

Figura 6. 26. Lateral de la carrocería .....	153
Figura 6. 27. Modelo a torsión discretizado de un autocar .....	154
Figura 6. 28. Segundo modo. Modo de torsión pura .....	158
Figura 6. 29. Dimensiones .....	159
Figura 6. 30. Sección rectangular tras torsión sin alabeo. ....	159
Figura 6. 31. Levantamiento de la rueda delantera derecha, RDD.....	160
Figura 6. 32. Restricciones .....	161
Figura 6. 33. Torsión por levantamiento $\Delta d$ de la RDD .....	162
Figura 6. 34. Frontal del vehículo antes y después de la deformación .....	163
Figura 6. 35. Eje trasero .....	164
Figura 6. 36. Eje de torsión de un sólido homogéneo e isótropo.....	166
Figura 6. 37. Eje de torsión .....	166
Figura 6. 38. Frontal eje de torsion .....	167
Figura 6. 39. Torsión y para torsor efectivo .....	170
Figura 6. 40. Motor (vista trasera del autocar).....	172
Figura 6. 41. Torsión. Voladizo delantero.....	173
Figura 6. 42. Ángulos voladizo delantero .....	173
Figura 6. 43. Superestructura de autocar.....	175
Figura 6. 44. Dimensiones principales (mm) superestructura de un autocar .....	176
Figura 6. 45. Gatos hidráulicos (a) y básculas (b) .....	177
Figura 6. 46. Realización de ensayos .....	178
Figura 6. 47. Puntos de medida .....	178
Figura 6. 48. Ángulos girados por eje según rueda levantada.....	179
Figura 6. 49. Rigidez en cada eje en cada ensayo, según rueda levantada. ....	182
Figura 6. 50. Rigideces a torsión obtenidas I .....	183
Figura 6. 51. Rigideces a torsión obtenidas II .....	183
Figura 6. 52. Energía potencial acumulada por el conjunto carrocería - bastidor .....	184
Figura 7. 1. Diseño conceptual .....	188
Figura 7. 2. Sistemas embarcados en vehículos .....	189
Figura 7. 3. Ejemplo de electrónica embarcada en un avión .....	189
Figura 7. 4. Electrónica embarcada en vehículos de competición .....	190
Figura 7. 5. Ejemplo de sistema electrónico para control de flotas.....	191
Figura 7. 6. Placa electrónica Arduino .....	192
Figura 7. 7. Placa Hardware de Arduino .....	195
Figura 7. 8. Curva de la DGT para baremar el error en radares móviles .....	199

Figura 7. 9. Módulo GPS seleccionado .....	201
Figura 7. 10. Acelerómetro piezoeléctrico .....	202
Figura 7. 11. Acelerómetro capacitivo .....	202
Figura 7. 12. Determinación del ángulo de balanceo con un acelerómetro .....	203
Figura 7. 13. Sensor inercial (inclinómetro) .....	204
Figura 7. 14. Módulo electrónico completo (GPS y placa Arduino).....	206
Figura 7. 15. Software del inclinómetro .....	208
Figura 8. 1. Autocar objeto de ensayo .....	211
Figura 8. 2. Relación teórica de aceleración lateral frente al balance.....	214
Figura 8. 3. Ángulo de balanceo teórico en rotonda de radio 12m. ....	215
Figura 8. 4. IMU (Inertial Measurement Unit) .....	217
Figura 8. 5. Procesamiento de datos con VBOX .....	217
Figura 8. 6. Entradas y salidas del equipo VBOX.....	218
Figura 8. 7. Antenas del VBOX para posicionamiento por GPS .....	218
Figura 8. 8. Ensayo rotonda 023_R23. Radio curvatura 12 m.....	220
Figura 8. 9. Ensayo cambio de carril 003_CC1. Radio curvatura 20,3 m. ....	220
Figura 8. 10. Ensayo curva en carretera C3_025. Radio curvatura 121 m. ....	220
Figura 8. 11. Ensayo en rotonda 023_R23. Velocidad .....	221
Figura 8. 12. Ensayo en rotonda 023_R23. Ángulo de balanceo .....	221
Figura 8. 13. Ensayo en rotonda 023_R23. Aceleración Lateral .....	221
Figura 8. 14. Ensayo de cambio de carril 003_CC1. Velocidad.....	222
Figura 8. 15. Ensayo de cambio de carril 003_CC1. Ángulo de balanceo .....	222
Figura 8. 16. Ensayo de cambio de carril 003_CC1. Aceleración Lateral.....	222
Figura 8. 17. Ensayo de curva en carretera C3_025. Velocidad .....	223
Figura 8. 18. Ensayo de curva en carretera C3_025. Ángulo de balanceo.....	223
Figura 8. 19. Ensayo de curva en carretera C3_025. Aceleración Lateral.....	223
Figura 8. 20. Relación aceleración lateral - ángulo de balanceo .....	224
Figura 8. 21. Comparación medidas ensayo y modelo teórico .....	225
Figura 8. 22. Impacto en la pendiente de la recta de aceleración lateral frente al balanceo .....	227

## ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1. 1. Categoría Autobuses y Autocares (RGV).....	3
Tabla 1. 2. Directivas de aplicación a autobuses y autocares (Julio 2016).....	7
Tabla 1. 3. Valores autobuses interurbanos.....	35
Tabla 1. 4. Valores de h para autobuses interurbanos.....	35
Tabla 5. 1. Datos de entrada para el caso base.....	101
Tabla 5. 2. Rigidez / Barra estabilizadora.....	102
Tabla 5. 3. Solución del caso base.....	103
Tabla 6. 1. Características viga.....	137
Tabla 6. 2. Comparación de las frecuencias propias de vibración obtenidas mediante ANSYS y las obtenidas analíticamente al caracterizar la carrocería del autobús por una viga de sección rectangular de pared delgada [118]......	138
Tabla 6. 3. Constantes iniciales de flexión y torsión para el chasis del autobús (x10-6 [N·m/rad]) [217]......	142
Tabla 6. 4. Niveles para estudio de una carrocería.....	147
Tabla 7. 1. Ordenador portátil: características necesarias.....	191
Tabla 7. 2. Comparativa de placas Arduino.....	194
Tabla 7. 3. Sensores.....	197
Tabla 7. 4. Características de la placa electrónica.....	200
Tabla 7. 5. Acelerómetro de bajo coste.....	203
Tabla 7. 6. Características del sensor inercial (inclinómetro).....	205
Tabla 7. 7. Magnitudes a medir. Unidades.....	207
Tabla 7. 8. Primer ensayo: posición por GPS.....	207
Tabla 8. 1. Parámetros de diseño del autocar objeto de ensayo.....	214
Tabla 8. 2. Impacto en la pendiente de la recta de aceleración lateral frente al balanceo.....	226



# 1 INTRODUCCIÓN. ESTADO DEL ARTE

---

## 1.1 Introducción

El diseño y concepción de los autobuses ha ido evolucionando a lo largo de su historia. El transporte de viajeros se remonta al siglo XVII con los carruajes de caballos, aunque realmente, los verdaderos antecesores de los hoy denominados autobuses son los *ripperts* (vehículos de caja pequeña y de un solo piso que tenían las ruedas forradas de caucho) y los *ómnibus* (carruaje grande y cerrado, de unos siete metros, en un principio tirado por mulas).

El enorme crecimiento de las urbes y el desarrollo de la sociedad moderna generó la necesidad de crear medios de transportes adecuados y en especial de transporte colectivo.

En el siglo XIX se produjo un gran avance de diseño con el desarrollo de la suspensión y la mejora de los habitáculos, más cómodos y ligeros. Se acortaron los tiempos de desplazamiento y el transporte colectivo de viajeros vio incrementar el número de usuarios. En este periodo surgen los primeros intentos de sustituir la energía animal por la fuerza de los motores de vapor, así como los primeros motores de explosión interna. Desde la invención del motor de vapor, se intentó una y otra vez aplicar este medio de propulsión a los carruajes destinados al transporte de viajeros, a

consecuencia de lo cual surgió el *locomóvil*, una locomotora de vapor que estaba diseñada para rodar por caminos y carreteras sin necesidad de raíles.

El primer autobús con motor de explosión lo fabricó Carl Benz en Alemania en 1895. Se trataba de un ómnibus con capacidad para 8 personas, potencia de 5 CV, velocidad máxima 20 Km/h y 1.200 Kg de peso en vacío (figura 1.1).

En España el primer locomóvil, denominado “Castilla”, lo fabricó Pedro Ribera en 1860 para realizar, en 20 días, el trayecto Valladolid – Madrid. Tenía una capacidad de 4 personas, una potencia de 10 CV, alcanzaba una velocidad máxima de 15 Km/h y estaba provisto de una caldera alimentada por 50 Kg de carbón por hora (figura 1.2).



Figura 1. 1. Autobús fabricado por Carl Benz en 1895

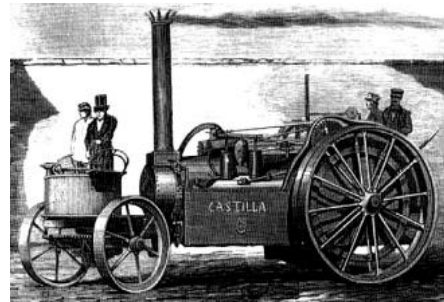


Figura 1. 2. Locomóvil fabricado por Pedro Ribera en 1860

Los primeros autobuses que se fabricaron en España fueron desarrollados por las empresas: “La Montañesa” (Navarra-1899), “Automóviles de Luarca” (Asturias-1900), “La Catalana” (Barcelona-1906) y “La Hispano Suiza” que en 1908 puso en circulación dos modelos con motores de 2.200 cc y 4.800 cc y potencia 12/15 CV y 25/30 CV, respectivamente.

Los primeros modelos se construyeron utilizando un diseño paralelo al utilizado para camiones, chasis robustos y de grandes dimensiones, pero montando una carrocería de autobús. En 1922 comenzó el cambio y una compañía de Estados Unidos fabricó el primer chasis diseñado específicamente para prestar servicio de autobús. Su estructura era aproximadamente 30 centímetros más baja que la de un camión y tenía una distancia entre ejes extra-larga, con un gran ancho de vía y motor montado en posición frontal (posteriormente se desarrolló un modelo con dos motores montados bajo el piso en posición central). El chasis integral proporcionó mayor rigidez a la



estructura mediante la utilización del piso, el techo y los laterales del autobús como una única unidad estructural.

Así mismo, otro factor a considerar en el desarrollo del diseño de los autobuses fue la gran mejora experimentada en la fabricación de neumáticos. Los neumáticos para los autobuses y los camiones requerían un desarrollo técnico mayor que la de los turismos, dado que necesitaban soportar mayores esfuerzos y cargas; a comienzos de los años veinte se montaban todavía ruedas de goma maciza. Los nuevos neumáticos además de ser muy caros requerían sustituir las llantas e incluso en muchos casos reformar los ejes para adaptarlos a las nuevas llantas. A pesar de representar un grave inconveniente respecto a las ruedas macizas debido a los pinchazos e incluso los reventones, los neumáticos supusieron el empujón definitivo para desarrollar vehículos más rápidos, cómodos y con mayor capacidad de carga [20].

Si en el siglo XIX, las búsquedas se focalizaban en mejorar la comodidad, alcanzar mayor velocidad y acortar los tiempos de desplazamiento, hoy en día la investigación se centra en la mejora de diseños para alcanzar mayor confort, reducir la contaminación y aumentar la seguridad de los pasajeros.

Actualmente, las Administraciones de cada país establecen diferentes clasificaciones para implantar normativas de control y seguridad de este medio de transporte. Según el Reglamento General de Vehículos [204], Anexo II, o la Directiva 70/156/CEE (modificada por la Directiva 2001/85/CE [92]), se considera que un vehículo cumple con la definición de autobús si pertenece a la *categoría M2 o M3* (Tabla 1.1).

Tabla 1. 1. Categoría Autobuses y Autocares (RGV)

Categorías por Criterios de Homologación	Descripción	Clasificación por criterios de construcción. Anexo II R.G.V.
Categoría M	Vehículos de motor destinados al transporte de personas y que tengan por lo menos cuatro ruedas (Directiva 70/156/CEE)	
Categoría M1	Vehículos destinados al transporte de personas que tengan, además del asiento del conductor, ocho plazas como máximo	10
<b>Categoría M2</b>	Vehículos destinados al transporte de personas que tengan, además del asiento del conductor, más de ocho plazas y cuya masa máxima no supere las 5 toneladas	11, 12, 13, 14

Categorías por Criterios de Homologación	Descripción	Clasificación por criterios de construcción. Anexo II R.G.V.
Categoría M3	Vehículos destinados al transporte de personas que tengan, además del asiento del conductor, más de ocho plazas y cuya masa máxima supere las 5 toneladas	12, 13, 14, 16

Dentro de las categorías M2 y M3 denominaremos:

- *Autocares* a los vehículos sin pasajeros de pie (clase III con capacidad mayor de 22 viajeros y clase B con capacidad menor de 22 viajeros)
- *Autobuses o autobuses urbanos* a los vehículos con pasajeros de pie (clase I y II cuando tengan capacidad mayor de 22 viajeros y clase A cuando su capacidad sea menor de 22 viajeros).

Las clasificaciones mencionadas atienden a las siguientes definiciones:

- Con capacidad superior a 22 viajeros:
  - o *Clase I*: se define como aquellos vehículos que están concebidos y equipados para el transporte urbano o interurbano de viajeros. Este tipo de autobús dispone de asientos y plazas destinadas para viajeros de pie y además dispone del espacio y el acondicionamiento para permitir los desplazamientos de los viajeros en razón de sus frecuentes paradas.
  - o *Clase II*: se define como aquellos vehículos destinados al transporte interurbano de viajeros que, sin tener un espacio reservado para viajeros de pie, pueden transportar viajeros de pie en el pasillo o en una zona que no sobrepase el espacio de dos asientos dobles (trayectos cortos).
  - o *Clase III*: se define como aquellos vehículos concebidos y acondicionados para viajes de largas distancias y en los que no se permite bajo ninguna excepción, el transporte de viajeros de pie.
- Con capacidad de hasta 22 viajeros:
  - o *Clase A*: los vehículos están equipados con asientos y deben ir preparados para viajeros de pie.
  - o *Clase B*: los vehículos de esta clase no están preparados para viajeros de pie.

La seguridad de los usuarios y los accidentes en los que se ven involucrados autobuses o autocares adquiere una alta relevancia dado el número de personas a las que puede afectar.

Entre los objetivos adoptados por la Asamblea General de Naciones Unidas [190] se encuentra el de reducir a la mitad el número mundial de muertos y traumatismos por accidentes de tránsito de 2016 a 2020. La inclusión de una meta tan ambiciosa constituye un avance significativo para la seguridad vial; es un reflejo del reconocimiento, cada vez mayor, del enorme precio que se cobran los accidentes de tráfico. Éstos representan una de las causas de muerte más importantes en el mundo y la principal causa de muerte entre personas de edades comprendidas entre 15 y 29 años.

El número de fallecidos por accidentes de tráfico a nivel mundial, 1,25 millones en el año 2013, se ha estabilizado desde el año 2007 pese al aumento mundial de la población y del parque automovilístico (entre 2010 y 2013 la población aumentó en un 4% y el parque automovilístico un 16%) [190].

La seguridad de los vehículos es fundamental para prevenir accidentes y reducir el riesgo de traumatismos graves. La rápida motorización de los países en desarrollo, donde el riesgo de accidentes en tránsito es mayor, y el hecho de que cada vez se fabrique un mayor número de vehículos, hace urgente implantar y aplicar en todos los países una serie de normas mínimas que regulen la seguridad. El 80% de todos los países del mundo no cumple las normas mínimas de seguridad [190] (Figuras 1.3 y 1.4).



Figura 1. 3. Autobús en Mozambique



Figura 1. 4. Autobús en Gujarat (India)

El Foro Mundial para la Armonización de la Reglamentación sobre vehículos es el principal organismo de ámbito mundial encargado de elaborar normas de seguridad para vehículos de transporte de pasajeros. Los distintos reglamentos elaborados por este Organismo proporcionan un marco jurídico que abarca un amplio espectro de normas de aplicación a la fabricación, producción y seguridad de vehículos.

Los accidentes de tráfico en los que se ven implicados autobuses o autocares, teniendo en cuenta que el transporte de viajeros en autobús representa un sector cada vez más importante y en alza, tiene una gran repercusión en los medios de comunicación por su frecuencia y siniestralidad.

Teniendo en cuenta los resultados de investigaciones realizadas [17, 35, 173], los tipos de accidentes que producen mayor número de víctimas son los vuelcos, con o sin despeñamiento, y los impactos frontales con otros vehículos, especialmente camiones y objetos estáticos. Los vuelcos laterales se producen con poca frecuencia, en comparación con otro tipo de accidentes de autobús, pero la elevada cifra de víctimas por accidente, aproximadamente 25, obliga a las administraciones competentes a buscar en la investigación y en la reglamentación posibles soluciones al problema.

Como medida para mejorar la seguridad de los Vehículos de Grandes Dimensiones para el Transporte de Pasajeros frente al vuelco, fue aprobado por las Naciones Unidas el Reglamento Nº 66 de Ginebra [210]. Este Reglamento establece los requisitos mínimos que las estructuras de los vehículos de grandes dimensiones deben cumplir con respecto al vuelco.

El Reglamento 66 supuso un paso adelante muy importante en relación con la seguridad de los autobuses y autocares dado que, por primera vez, se fijaban unos requerimientos estructurales a este tipo de vehículos.

Actualmente, en España, además del Reglamento 66, son de cumplimiento obligatorio en autobuses y autocares los siguientes Reglamentos y Directivas (Tabla 1.2). En ellos se establecen requisitos tanto para el diseño como para la construcción de los mismos [de 59 a 94, de 205 a 216].

Tabla 1. 2. Directivas de aplicación a autobuses y autocares (Julio 2016)

<b>Directivas de aplicación a autobuses</b>	
Autobuses y autocares	2001/85/CE
Autobuses y autocares	Reglamento CEPE/ONU 107R
Homologación autobuses y autocares	Reglamento CEPE/ONU 36R
Homologación autobuses y autocares	Reglamento CEPE/ONU 52R
<b>Directivas generales cuyo ámbito de aplicación incluye autobuses</b>	
Masas y dimensiones (resto vehículos)	97/27/CE
Anclajes de los cinturones de seguridad	76/115/CEE
Antirrobo e inmovilizador (Opcional para M2 y M3)	74/61/CEE
Parásitos radioeléctricos (compatibilidad electromagnética)	72/245/CEE
Instalación de los dispositivos de alumbrado y señalización luminosa	76/756/CEE
Catadióptricos	76/757/CEE
Limpia y Lavaproyectores	Reglamento CEPE/ONU 45R
Luces antiniebla delanteras	76/762/CEE
Luces antiniebla traseras	77/538/CEE
Luces de circulación diurna	Reglamento CEPE/ONU 87R
Luces de estacionamiento	77/540/CEE
Luces de gálibo, de posición delanteras y traseras, de frenado, laterales de posición y de circulación diurnas	76/758/CEE
Luces de marcha atrás	77/539/CEE
Luces de posición lateral	Reglamento CEPE/ONU 91R
Indicadores de dirección	76/759/CEE
Dispositivo de alumbrado de la placa de matrícula posterior	76/760/CEE
Identificación de los mandos, luces testigo e indicadores	78/316/CEE
Proyectores (incluidas las lámparas)	76/761/CEE
Sistema de alumbrado delantero adaptable AFS	Reglamento CEPE/ONU 123R
Cinturones de seguridad y sistemas de retención	77/541/CEE
Comportamiento del dispositivo de conducción en caso de colisión (Sólo a petición del fabricante en M2 y M3)	74/297/CEE
Cristales de seguridad	92/22/CEE
Depósitos de combustible	70/221/CEE
Dispositivos de acoplamiento	94/20/CE
Dispositivos de protección trasera	70/221/CEE
Dispositivos de remolcado	77/389/CEE
Dispositivos de visión indirecta	2003/97/CE

<b>Directivas generales cuyo ámbito de aplicación incluye autobuses</b>	
Emisiones (no aplica a M3)	70/220/CEE
Emisiones (Euro 4 y 5) vehículos pesados	Reglamento (CE) N° 595/2009
Emisiones (Euro 5 y 6), vehículos ligeros/ acceso a la información (No aplica a M3)	Reglamento (CE) N° 715/2007
Emisiones (Euro 6) vehículos pesados	Reglamento (CE) N° 595/2009
Emisiones diésel	88/77/CEE
Equipos especiales para GLP	Reglamento CEPE/ONU 67R
Equipos especiales para GNC	Reglamento CEPE/ONU 110R
Emplazamiento de la placa de matrícula posterior	70/222/CEE
Frenado	71/320/CEE
Humos diésel	72/306/CEE
Inflamabilidad (No aplica a M2)	95/28/CE
Instalación de limitadores de velocidad	92/6/CEE
Instalación del dispositivo	Anexo VII 94/20/CE
Limitador de velocidad	92/6/CEE
Mecanismos de dirección	70/311/CEE
Neumáticos	92/23/CEE
Nivel sonoro admisible	70/157/CEE
Potencia del motor	80/1269/CEE
Reglamento General de Vehículos	RGV
Resistencia de los asientos	74/408/CEE
Resistencia mecánica de la estructura	Reglamento CEPE/ONU 66R
Sistemas de protección delantera	2005/66/CE

En España, en septiembre de 2016, el transporte público de viajeros, según datos del Instituto Nacional de Estadística [146], fue utilizado por más de 400 millones de pasajeros y experimentó un ascenso del 5% en el número de usuarios con respecto al mismo mes del año anterior. El transporte urbano, utilizado por más de 242,7 millones de viajeros, aumentó un 5% en tasa anual; concretamente, el transporte en autobús aumentó un 7,6% (experimentó su mayor ascenso en la Comunidad de Madrid con un 14,2%). El transporte interurbano, utilizado por más de 114,6 millones de viajeros, aumentó en un 4,9% respecto al mismo mes de 2015; el transporte en autobús presentó un crecimiento del 5,3%.

Según datos de la Dirección General de Tráfico [58] y atendiendo al tipo de accidente, el número total de vuelcos o de salidas de vía con vuelco en 2015 ascendió a 1.679 en vías urbanas y 4.305 en vías interurbanas (Figura 1.5).



Figura 1. 5. Vuelco autobús

Los accidentes de autobús que se han producido en España en las tres últimas décadas han dejado más de 1.200 personas fallecidas y más de 3.000 heridas. Desde el año 2000 al 2015 los accidentes más graves que se han producido en España han sido:

- *6 de julio de 2000*, en Golmayo (Soria): 28 fallecidos y 13 heridos graves, en su mayoría adolescentes que acudían a un campamento. El accidente se produjo al chocar un autobús con un camión que transportaba ganado porcino.
- *14 de noviembre de 2001*, en Huelva: 22 fallecidos y 21 heridos. El autobús que transportaba a jubilados se salió de la vía al tomar una curva y volcó, desplazándose 60 m hasta quedar de costado en el arcén.
- *19 de abril de 2008*, en Benalmádena (Málaga): 9 fallecidos y 38 heridos. El accidente se produjo por colisión entre un todoterreno y un autobús con turistas finlandeses.
- *8 de julio de 2013*, en Tornadizos (Ávila): 9 fallecidos y 22 heridos. El autobús perdió el control por un presunto exceso de velocidad y, tras golpear con un talud de tierra, volcó sobre un quitamiedos.
- *8 de noviembre de 2014*, en Cieza (Murcia): 14 fallecidos y 42 heridos. Un exceso de velocidad provocó la colisión contra la barrera de protección; el autobús aterrizó en un terraplén después de completar un salto de más de 17 m (el impacto se produjo a una velocidad estimada de 73 km/h).

A continuación, se incluye un listado de los accidentes más recientes, año 2016, a nivel mundial:

- *11 de enero* en Veracruz (México): 21 fallecidos y 25 heridos; el accidente tuvo lugar cuando el autobús tomó mal una curva y, tras golpear en la barrera de seguridad, volcó cayendo a un barranco de 30m.
- *6 de febrero*, en Gujarat (India): 39 fallecidos y 24 heridos. El autobús volcó y se precipitó desde un puente al río.
- *11 de febrero* en Rochefort (Francia): 6 fallecidos. El autobús chocó contra un camión que transportaba escombros.
- *21 de marzo* en Tarragona (España): 13 fallecidos y 44 heridos. El conductor dio un “volantazo” y el autobús volcó.
- *25 de marzo*, en Monteugny (Francia): 12 fallecidos. El autobús chocó contra un camión.
- *5 de junio*, en Córdoba (España): 2 fallecidos y 49 heridos. El autobús chocó contra un camión parado; el fuerte impacto provocó que éste último penetrase hasta la primera fila de pasajeros.
- *5 de julio*, en Carrillo Puerto (México): 12 fallecidos y 11 heridos. El conductor perdió el control del autobús y volcó (Figura 1.6).



Figura 1. 6. Accidente de autobús (Carrillo Puerto-2016)

- *18 de agosto*, en Sanchinarro (Madrid): 15 heridos. El conductor del autobús de la EMT de Madrid, en su incorporación de la autovía de Burgos a la avenida de Burgos (A-1), perdió el control y volcó lateralmente (Figura 1.7).





Figura 1. 7. Accidente de autobús (Madrid-2016)

- 14 de septiembre, en Barcelona: 24 heridos. El autocar que transportaba a un grupo de turistas desde Lloret de Mar (Girona) hasta el aeropuerto de El Prat (Barcelona) volcó (Figura 1.8).



Figura 1. 8. Accidente de autobús (Barcelona-2016)

- 21 de septiembre, en Lagunética (Venezuela): 23 heridos. El autocar volcó. (Figura 1.9).



Figura 1. 9. Accidente en autobús (Lagunética.Venezuela-2016)

- 24 de octubre, en Desert Hot Springs (EEUU): 13 fallecidos y 31 heridos. El autobús chocó de forma muy violenta contra la parte trasera de un gran camión en la autopista interestatal I-10. (Figura 1.10)



Figura 1. 10. Accidente en autobús (Desert Hot Springs.EEUU-2016)

A la luz de todo lo expuesto, cabe concluir que la creciente preocupación por la seguridad en la circulación de autobuses y autocares y la aplicación de los nuevos reglamentos han de conducir a una nueva generación de vehículos diseñados con criterios avanzados de seguridad activa y pasiva.

No obstante, y a pesar de los accidentes que se han producido, se ha de tener en cuenta que viajar en autobús o autocar en Europa sigue siendo el medio de transporte más seguro por carretera. Según datos de la Unión Europea [38], el índice de riesgo (número de fallecidos en función de la movilidad) entre el año 1993 y el 2004 es entre 11 y 17 veces superior para un ocupante de turismo que para un ocupante de autobús o autocar (unas 13 veces en España en los últimos 5 años). El total de accidentes con al menos un fallecido y un autobús o autocar implicado es tan bajo en cada país que un solo accidente desvía el ranking de riesgo de cada año de un país frente a otro.

### 1.2 Diseño de autobuses y autocares

La industria del autobús y autocar, como cualquier actividad industrial, está sometida a una serie de exigencias de calidad, seguridad, productividad, adecuación a la demanda, cumplimiento de reglamentación, etc. que obliga a las empresas del sector, para mantener su competitividad, a estar evolucionando constantemente en lo que se refiere a diseño, aplicación de nuevos productos, procesos de fabricación, etc.

En el diseño se ha de considerar diversos aspectos que afectan no sólo a su estructura; se ha de tener en cuenta aspectos, como por ejemplo la elección de un material móvil adecuado en términos medioambientales (consumo y emisión de contaminantes), la capacidad y dimensiones de encaje para el entorno urbano o interurbano en el que vaya a operar, las condiciones de accesibilidad, etc.

El conjunto de todas estas exigencias ha marcado y seguirá marcando una tendencia en el carrozado de autobuses y autocares.

Los vehículos de grandes dimensiones destinados al transporte de pasajeros, ya sean autobuses o autocares, deben ceñirse, según normativas de diseño, a las siguientes medidas máximas: altura 4m, ancho 2,55 m (en superestructuras de vehículos preparados, el ancho máximo puede llegar hasta los 2,60 m) y longitud entre 13,50m y 18,75m.

Las tendencias de diseño se aprecian desde hace algunos años en la evolución de este tipo de vehículos, especialmente en los autocares, con el incremento de la altura total y por tanto de la del centro de gravedad, así como el incremento de las superficies acristaladas. Ambas tendencias son absolutamente contrarias a la seguridad en lo que se refiere a la resistencia al vuelco y también contraria a la protección de los pasajeros frente a la intrusión del espacio de supervivencia y eyección al exterior.

En el campo de la prevención de accidentes, en especial en la prevención del vuelco, se han desarrollado abundantes y diferentes estudios [170, 171]. Algunos de ellos se han materializado en soluciones prácticas como el desarrollo de sistemas de seguridad pasivos y de sistemas activos.

En los aspectos relativos a la *seguridad activa*, los problemas de frenado, estabilidad, etc., son análogos a los del resto de vehículos de otras categorías.

Respecto a la *seguridad pasiva*, las principales acciones destinadas a mejorarla están basadas en tres líneas fundamentales de trabajo [18]:

- Disminución del riesgo de incendio y mejora de las salidas de evacuación de emergencias.
- Retención eficaz de los pasajeros tanto en colisiones frontales como durante vuelcos, de modo que se reduzcan los efectos de proyección y eyección.
- Preservación de la integridad física de la estructura y de un espacio de supervivencia en los compartimentos de los pasajeros de manera que se

eliminen o reduzcan las lesiones por intrusión de elementos rígidos en dicho espacio y la eyección al exterior de los pasajeros.

Dichas líneas han de tener en cuenta tres factores que condicionan el diseño:

- Reglamentación de obligado cumplimiento (por ejemplo, como ya se ha mencionado, el Reglamento 66 que prescribe condiciones sobre la resistencia estructural de los vehículos en el caso de vuelco lateral).
- Reglamentación que no es de cumplimiento obligatorio pero que se prevé que lo sea en un futuro (por ejemplo, dispositivos de retención cuya instalación conlleva solicitudes importantes en lo referente a sus anclajes con la estructura del vehículo).
- Medidas que no son obligatorias ni están reglamentadas pero que se consideran de interés para su inclusión en el diseño o exigencias propias del carrocerero o transportista.

Por lo que respecta a la *prevención del vuelco*, se están realizando numerosos esfuerzos para modelizar y conocer el comportamiento dinámico de los autobuses en su circulación, así como los parámetros más influyentes en el mismo. V. Díaz [55] determinó un modelo de predicción del límite de vuelco en el que se demuestra que la rigidez a torsión de la estructura del autobús influye en el límite de vuelco y constituye un parámetro de seguridad frente al mismo. Los estados de carga que generan torsión son la fuerza centrífuga actuando sobre el centro de gravedad y la rugosidad de la calzada (desplazamiento vertical relativo entre las ruedas del mismo eje).

Ambos estados de carga pueden producir una situación de vuelco. Si uno de los ejes del autobús despegar de la calzada, la carrocería se torsiona. Esta torsión se opone al despegue del otro eje provocando un par de reacción que se traduce en un incremento del límite de vuelco. Este incremento del límite de vuelco obliga a considerar la rigidez a torsión de un autobús como parámetro de seguridad frente al vuelco. Por tanto, en fase de diseño de un autobús, el estudio de la rigidez a torsión de la carrocería se muestra como factor importante en la mejora de la seguridad vial (prevención del vuelco).

En circulación el autobús se ve sometido a esfuerzos de torsión, flexión y una combinación de ambos. Las tensiones que aparecen en la estructura son [118]:

- Tensión estática debida al peso.
- Tensión estática debida a la rugosidad de la calzada.
- Tensión dinámica debida a dicha rugosidad.
- Tensión dinámica debida a fuerzas longitudinales por esfuerzos de tracción y /o frenado.
- Tensión dinámica debida a fuerzas laterales originadas por la inscripción de una curva y/o viento lateral.
- Tensión dinámica debida a fuerzas verticales como consecuencia de las irregularidades de la calzada.

Experimentalmente se ha comprobado que las tensiones debidas a la torsión predominan frente a las producidas por flexión [161, 217].

Otro parámetro a considerar en el estudio de la carrocería es la ubicación de los diferentes dispositivos del vehículo: motor, sistema aire acondicionado, etc. El reparto desigual de pesos, longitudinalmente, hace que exista una mayor concentración de masa en la parte trasera del autobús que, por ejemplo, en inscripción de curvas, provoca diferencias de inercia y por lo tanto torsión del chasis y transmisión de esos esfuerzos a la superestructura.

Debe afirmarse aquí que el parámetro más relevante a la hora de determinar el vuelco de un autobús es el denominado anteriormente límite de vuelco. Se concluye también, de lo expuesto hasta este punto, que la torsión de la carrocería es un parámetro que afecta sustancialmente al valor del límite de vuelco.

Algunos autores [56, 57] han propuesto modelos de torsión de la superestructura de autobuses y/o han desarrollado métodos de optimización para mejorar el comportamiento tanto a flexión como a torsión de las carrocerías sin incrementar el peso.

V. Díaz [55] desarrolla un modelo de cálculo teórico que considera la mayoría de los parámetros de diseño que afectan a la estabilidad de un autobús, tales como el eje de balanceo y centros de balanceo asociados a cada eje del vehículo, características elásticas de la suspensión, limitaciones del recorrido de la suspensión, rigidez lateral y radial de los neumáticos, así como la rigidez de torsión de la estructura. En la Figura 1.11 se muestran las fases de trabajo.

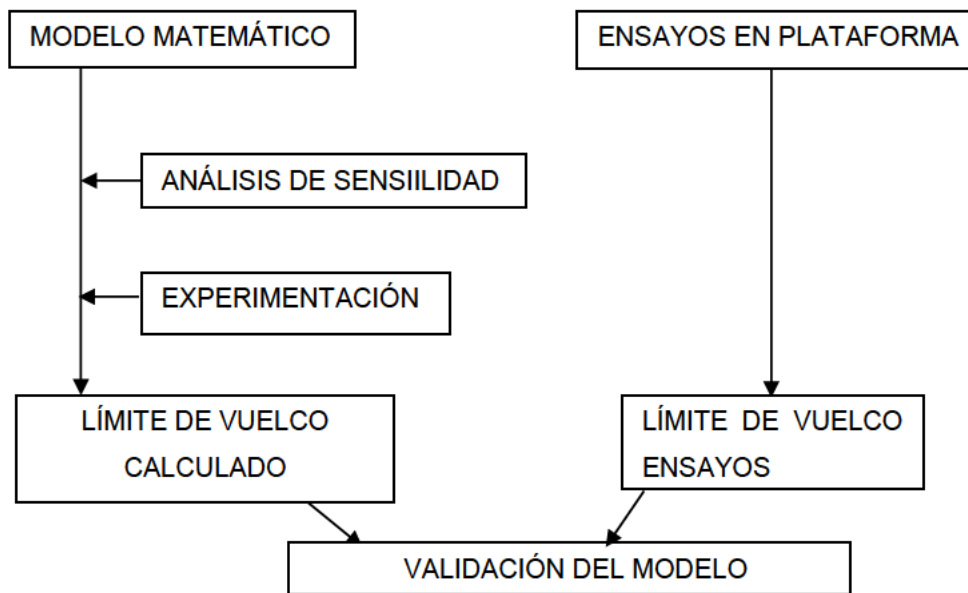


Figura 1. 11. Determinación del límite de vuelco

Presenta una metodología que persigue predecir de forma fiable el valor de la aceleración lateral a partir del cual se produce el vuelco de un autobús. Ésto será beneficioso tanto desde el punto de vista de la seguridad (el control dinámico activo de los vehículos comerciales requiere unas predicciones fiables de vuelco), como desde el punto de vista económico, dado que se podrá obtener el umbral del vuelco sin necesidad de llevar a cabo los costosos ensayos sobre la plataforma de estabilidad lateral.

El modelo de cálculo propuesto considera un par torsor  $N_T$  que liga dos modelos de vuelco planos. Uno representa un modelo plano de estabilidad lateral para el eje delantero y el otro modelo el mismo fenómeno para el eje trasero. Considera que el par torsor  $N_T$  de la carrocería es simétrico respecto del eje longitudinal medio del autobús, hecho que, no coincide con lo desarrollado en el capítulo 6 de esta tesis.

Por otra parte, el modelo contempla parámetros que varían en la dinámica y resultan difíciles de cuantificar. Este modelo, “pesado” de cálculo, sería inviable para ser embarcado en un autobús y dar respuestas a tiempo real. Por este motivo se asume el modelo simplificado descrito en el capítulo 5 de esta tesis.

A. Gauchia [118] enfoca su trabajo en el comportamiento a torsión de la carrocería. Plantea un modelo de elementos finitos, en lo sucesivo MEF, que le permite

conocer los valores de torsión ante esfuerzos ejercidos en el punto virtual de anclaje de la carrocería con el eje del neumático. Además, calcula, empleando el método de Holtzer, las frecuencias naturales de la carrocería.

### 1.3 Estructura

Para la determinación de la rigidez a torsión de un autobús es importante determinar qué parte de la carrocería es la que contribuye en mayor medida a dicha rigidez. Por tanto, será necesario describir los diferentes diseños de carrocería y los elementos que la componen. Las dimensiones de estos vehículos y el tipo de estructura de los mismos limitan la elección de materiales y hacen necesaria la caracterización del comportamiento de las uniones.

La estructura de un autobús se divide en las siguientes partes genéricas, todas ellas incluidas en todos los posibles diseños:

- *Bastidor*: Armazón formado por un entramado de perfiles rectangulares huecos o largueros en doble T, U o cualquier otra sección, cuya misión es servir de base al resto de la estructura y al que se anclan directamente los elementos mecánicos del conjunto (Figura 1.12).
- *Superestructura*: Formada por el conjunto de perfiles (en la mayoría de los casos de sección rectangular hueca) que sirven de soporte a las chapas de la carrocería y que son responsables del aspecto exterior del vehículo y de su comportamiento en impactos con vuelco.
- *Estructura de piso o suelo*: Perfiles que unidos tanto al bastidor como a la superestructura conforman el interior del autobús y reciben directamente el peso de los pasajeros.

El bastidor de un autobús está constituido por dos vigas dispuestas longitudinalmente unidas por vigas transversales, denominadas largueros y traviesas respectivamente (Figura 1.12).



Figura 1. 12. Bastidor de un autobús

Los largueros son vigas que se caracterizan por presentar una rigidez a flexión adecuada. Las traviesas, para mejorar la combinación rigidez a torsión y a flexión, se fabrican normalmente de sección rectangular con poco espesor.

El bastidor sirve de base al resto de la estructura y a él se fijan directamente los elementos mecánicos del conjunto. Así mismo, es el soporte de todas las tensiones que provienen de la calzada cuando el vehículo está circulando por ella (debe tener suficiente rigidez como para absorber todas las cargas que aparecen cuando el vehículo se encuentra circulando).

La carrocería está formada por perfiles de sección rectangular de poco espesor (sus dimensiones son aproximadamente de 50 mm x 70 mm, con un espesor de 4 mm). Su función es la de soportar elementos y proteger a los pasajeros ante una situación de vuelco o una situación provocada por otros factores exteriores. Para su estudio se subdivide en zonas: delantera, trasera, costado derecho, costado izquierdo, y techo (para definir “derecho” o “izquierdo” se considera como punto de referencia el puesto de conductor) (Figuras 1.13 y 1.14).





Figura 1. 13. Carrocería de un autobús



Figura 1. 14. Uniones perfiles laterales

El peso de los pasajeros es soportado por el piso o suelo del autobús que está unido al bastidor y a la superestructura.

En general la carrocería de un autobús se diseña, en función de la importancia relativa del bastidor en la rigidez total del vehículo, siguiendo uno de estos tres modelos:

- *Estructura de chasis*, en la que el bastidor es la base de la estructura mientras que la superestructura sirve de soporte para las chapas de la carrocería. Todos los elementos mecánicos se fijan al bastidor, el cual además debe ser calculado

para soportar toda la carga del vehículo; debe tener gran resistencia, por lo que se recurre a perfiles en U o a un entramado (celosía) de gran tamaño.

- *Estructura semiportante o semi-integral*, en la que con un bastidor con perfiles más pequeños se comienza a considerar la superestructura como parte resistente con cierta importancia. En este tipo de estructuras se busca repartir la función resistente básica entre un número mayor de perfiles con lo que, al aportar rigidez la superestructura al conjunto, se puede reducir el tamaño de los perfiles del bastidor.
- *Estructura autoportante*, en la que todos los perfiles del conjunto aportan rigidez y se consideran como elementos resistentes, por lo que pierde cierto sentido distinguir entre bastidor y superestructura. En este caso, el tamaño del bastidor (sobre el que se siguen colocando todos los elementos mecánicos del autobús) es mucho más reducido que en los anteriores diseños. El repartir la resistencia del conjunto en un número mayor de perfiles permite disminuir el tamaño del bastidor y reducir la altura del piso, de modo que un único escalón da paso al interior del vehículo. Esta estructura aconseja el cierre completo de anillos transversales, lo que afecta a la situación de los travesaños del bastidor. Dentro de esta estructura caben varias alternativas:
  - o Colocar en la parte superior una estructura tipo celosía formada por perfiles rectangulares huecos de modo que el conjunto queda “colgado” del techo, donde se concentra la mayor rigidez. Su principal desventaja es que aumenta la altura del centro de gravedad del conjunto. Un centro de gravedad más bajo es más favorable para la seguridad frente al vuelco ya que, según el Reglamento 66 [210], la energía que la estructura debe absorber en el ensayo de vuelco es proporcional a dicha altura, por lo que una menor energía implica menor deformación y, por tanto, mayor probabilidad de no invasión del espacio de supervivencia.
  - o Repartir la celosía resistente entre los laterales y la parte inferior, llegándose a lo que podría entenderse como un bastidor materializado por perfiles rectangulares huecos de mayor tamaño que los empleados en el resto de la estructura, pero en todo caso mucho más reducidos que los de las estructuras con chasis o semi-portantes.

Se ha de tener en cuenta que en el caso de los autobuses interurbanos la estructura del piso, que va sobre el bastidor, requiere de la instalación de escalones de acceso para los pasajeros. Se precisa, debido a las condiciones de carga, un bastidor de alta resistencia y una bodega para equipaje.

### **1.4 Materiales y geometría**

Determinado el diseño de la estructura del autobús se ha de fijar el material más adecuado y su geometría para conseguir la resistencia adecuada, las solicitaciones de funcionamiento deseadas, el menor peso posible, coste razonable y el mantenimiento de la seguridad [159, 188].

Puede decirse que sólo el acero en sus diferentes variantes, las aleaciones ligeras y los composites serían aceptables de acuerdo a las solicitaciones de trabajo de la estructura. El acero se convierte en el único material competitivo técnica y económicamente. Respecto a la resistencia mecánica, siempre es posible alcanzar el valor requerido en cualquier caso mediante el ajuste de la sección del perfil. Según diferentes autores, la elección más adecuada la constituye el acero de construcción no aleado.

Los fabricantes de bastidores hacen recomendaciones a las empresas carroceras sobre los materiales más adecuados para las estructuras de los autobuses. De acuerdo con las propiedades mecánicas mínimas aconsejadas por los fabricantes y según denominación DIN 17100, los aceros más utilizados son St 42 y St 37. Por otra parte, al emplear el procedimiento de soldadura para unir los distintos elementos, un acero calmado (indicación R en la denominación) tiene un comportamiento más favorable. En cuanto a las chapas de refuerzo, se juzga suficiente, según recomendaciones de fabricantes, un acero St 44.

La geometría de la sección transversal de los elementos que componen la estructura del autobús tiene una influencia decisiva en la rigidez del conjunto. Considerando que éste va a estar sometido a una combinación de tracción, compresión, flexión y torsión, aparte de las tensiones cíclicas que pueden dar lugar a fallos por fatiga, se considera el perfil rectangular hueco como el más adecuado. En determinados puntos donde el análisis revele una especial concentración de tensiones, se añadirán chapas de acero de espesor constante (cartelas) para completar su rigidez y reducir éstas a

valores admisibles. Kim [154] estudió la mejora de la rigidez en la estructura de un autobús.

Con los materiales anteriormente indicados y dentro de los perfiles comerciales disponibles, los carroceros suelen trabajar principalmente con espesores de 1.5, 2 y 3 mm. Las dimensiones adoptadas para los lados paralelos a la sección transversal del vehículo varían entre 40 y 50 mm y para los lados paralelos al eje longitudinal entre 40 y 80 mm.

Estrechamente relacionado con el material se encuentra el *modo de unión* que conforma la estructura, la unión de las ventanas a la carrocería y la unión de las cartelas de refuerzo a la estructura en los puntos de la misma que lo requieran.

La soldadura se utiliza como método de unión de los distintos perfiles que conforman la estructura. La eliminación de tensiones residuales provocadas por el aumento de temperatura puede lograrse mediante un calentamiento posterior con soplete hasta unos 200 °C aunque, el calor aportado, puede provocar cambios metalúrgicos en el material. Un alisado posterior y martilleado del cordón de soldadura disminuye el efecto de entalla de la unión y aumenta en gran medida su resistencia a la fatiga. En algunos casos la adaptación de la estructura a medida que se va construyendo se lleva a cabo mediante martillado de los perfiles hasta conseguir que encajen de modo correcto; esta operación puede llegar a provocar deformaciones plásticas en las zonas de unión [188].

Debe señalarse que para garantizar la continuidad de la transmisión de los esfuerzos y conseguir que, en el peor de los casos, la estructura falle por deformación plástica de los perfiles en lugar de por rotura de la unión soldada, se hace necesario añadir refuerzos a las soldaduras.

En cuanto a las ventanas es más favorable su montaje mediante adhesivos debido a que de este modo se asegura una mayor rigidez del conjunto final. La solución de ventanillas enmarcadas en goma se considera de menor rigidez.

El pegado elástico supone una serie de ventajas constructivas como el aislamiento y prevención de la corrosión galvánica, la reducción de peso suspendido, la posibilidad de unir elementos heterogéneos de forma segura y estética, el aumento de las posibilidades de diseño, el aumento de la seguridad y el confort de marcha, la elevación de la rigidez torsional del conjunto, el aislamiento térmico y acústico. Por

contraposición indicar que su aplicación requiere de un profundo conocimiento de los adhesivos y de sus propiedades físicas.

Estos productos se pueden clasificar en Masillas y Adhesivos:

- Las *masillas* son elastómeros de polimerización por absorción de humedad de alto módulo elástico, con buena adherencia y bajo contenido en solventes. Debido a su buena adherencia se pueden utilizar como adhesivos en uniones no estructurales. Las masillas se emplean para el sellado de los diversos elementos de la carrocería, aunque no cumple una función estructural, sí que se debe asegurar la estanquidad de las uniones dentro de la vida del vehículo. La propiedad fundamental de las masillas plásticas es la ausencia de disolventes que garantiza una estabilidad del producto, dado que su misión principal es la de hacer de junta antivibratoria.
- Los *adhesivos* son elastómeros de polimerización por absorción de la humedad ambiente de bajo módulo elástico; deben tener la dureza suficiente para garantizar una cierta transmisión de esfuerzos y la elasticidad necesaria para absorber movimientos de dilatación de junta. Deben tener una retracción mínima con objeto de no originar tensiones iniciales en las uniones y tener resistencia mecánica suficiente para cumplir la función estructural que tienen asignada. Las características técnicas que definen el adhesivo son: densidad, forma de endurecimiento, tiempo de formación de película, velocidad de polimerización, dureza Shore A, resistencia a tracción, resistencia a cortadura, resistencia al pelado, resistencia al arrancamiento, alargamiento de rotura, contracción, temperaturas de aplicación y trabajo, resistencias específicas a la temperatura y caducidad.

En la construcción industrial, las uniones realizadas con adhesivos elásticos constituyen fijaciones de materiales en las cuales la menor resistencia siempre está en la propia unión, al contrario de lo que ocurre con la soldadura y otras fijaciones mecánicas. Por ello la resistencia del propio adhesivo es el eje de cálculo de la unión.

Se debe elegir el adhesivo más apropiado, fijando el producto conforme no sólo a las características mecánicas y elásticas del mismo, sino a la facilidad adaptación al proceso de fabricación. Por ejemplo, en el pegado de un suelo de autobús, puede ser conveniente que el tiempo de formación de película del adhesivo sea dilatado con objeto de tener tiempo de colocar todos los paneles durante el tiempo abierto del producto; en

otras ocasiones se puede necesitar un adhesivo muy rápido con objeto de que se pueda trabajar lo antes posible sobre el suelo del vehículo.

Por otra parte, para los recubrimientos existen unos materiales denominados *textiles técnicos* deformables. Éstos, compuestos de fibras textiles, se tricotan partiendo como materia prima de textiles de poliéster, vidrio y fibra de algodón entre otros y se impregnan con resinas estabilizantes. Deformando el material en una estructura tridimensional, a través de embutición por una herramienta calentada, y endureciendo la resina durante la fabricación, se obtiene un producto deformado ligero, permeable a los gases y líquidos, deformable y esponjoso.

Con estos productos se fabrica paneles con distintos recubrimientos tales como chapas de aluminio, madera y materiales sintéticos de todo tipo. Permiten aplicaciones en recubrimientos ligeros en interiores de vehículos (techo, laterales, portaequipajes, etc.), pueden ser utilizados como soporte estructural de materiales aislantes acústicos y pueden emplearse como cinta adhesiva antivibratoria en juntas.

Otro de los materiales que cada vez encuentra mayor aplicación en el carrozado de autocares, fundamentalmente, en lo que a piezas de recubrimiento interior se refiere, son las *espumas de poliuretano* de diferentes densidades.

Dependiendo de su aplicación, estas espumas de poliuretano (cintas adhesivas, juntas, filtros, aislamiento acústico, decoración, embalaje, etc.) se fabrican con densidades comprendidas entre 50 y 450 Kg/m<sup>3</sup> (en el caso de destinarse a la absorción acústica, la densidad de la espuma es inferior, alrededor de 20 Kg/ m<sup>3</sup>) con excelentes condiciones de elasticidad. Por su porosidad es permeable al agua, vapor y aire.

Se pueden cortar, troquelar, serrar, estampar, forrar y recubrir (con textiles o cuero artificial). Mediante aportación de calor se pueden deformar o fundir y al refrigerarse recuperan su carga y resistencia, denominándose termo-plásticos. Por procedimientos similares, pero con densidades mucho más elevadas, se pueden conseguir resistencias mecánicas, denominándose duro-plásticos.

La estructura lateral del autobús con paneles pegados se comporta como un sándwich aumentando considerablemente su módulo resistente (Figura 1.15).

Las lunas pegadas también contribuyen a aumentar el módulo resistente de la estructura hasta que se produce la rotura.

En el caso de grandes deformaciones, vuelco, accidente frontal, etc. la elasticidad de los adhesivos hace que los paneles no se arranquen del resto de la estructura con lo que conseguimos que la energía absorbida por esta sea mayor.

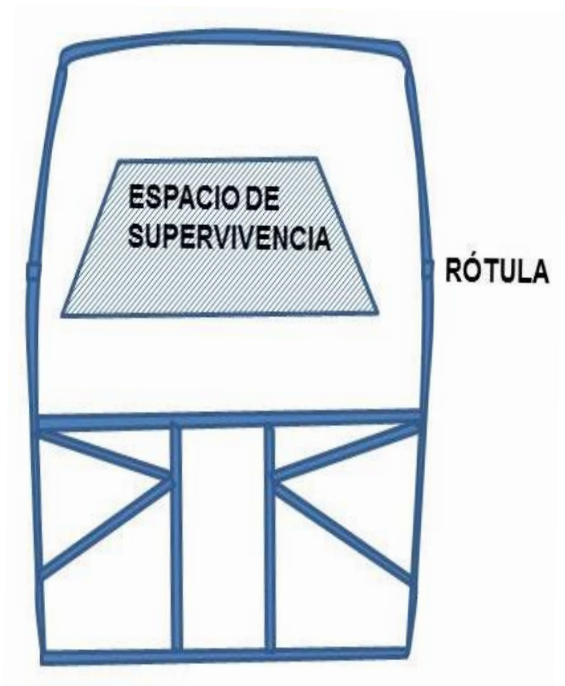


Figura 1. 15. Espacio de supervivencia

### Análisis tensional

En el diseño de un autobús deben tenerse en cuenta cuatro niveles de aproximación metodológica, de acuerdo con lo sugerido por Matolcsy [170]:

- 1) Análisis de la estructura completa.
- 2) Análisis de elementos estructurales simples.
- 3) Estudio de secciones críticas.
- 4) Localización de zonas de concentración de tensiones.

Los análisis antes referidos se basan fundamentalmente en la implementación de modelos numéricos basados en el modelo de elementos finitos. Para la validación de los citados modelos y para una mejor comprensión del comportamiento real de las estructuras se deben realizar posteriormente análisis experimentales en condiciones reales de funcionamiento.

El Reglamento 66 [210], anteriormente mencionado, exige que la superestructura del vehículo tenga la resistencia suficiente para asegurar que durante y después de pasar por uno de los métodos de ensayo o cálculo prescrito en el mismo, ninguna parte deformada de la carrocería del vehículo invada el espacio de supervivencia de los ocupantes y ninguna parte del espacio de supervivencia sobresalga de la estructura deformada. Este Reglamento permite seleccionar entre cuatro tipos de métodos de ensayo o cálculo para cada tipo de vehículo, a elección del fabricante o de acuerdo con otro método alternativo aprobado por la autoridad competente. Estos cuatro métodos para la verificación del vehículo son:

- Ensayo del vehículo completo.
- Ensayo de vuelco de una o varias secciones representativas del vehículo completo.
- Ensayo de impacto con péndulo, sobre una o varias secciones del vehículo.
- Cálculo de la superestructura mediante programas informáticos validados. Los cálculos simularán la energía y dirección del impacto que se darían si esa superestructura concreta fuera sometida al ensayo de vuelco prescrito.

En lo referente al cálculo de las tensiones a las que está sometida la estructura del autobús, es de vital importancia determinar correctamente las cargas a las que estará sometido el autobús (principalmente tensiones internas del autobús y carga de los pasajeros).

La concentración de tensiones o el debilitamiento local de la sección en perfiles continuos pueden encontrarse generalmente en lugares donde el perfil va unido a elementos adyacentes [108].

Todas las investigaciones al respecto [99, 108] han coincidido en señalar la zona de las uniones de la superestructura de un autobús como la más susceptible a la deformación plástica, en particular la unión de los perfiles que forman los montantes de las ventanas y su unión con la celosía lateral, a nivel de ventanas o paso de ruedas. Además, el hecho de que las uniones son las zonas en que se concentran las soldaduras, hace que éstas sean el punto crítico en el estudio de las tensiones residuales de la superestructura del autobús. Así pues, se hace necesario tipificar las distintas uniones que pueden aparecer en ella.



J. A. García [108] estudió las uniones de un autobús, en concreto, las propiedades características de los perfiles a flexión. Simplificó éstos a dos tipos en función de si el larguero se ve interrumpido por el montante vertical (denominada tipo A) o viceversa (denominada tipo B), tal y como se muestra en las Figuras 1.16 y 1.17.

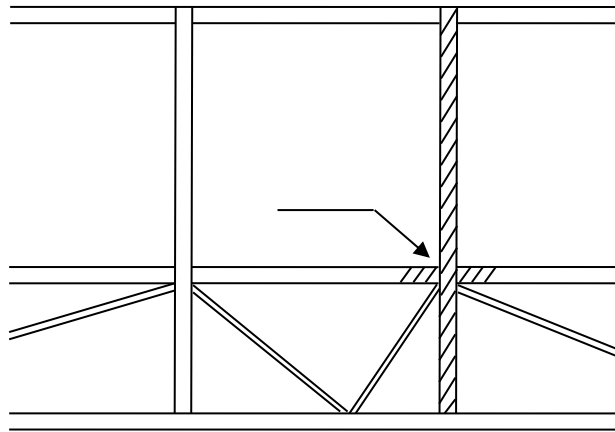


Figura 1. 16. Unión tipo A

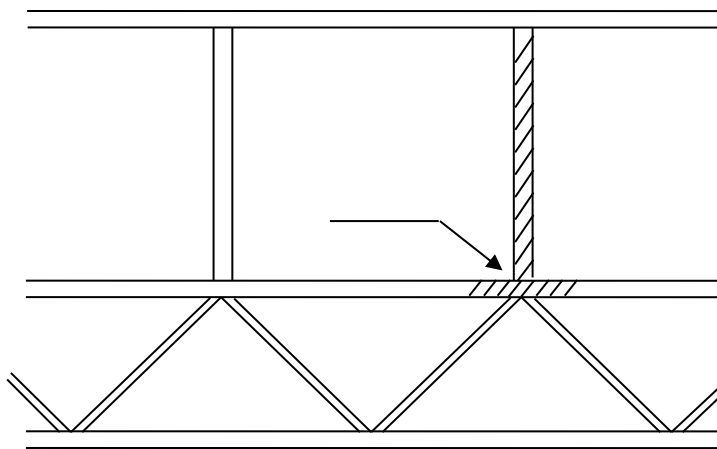


Figura 1. 17. Unión tipo B

E. Olmeda [188] realizó un estudio detallado de los diferentes tipos de unión que se encuentran presentes en las estructuras de los autobuses para realizar una caracterización y tipificación de los mismos. Determinó que los elementos principales que conforman cada unión se pueden simplificar en perfiles y carletas. Las cartelas son elementos cuya misión es aumentar la rigidez en las dos direcciones de la unión existente entre perfiles.

En el proceso de diseño de un autobús las técnicas de dimensionamiento más habituales se basan en el cálculo de los niveles de tensiones inducidas por cargas estáticas de flexión y de torsión, procediéndose posteriormente a incrementar, de forma conservadora, con coeficientes adecuados que pretenden cuantificar los efectos dinámicos, la corrosión y la concentración de tensiones.

Las cargas debidas al peso propio de un autobús suelen considerarse simples de determinar, ya que los pesos de las diferentes partes que lo componen (superestructura, cubiertas, etc.) suelen ser conocidos. Sin embargo, el cálculo de las tensiones debidas al peso propio de los componentes que forman una estructura no es tan inmediato. Diversos estudios [10, 54] han tratado de profundizar en esta cuestión.

El problema surge una vez que se ha montado la estructura y las cargas están aplicadas, ya que no existe un método experimental para medir las tensiones que existen en sus componentes de forma exacta.

El problema se incrementa cuando las cargas se redistribuyen debido a un daño sufrido en la estructura o a una modificación de la misma, como consecuencia de procesos de mantenimiento y rehabilitación. Por ejemplo, en el caso de que una viga de un autobús falle por rotura o corrosión, la carga que soporta esta viga se redistribuye entre el resto de las vigas intactas de la estructura, pudiendo provocar una sobrecarga en alguna de ellas.

Existen métodos para predecir esta redistribución, como puede ser el tomar medidas durante el proceso de reparación. Estos métodos no son siempre exactos, ya que las medidas podrían incluir nuevas tensiones residuales debidas al propio proceso.

Las tensiones residuales (internas) de la estructura de un material o componente son las tensiones que existen en él cuando no existen (y a veces ni siquiera han existido anteriormente) solicitaciones o cargas externas. Su aparición se debe en muchos casos a los procesos de conformado, soldadura, mecanizado, tratamientos térmicos, etc. sufridos por la pieza, aunque también pueden aparecer debido a los procesos de montaje de la pieza en una estructura o por sobrecargas ocasionales. La propia extrusión en frío o en caliente, empleada en la fabricación de los perfiles, supone una importante fuente de concentración de tensiones residuales.

La presencia de tensiones residuales, generalmente, es perjudicial para la vida en servicio de una estructura, pudiendo provocar fallo por fatiga [245] o incluso fallo bajo

la acción de cargas estáticas aparentemente inofensivas, ya que la superposición de estas cargas estáticas con las ya existentes, de valor y dirección desconocidos, pueden producir el fallo de la estructura.

Un aspecto particularmente insidioso de las tensiones residuales es que no se detecta su presencia hasta después del fallo o mal funcionamiento del componente afectado.

Se suele recurrir a técnicas extensométricas convencionales para determinar las tensiones mecánicas de un vehículo (ensayos clásicos, estáticos o dinámicos). Para ello, se mide de forma diferencial las variaciones de deformación entre dos estados diferentes de carga. Por tanto, con este método no es posible medir las tensiones residuales presentes en el vehículo.

Esta dificultad, inherente a la propia metodología, hace que al utilizar estos métodos sobre un autobús no se considere, ni sea posible medir, las tensiones residuales que soporta la estructura del mismo. A estas tensiones contribuye el peso de componentes como el bastidor, la carrocería y otros elementos adicionales, como el aire acondicionado.

### **1.5 Modelo de elementos finitos de la carrocería de un autobús**

El Modelo de Elementos Finitos, en lo sucesivo MEF, permite realizar un modelo matemático de cálculo del sistema real, más fácil y económico de modificar que un prototipo.

En una simulación estructural el análisis de elementos finitos ayuda a visualizar rigideces y fuerzas; permite una detallada visualización de, por ejemplo, aquellos puntos donde las estructuras se doblan o torsionan, muestra la distribución de esfuerzos y desplazamientos, etc. La detección de parámetros críticos contribuye a la mejora de los tiempos de producción.

Este método se originó como un método de análisis estructural de matrices de desplazamiento y fue utilizado principalmente en la industria aeroespacial británica. Permite resolver ecuaciones diferenciales asociadas a un problema físico sobre geometrías complicadas. Para construir el sistema de ecuaciones se aplica, a cada

elemento las ecuaciones de equilibrio, las consideraciones físicas aplicables y las relaciones constitutivas.

### **Conceptos Generales:**

La idea general del MEF es la división de un medio continuo en un conjunto de pequeños elementos interconectados por una serie de puntos llamados nodos. Las ecuaciones, que rigen el comportamiento del continuo, regirán también el del elemento. De este modo se consigue pasar de un sistema continuo, regido por un sistema de ecuaciones diferenciales y con infinitos grados de libertad, a un sistema con un número de grados de libertad finito cuyo comportamiento se modela por un sistema de ecuaciones, lineales o no.

Se define:

- Dominio: Espacio geométrico donde se analiza el sistema.
- Condiciones de contorno: Variables conocidas y que condicionan el cambio del sistema (cargas, desplazamientos, etc).
- Incógnitas: Variables del sistema cuyos valores se desea conocer.

Para solucionar el problema, el dominio se divide en subdominios denominados elementos de forma que el dominio total se aproxime mediante el conjunto de porciones (elementos) en que se subdivide. La división, en el caso unidimensional, se realiza mediante puntos; en el caso bidimensional, mediante líneas; en el caso tridimensional mediante superficies imaginarias.

Los elementos se definen por un número discreto de puntos, llamados nodos, que conectan entre si dichos elementos. Sobre estos nodos se materializan las incógnitas fundamentales del problema. En el caso de elementos estructurales estas incógnitas son los desplazamientos nodales, ya que a partir de éstos se puede calcular el resto de incógnitas que interesen: tensiones, deformaciones, etc. A estas incógnitas se les denomina grados de libertad de cada nodo. Los grados de libertad de un nodo son las variables que determinan el estado y/o posición del nodo.

Para obtener la evolución temporal de cualquiera de los grados de libertad se plantea la ecuación diferencial que rige el comportamiento del continuo para el elemento, llegando a fórmulas que relacionan el comportamiento en el interior del mismo

con el valor que tomen los grados de libertad nodales. Este paso se realiza por medio de unas funciones llamadas de interpolación, ya que éstas 'interpolan' el valor de la variable nodal dentro del elemento. El problema se formula en forma matricial debido a la facilidad de manipulación de las matrices mediante ordenador. Conocidas las matrices que definen el comportamiento del elemento (en el caso estructural serán las llamadas matrices de rigidez, amortiguamiento y masa, aunque esta terminología ha sido aceptada en otros campos de conocimiento) se ensamblan y se forma un conjunto de ecuaciones algebraicas, lineales o no, que resolviéndolas nos proporcionan los valores de los grados de libertad en los nodos del sistema.

En general, las fases de desarrollo son tres:

1. *Pre-procesamiento*. Se define el modelo de elementos finitos, estableciendo las características físicas y geométricas del modelo, y los factores ambientales que influyen en él. Es la fase que requiere más tiempo de todo el análisis
2. *Solución del análisis*. Se aplica el sistema de cargas al modelo y se eligen los parámetros de solución del sistema de ecuaciones que genera el problema
3. *Post-procesado de resultados*. Se procesan los resultados usando herramientas de visualización (gráficas, animaciones, etc.) para el desarrollo de conclusiones

Por lo que respecta a MEF y a superestructuras de autobús, diversos autores [entre otros 118] han desarrollado modelos para analizar el comportamiento de una superestructura de autobús urbano.

## **1.6 Ensayos de estabilidad lateral y ensayos de vuelco de un autobús**

Un vehículo, sobre el que actúa un esfuerzo lateral aplicado a una cierta distancia del suelo, tiende a sufrir un deslizamiento lateral que se ve impedido por la adherencia entre neumáticos y calzada u otros obstáculos como bordillos. Superadas unas determinadas condiciones puede producirse el derrape, superación de la adherencia lateral disponible, o el vuelco.

Cuando la fuerza lateral tiene como causa la aceleración centrípeta al circular en curva, ésta puede considerarse aplicada en el centro de gravedad del vehículo y se

producirá vuelco siempre que su valor sea suficientemente grande y encuentre una resistencia de igual valor al deslizamiento lateral de las ruedas.

Al valor de la aceleración lateral a partir del cual se produce el vuelco de un vehículo se denomina *límite de vuelco* o *umbral de vuelco*. Se considera que un vehículo ha volcado cuando la última rueda, correspondiente al lado interior de la curva, ha perdido el contacto con la calzada.

El Reglamento 66 de Ginebra [210] tiene en cuenta que la mayoría de los vuelcos se producen a velocidades de desplazamiento en dirección longitudinal, moderadas o bajas, puesto que las deformaciones observadas en la superestructura son casi exclusivamente en dirección transversal. En todo caso, la velocidad de desplazamiento longitudinal, en el momento del vuelco y los esfuerzos longitudinales que originan, no son, en general, suficientes para provocar el colapso o la rotura de las estructuras en esta dirección.

La Directiva 2001/85/CE [92], en su punto 7.4, incorpora entre sus requisitos el ensayo de estabilidad a vuelco. Fija que los vehículos deben soportar, sin que se produzca el vuelco del vehículo, un ángulo de inclinación lateral sobre plataforma de 28°, con el vehículo en orden de marcha y unas masas Q determinadas. En el caso de viajeros de pie, la masa Q se deberá distribuir por el espacio destinado a tal fin colocada a una altura de 875 mm y en el caso de llevar sillas de ruedas se deberá colocar una masa de 250 kg a una altura de 500 mm del suelo (Figura 1.18).



Figura 1. 18. Ensayo de estabilidad lateral en un autocar

Se colocan unos topes laterales que sólo tienen contacto con las ruedas para evitar que el vehículo deslice transversalmente. Se va aumentando lentamente el ángulo de inclinación hasta lograr la inestabilidad del vehículo (vuelco) que se evita con unos dispositivos de amarre en la parte inferior de la plataforma. Se mide el ángulo girado considerando al vehículo como un sólido rígido y se determina la altura del centro de gravedad y su movimiento (Figura 1.19).

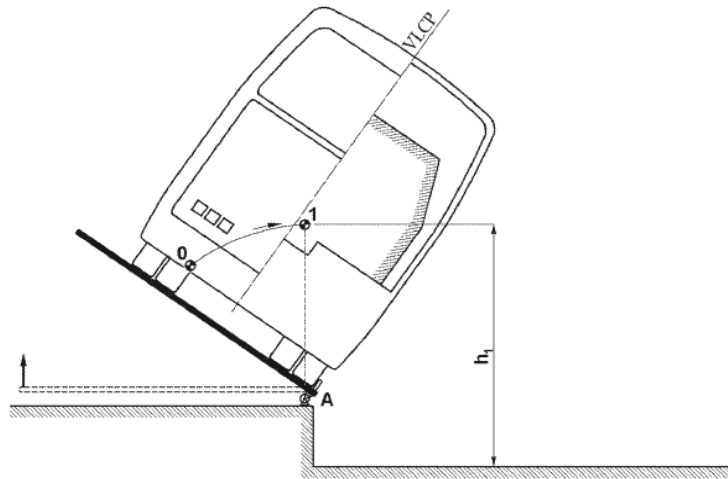


Figura 1. 19. Determinación del centro de gravedad

La altura del centro de gravedad se calcula como:

$$h = r + \frac{l}{\tan \varnothing} \quad (1. 1)$$

Definiéndose  $l$  (Figura 1.20):

$$l = \frac{B}{2} \pm b_G \quad (1. 2)$$

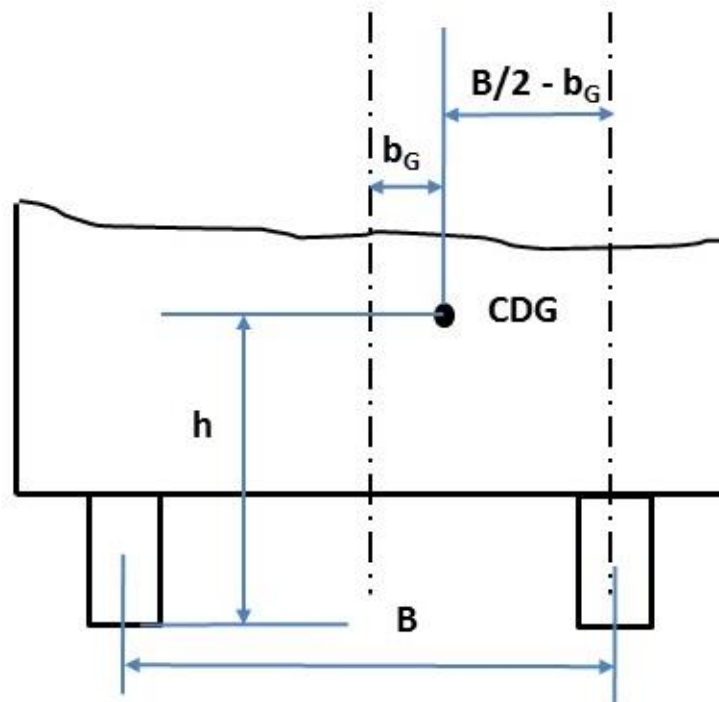


Figura 1. 20. Posición centro de gravedad

Siendo:

B: ancho de vía

h: altura del centro de gravedad

$b_G$ : distancia horizontal del centro de gravedad al plano medio del autobús

r: distancia al suelo del eje longitudinal de la sección de la rueda alrededor de la cual se produce el balanceo

$\phi$ : el ángulo de inclinación de la plataforma al que se produce el vuelco

En la Tabla 1.3 se muestran, a modo de ejemplo, algunos datos característicos de autobuses interurbanos.



Tabla 1. 3. Valores autobuses interurbanos

Modelo	Altura total (mm)	Longitud total (mm)	Ancho de vía B (mm)
NEOPLAN STARLINER L	3.870	13.990	2.080
MERCOBUS PARADISO 1800G7	4.100	14.000	2.600
BUS ZEUS II	4.170	15.000	2.600
BUS TURISTICO TARMA	3.800	11.000	2.100
DD45 DOUBLE DECKER	4.000	13.900	2.200
NEOPLAN SKYLINER	4.000	13.790	2.200

Considerando la ecuación (1.1) y tomando como valores típicos los indicados a continuación:

$$b_G = 300 \text{ mm}$$

$$r = 550 \text{ mm}$$

$$\phi = 28^\circ$$

se obtiene los valores de h (altura del centro de gravedad) recogidos en la Tabla 1.4:

Tabla 1. 4. Valores de h para autobuses interurbanos

Modelo	B/2 (mm)	$b_G$ (mm)	$(B/2)-b_G$ (mm)	r (mm)	h(mm)
NEOPLAN STARLINER L	1.040	300	750	550	1.961
MERCOBUS PARADISO 1800G7	1.300	300	1.000	550	2.431
BUS ZEUS II	1.300	300	1.000	550	2.431

Modelo	B/2 (mm)	b <sub>c</sub> (mm)	(B/2)-b <sub>c</sub> (mm)	r (mm)	h(mm)
<b>BUS TURISTICO TARMA</b>	1.050	300	750	550	<b>1.961</b>
<b>DD45 DOUBLE DECKER</b>	1.100	300	800	550	<b>2.055</b>
<b>NEOPLAN SKYLINER</b>	1.100	300	800	550	<b>2.055</b>

La velocidad límite de vuelco tiene la siguiente expresión [165]. Siendo  $R$  el radio de curvatura, la relación  $l/h$  el denominado “factor de estabilidad” o “límite de vuelco” y  $\alpha$  el ángulo de peralte de la curva:

$$v = \sqrt{gR \left( \frac{\frac{l}{h} + \tan \alpha}{1 - \frac{l}{h} \tan \alpha} \right)} \quad (1.3)$$

En la relación de vehículos anterior, el factor de estabilidad se encuentra en el rango de 0,38 a 0,41. Es interesante destacar que con estas características se produciría el vuelco del autobús a velocidades reducidas; por ejemplo, en una curva de radio  $R=40m$ , sin peralte ( $\alpha=0^\circ$ ), el vuelco se produciría a tan sólo 45 km/h. En la Figura 1.21 se incluyen las dimensiones del vehículo, de los estudiados, con factor de estabilidad más reducido.

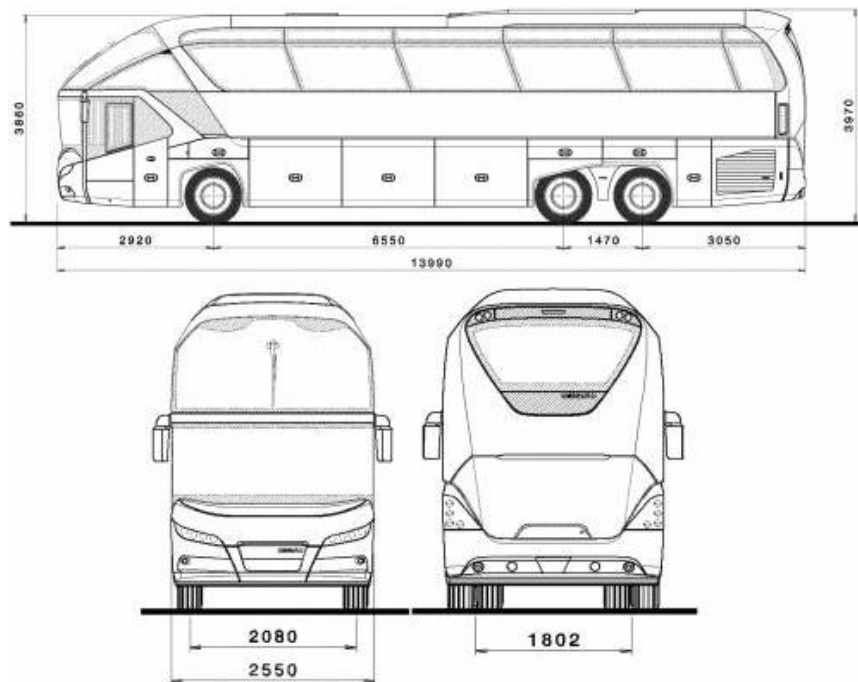


Figura 1. 21. Dimensiones para  $l/h=0,38$

Puede observarse que no se considera aquí la elasticidad de los neumáticos, ni la suspensión ni los efectos amortiguadores al vuelco de la torsión de la carrocería. Por ello, los valores obtenidos no son conservadores.



## 2 OBJETIVOS DE LA TESIS

---

Los objetivos planteados en esta Tesis son los siguientes:

Plantear un modelo matemático que represente la dinámica lateral de un autobús a su paso por una curva. El modelo considera el comportamiento asimétrico de la suspensión neumática, la utilización de barra estabilizadora, el comportamiento de los neumáticos y la rigidez a torsión de un autobús.

Estudiar el comportamiento a torsión de un autobús considerando el diseño asimétrico de la carrocería.

Analizar la respuesta asimétrica que produce del empleo de suspensiones neumáticas.

Diseñar conceptualmente una electrónica embarcada que, provista de sensores de reducido coste, permita determinar en tiempo real los parámetros que caracterizan el comportamiento en curva de un vehículo.

Realización de ensayos en carretera para analizar el comportamiento del autobús a su paso por una curva y validar las hipótesis y ecuaciones planteadas en el modelo matemático. Obtener la relación entre el ángulo de balanceo y la aceleración lateral para un autobús real.

Desarrollar una metodología para el cálculo de la rigidez a torsión de un autocar mediante la realización de ensayos estáticos. Validar la metodología en un vehículo real, calculando la rigidez a torsión del mismo y la energía potencial acumulada.



## 3 FASES DE TRABAJO

---

En la presente tesis doctoral se plantea un modelo de ecuaciones para la dinámica lateral de un autobús a su paso por una curva. Las ecuaciones consideran dos modelos planos de dinámica lateral unidos por un modelo torsional.

Junto con las consideraciones elásticas pertinentes, se plantea un modelo teórico de torsión para, a continuación, proponer una metodología de ensayos estáticos de vehículo que lleve a determinar la rigidez a torsión global del mismo.

Ensayos posteriores en carretera permiten comprobar que el sistema de ecuaciones planteado es correcto y suficiente. Además, se realiza un análisis de sensibilidad para determinar los parámetros más significativos que afectan al balanceo del autocar.

Con el modelo validado experimentalmente se propone un diseño conceptual de un prototipo de electrónica embarcada (SEM) que resuelva las ecuaciones teóricas a tiempo real. El sistema toma como datos las señales que provienen de los diferentes sensores embarcados en el vehículo.

Finalmente se extraen las conclusiones pertinentes y se plantean posibles desarrollos futuros.

En la figura 3.1 se muestra un esquema de las fases del trabajo planteado.

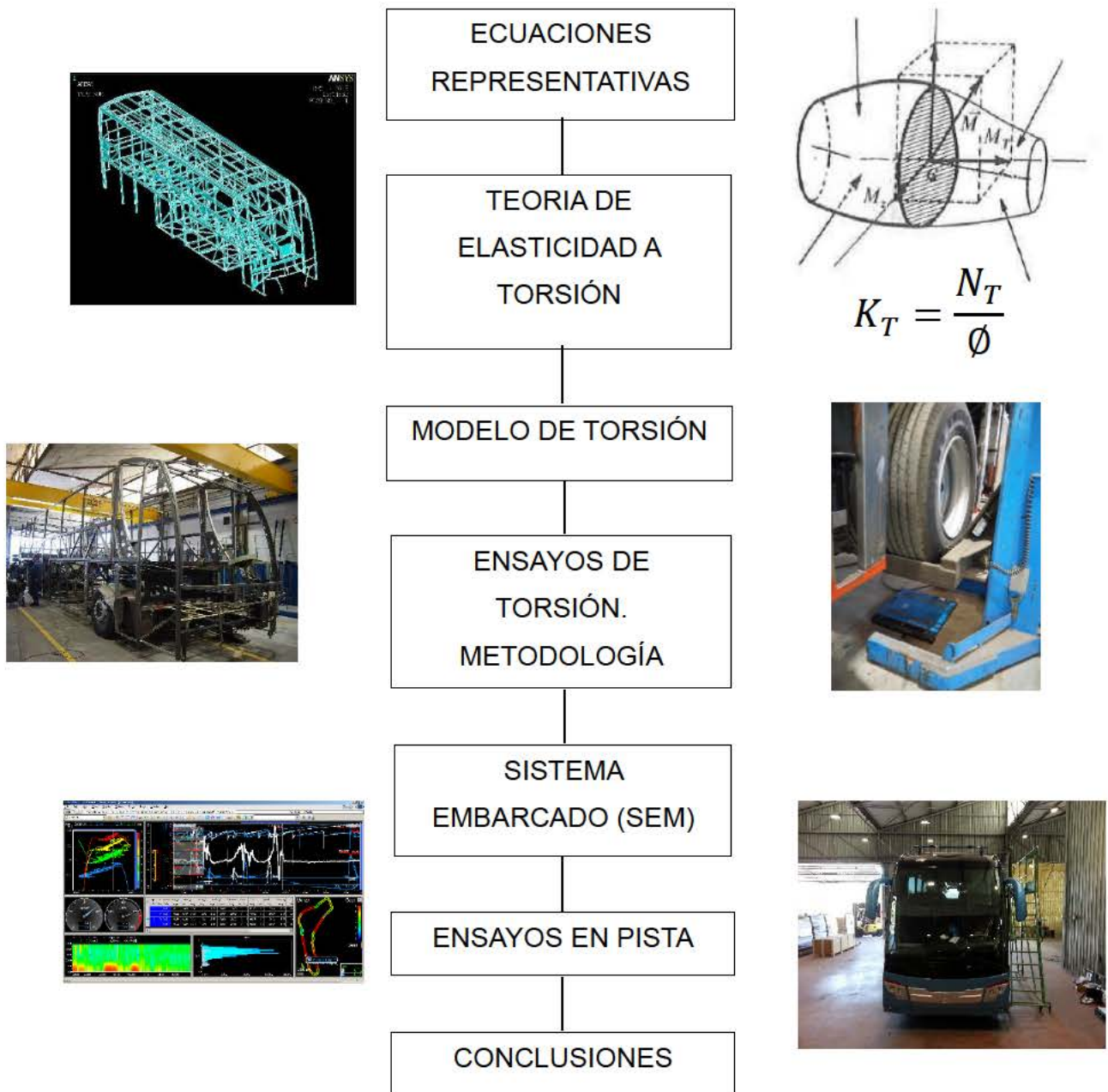


Figura 3. 1. Fases de trabajo



# 4 DISEÑO DE ELEMENTOS DE LA SUSPENSIÓN

---

## 4.1 Suspensión neumática

Cierto tipo de vehículos, en el caso que nos ocupa, autobuses y autocares, portan un sistema de suspensión denominado neumático que está compuesto de un circuito de aire comprimido, suministrado generalmente por un compresor coaxial con el eje de salida del motor térmico, que impulsa el vehículo. El aire se almacena en unos calderines y mediante la acción de una válvula niveladora se suministra un cierto caudal de aire a un elemento de caucho inflable denominado *fuella neumático*. La válvula niveladora actúa según las variaciones de altura del bastidor del vehículo.

La acción llevada a cabo por los fuelles neumáticos implica control constante del aire comprimido que se halla dentro de ellos. Esta característica es lo que hace posible que se pueda adaptar la suspensión a diferentes estados de carga, a diferente reparto de pesos entre ambos lados del mismo eje y a la posibilidad de elevar hasta un determinado nivel el bastidor del autobús o del camión (Figuras 4.1, 4.2 y 4.3).

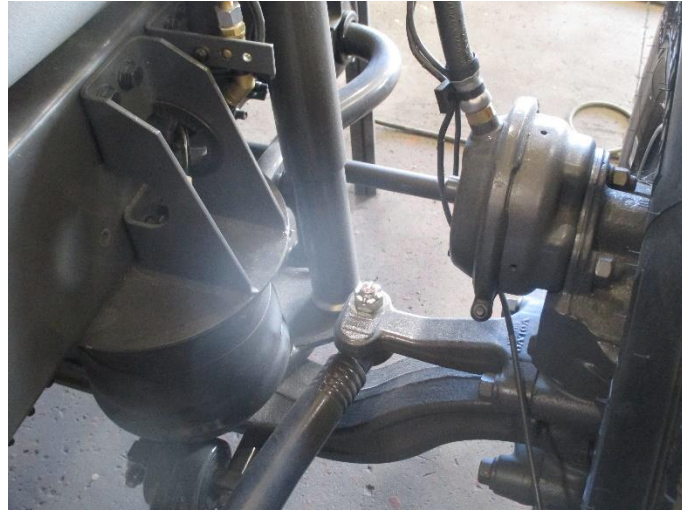


Figura 4. 1. Fuelle neumático y amortiguador I



Figura 4. 2. Fuelle neumático y amortiguador II



Figura 4. 3. Eje delantero de un autobús

En la figura 4.4 y 4.5 se puede apreciar la complejidad de la instalación de un circuito neumático en este tipo de vehículos.

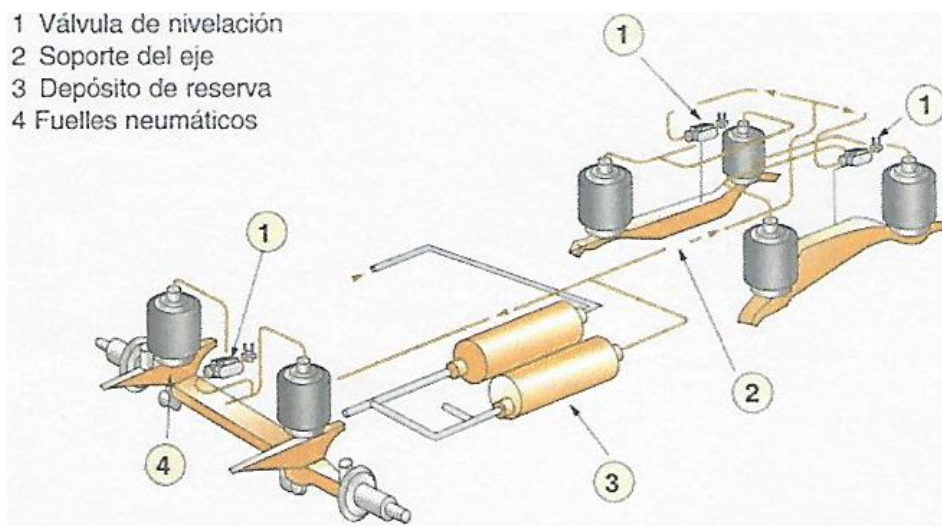


Figura 4. 4. Suspensión neumática: eje delantero y eje trasero

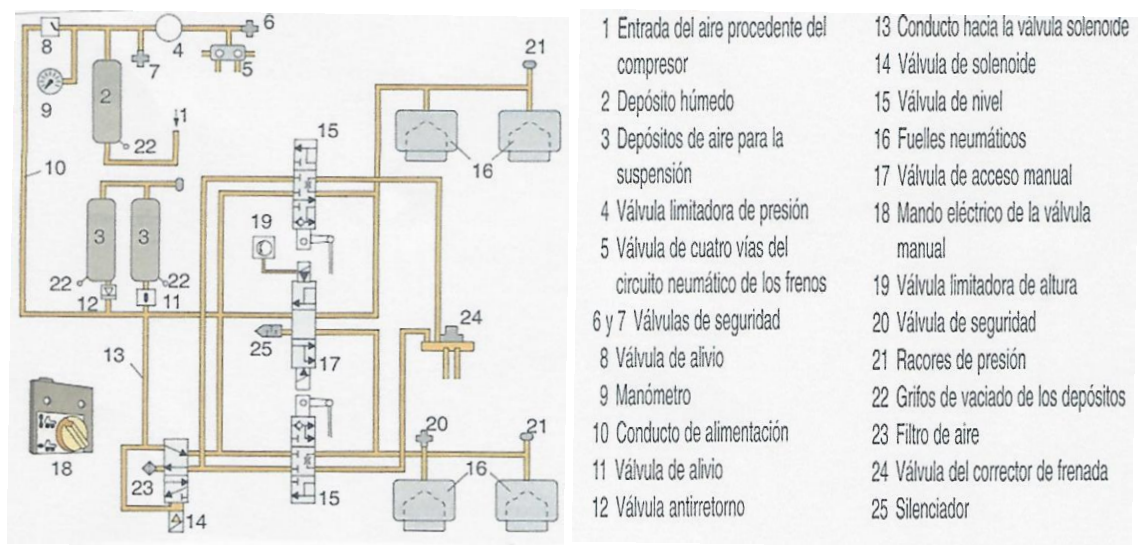


Figura 4. 5. Esquema de circuito de suspensión neumática

El compresor, accionado por el motor térmico, comprime el aire (previamente filtrado) y lo envía hasta el depósito de frenos (son prioritarios los frenos a las suspensiones), alcanzando una presión en el interior de unos 10 kgf/cm<sup>2</sup>. Una vez alcanzada esta presión, una válvula de alivio situada a la entrada del circuito de suspensión, permite el paso de aire a la suspensión cuando el circuito de frenos ha alcanzado su presión. Por debajo de esta presión, el aire sólo alimenta el circuito de frenos; si por cualquier circunstancia, bajara la presión de los frenos, esta válvula permitiría pasar aire de la suspensión a los frenos. En el depósito de la suspensión se almacena el aire a unos 12 kgf/cm<sup>2</sup>.

El manómetro va instalado en la cabina para que el conductor pueda ver en todo momento la presión que tiene el circuito. Así mismo, el conductor puede accionar un mando eléctrico que activa la válvula distribuidora 4/3 o válvula de accionamiento manual.

Las válvulas de nivel (marca 15 en la figura 4.5) son válvulas distribuidoras 4/3 que tienen la misión de regular la cantidad de aire que entra o sale de los fuelles en función de la carga que tenga el vehículo. A ellas les llega la mayor o menor presión que manda la válvula solenoide (marca 14 en la figura 4.5), según la corriente recibida.

La válvula limitadora de presión (marca 4 en la figura 4.5) tiene la misión de mantener la presión constante dentro de unos márgenes. La válvula limitadora de altura

(marca 19 en la figura 4.5) impide la elevación de la plataforma cuando la altura alcanzada pueda ser perjudicial para el sistema.

El autor Rompe [219] estudia el comportamiento del regulador de la suspensión neumática en autobuses cuando éstos se ven sometidos a una aceleración lateral. Los datos que aporta se basan en la medición de las características elásticas de la suspensión.

Con base en los estudios de Rompe, se puede concluir que se necesitan 25 segundos de actuación de la suspensión neumática para reducir el ángulo de inclinación de 4° a 2,6°. Suponiendo una velocidad máxima de 80 km/h, el máximo radio de una curva por la que podrá circular un vehículo con aceleración transversal de 0.3 g será de 160 m (Ecuación 4.1).

$$0,3g = \frac{\left(\frac{80}{3,6}\right)^2}{9,81 \cdot 160} \quad (4. 1)$$

Para que el sistema de regulación actúe completamente se tiene que recorrer, con este radio de curvatura de 160 m, un ángulo periférico de aproximadamente 200°. Según se deduce de las expresiones 4.2 y 4.3, para radios menores el ángulo periférico será mayor:

$$\frac{80}{3,6} \text{ m/s} \cdot 25s = 555m \quad (4. 2)$$

$$\text{Ángulo recorrido para actuación} = \frac{555m}{2\pi \cdot 160m} \cdot 360^\circ = 200^\circ \quad (4. 3)$$

No se han considerado los recorridos muertos de la timonería que hacen que el sistema de regulación no actúe instantáneamente cuando se produce una variación en el recorrido de la suspensión.

Al estudiar el límite de vuelco se ha de suponer que el sistema de regulación no llega a actuar en las curvas. En la práctica, dado el gran volumen de aire necesario, este sistema solamente se emplea para la regulación del nivel de la masa suspendida respecto a los ejes. La influencia del sistema regulador sólo se aprecia en curvas

prolongadas y de radio de curvatura elevado que se recorren, generalmente, con menos aceleración transversal.

La característica fundamental del sistema utilizado en la suspensión neumática consiste en mantener de forma automática el nivel de carga. Esto se consigue con una regulación del nivel de aire existente en el interior de los fuelles [186].

Así pues, cuando la carga aumenta y los fuelles se comprimen, el sistema aumenta la presión de aire en éstos y la suspensión recupera la altura prefijada.

En la figura 4.6 se muestra un fuelle neumático en el que, además de las partes metálicas y la carcasa de goma, se distingue un tope de forma maciza sujetado a la parte superior. Este tope sirve como final de carrera de la suspensión, evitando que las partes metálicas puedan entrar en contacto y se deterioren cuando el fuelle, por avería, se ha quedado sin aire; permite circular al vehículo aún sin aire en los fuelles.

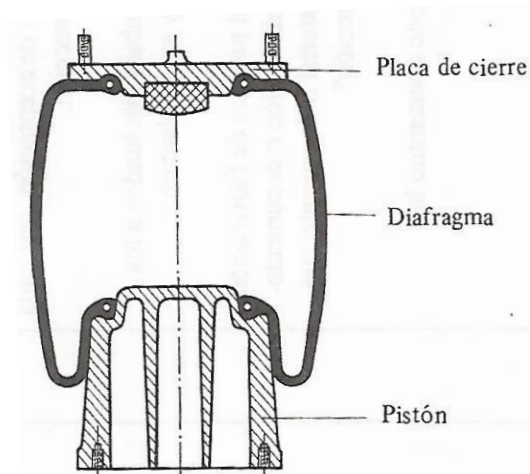


Figura 4. 6. Fuelle neumático de diafragma

El fuelle está constituido por un recipiente elástico diseñado de forma que solamente permita ser deformado en el sentido de sus ejes, variando su altura  $H$  sin que su diámetro medio y su área correspondiente sufran variaciones excesivas.

La carga que puede soportar un fuelle viene dada por la expresión 4.4:

$$Q = \text{Área eficaz} \cdot \text{Presión interna} \quad (4. 4)$$

Se puede obtener una gama continua de cargas manteniendo constante la altura H y variando la presión interior del fuelle.

Al aumentar la altura H del fuelle, aumenta el volumen y disminuye el diámetro medio (a la inversa al disminuir la altura). Ésto se consigue al abrir y cerrar el paso de aire mediante la válvula niveladora.

Si un cilindro rígido contiene aire en su interior a una presión  $p_1$  y con un volumen  $V_1$  podrá mantener en equilibrio un peso  $Q_1$  a una altura  $f_1$ . El volumen ocupado por el aire en el cilindro bajo la carga estática  $Q_1$  es:

$$V_1 = f_1 \cdot \Omega \quad (4.5)$$

siendo  $\Omega$  la sección transversal del pistón.

El pistón está sometido por su parte exterior a una carga estática  $Q_1$  incrementada por otra que origina la presión atmosférica,  $p_0$ , es decir,

$$Q_e = Q_1 + p_0 \cdot \Omega \quad (4.6)$$

La carga exterior,  $Q_e$ , ha de estar en equilibrio con la carga que desde el interior del fuelle ejerce el aire comprimido,  $Q_1$ . Por lo tanto, teniendo en cuenta la ecuación 4.6, se tiene:

$$Q_1 + p_0 \cdot \Omega = p_1 \cdot \Omega \quad (4.7)$$

$$p_1 = \frac{Q_1 + p_0 \cdot \Omega}{\Omega} \quad (4.8)$$

Si el vástago del pistón está unido al eje de la rueda, según se indica en la figura 4.7, cualquier variación de carga que experimente la rueda como consecuencia de las irregularidades de la carretera, hará que el pistón se desplace dentro de un cilindro, obteniéndose diferentes presiones en el interior de éste.

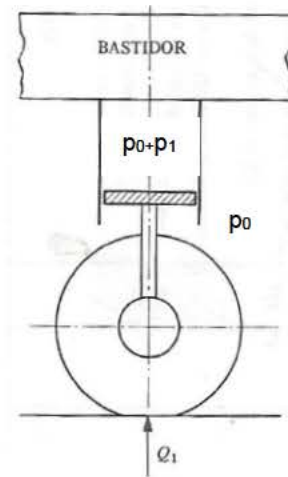


Figura 4. 7. Acción del vástago sobre el fuelle neumático

Al variar la carga, el cilindro trabaja según una transformación politrópica cuya ecuación viene determinada por la expresión:

$$p_1 \cdot V_1^\gamma = p_2 \cdot V_2^\gamma = p \cdot V^\gamma = cte \quad (4. 9)$$

en la que  $\gamma$  es el coeficiente politrópico cuyo valor, en este caso, sería del orden de 1,38 [18, 165].

De la expresión anterior se deduce:

$$\frac{p}{p_1} = \left(\frac{V_1}{V}\right)^\gamma = \left(\frac{\frac{\pi \cdot D^2 \cdot f_1}{4}}{\frac{\pi \cdot D^2 \cdot f_2}{4}}\right)^\gamma \quad (4. 10)$$

siendo D el diámetro del pistón.

Con una variación de la carga, el cilindro se desplaza una distancia x, siendo la nueva posición del pistón,  $f_2$ :

$$f_2 = f_1 - x \quad (4. 11)$$

$$\frac{p}{p_1} = \left(\frac{\frac{\pi D^2 f_1}{4}}{\frac{\pi D^2 (f_1 - x)}{4}}\right)^\gamma = \left(\frac{f_1}{f_1 - x}\right)^\gamma = \frac{1}{\left(1 - \frac{x}{f_1}\right)^\gamma} \quad (4. 12)$$



$$p = \frac{p_1}{\left(1 - \frac{x}{f_1}\right)^\gamma} \quad (4.13)$$

La ecuación de equilibrio del pistón es

$$Q + p_0 \cdot \Omega = p \cdot \Omega \quad (4.14)$$

Sustituyendo en la ecuación 4.14 los valores de  $p$  y  $p_1$  obtenidos en las ecuaciones 4.13 y 4.8 respectivamente, se tiene:

$$Q + p_0 \cdot \Omega = \frac{Q_1 + p_0 \cdot \Omega}{\Omega} \cdot \frac{1}{\left(1 - \frac{x}{f_1}\right)^\gamma} \Omega \quad (4.15)$$

$$Q = \frac{Q_1 + p_0 \cdot \Omega}{\Omega \cdot \left(1 - \frac{x}{f_1}\right)^\gamma} - p_0 \cdot \Omega \quad (4.16)$$

Designando por  $k$ :

$$k = \frac{Q_1 + p_0 \cdot \Omega}{\Omega} \Omega = cte \quad (4.17)$$

y derivando respecto de  $x$ , se obtiene el valor de la *rigidez vertical*:

$$\begin{aligned} R_i = \frac{\partial Q}{\partial x} &= \frac{-\gamma \left(1 - \frac{x}{f_1}\right)^{\gamma-1} \left(-\frac{1}{f_1}\right) k}{\left[\left(1 - \frac{x}{f_1}\right)^\gamma\right]^2} = \frac{\gamma}{f_1} k \left(1 - \frac{x}{f_1}\right)^{\gamma-1-2\gamma} \\ &= \frac{\gamma}{f_1} k \left(1 - \frac{x}{f_1}\right)^{-(1+\gamma)} = \frac{\gamma}{f_1} k \frac{1}{\left(1 - \frac{x}{f_1}\right)^{(1+\gamma)}} \\ &= \frac{\gamma}{f_1} \frac{Q_1 + p_0 \cdot \Omega}{\Omega} \frac{1}{\left(1 - \frac{x}{f_1}\right)^{1+\gamma}} \end{aligned} \quad (4.18)$$

Haciendo  $x=0$  se obtiene la *rigidez estática* cuyo valor es:

$$R_e = \frac{\gamma}{f_1} \left( \frac{Q_1 + p_0 \cdot \Omega}{\Omega} \right) \cdot \Omega \quad (4.19)$$

Puede observarse que la rigidez estática  $R_e$  aumenta rápidamente con la carga estática  $Q_1$  (si  $Q_1$  aumenta,  $f_1$  disminuye y por consiguiente la relación  $\frac{\gamma}{f_1}$  aumenta). Para evitar este inconveniente se emplea una válvula compensadora (figura 4.8) que introduce aire a presión en el interior del fuelle neumático cuando el peso del vehículo se ve incrementado o lo evacua cuando la carga disminuye. Con esta acción se consigue mantener la horizontalidad del vehículo.

En la figura 4.8 se representa de forma esquemática el montaje de la suspensión neumática sobre el eje delantero del vehículo.

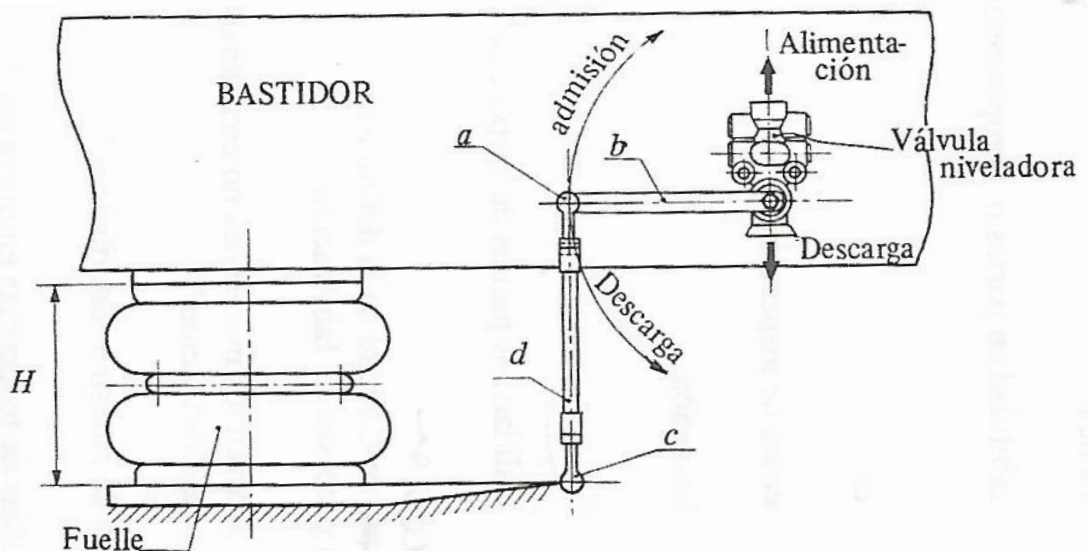


Figura 4. 8. Válvula niveladora o limitadora de presión

El fuelle neumático está apoyado sobre el eje delantero del vehículo, o muy cerca de éste, por medio de una placa fuertemente fijada a él. En la figura 4.8 se aprecia, además, el montaje de la válvula niveladora sobre el bastidor y la timonería de regulación de nivel. Se puede observar como al variar la altura del bastidor con respecto a la placa fija del eje delantero, el fuelle se comprime o se expande (según el caso) variando su altura  $H$  y haciendo que la varilla  $d$  desplace a la palanca  $b$  de accionamiento de la válvula, dando lugar a que se introduzca aire a presión (admisión) o se expulse (descarga) el aire del interior del fuelle.

En la figura 4.9 se representa de forma esquemática el montaje de la suspensión neumática sobre el eje trasero. Normalmente en los autocares, la carga sobre este eje es soportada por cuatro fuelles de goma.

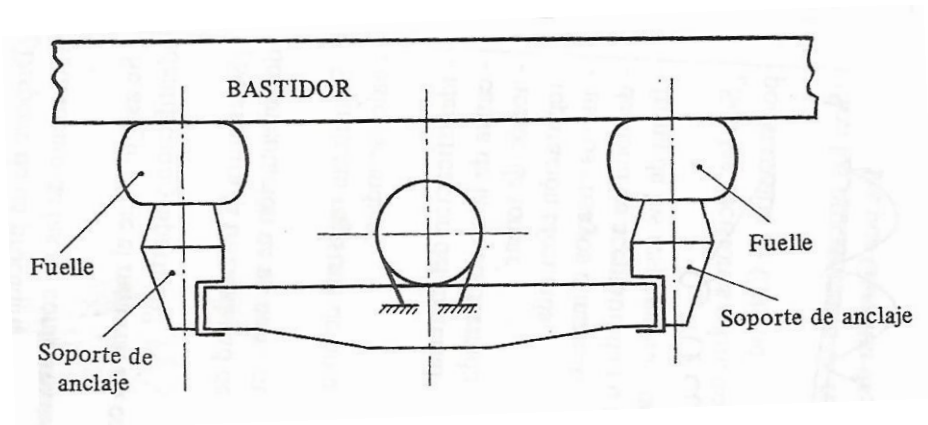


Figura 4. 9. Viga solidaria al eje trasero

Los muelles no pueden soportar ningún tipo de carga longitudinal ni transversal dado que sus deformaciones son muy limitadas; en el caso de pasar de un cierto valor daría lugar a su rotura. Debido a ello, estos tipos de esfuerzos deben ser aportados exclusivamente por las barras estabilizadoras. No obstante, frente a sollicitaciones longitudinales y transversales se admite una deformación máxima de  $\pm 10$  mm.

Con las barras estabilizadoras longitudinales (las del sentido de marcha del vehículo) se puede regular la alineación de los ejes del vehículo.

La disposición de las barras estabilizadoras (también llamadas de reacción) y de los fuelles en los autocares viene dada por la longitud de éstos y de sus cargas. En la figura 4.10 se representa de forma esquemática la disposición que normalmente tienen estos elementos en los autocares de máxima longitud y carga autorizada.

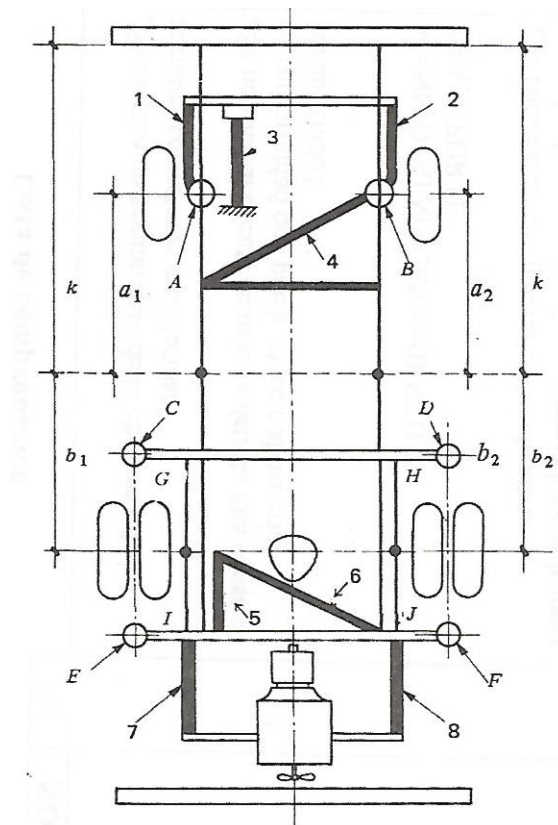


Figura 4. 10. Barras estabilizadoras

Como se aprecia en dicha figura sobre el eje delantero del vehículo actúan cuatro barras estabilizadoras, la 1, 2, 3 y 4. Las tres primeras son del tipo longitudinal, es decir, las encargadas de absorber los esfuerzos de frenado y aceleración que actúen sobre el citado eje y la 4 es de tipo transversal, encargada de absorber los esfuerzos transversales que actúen sobre ese mismo eje.

Al lado de cada fuelle se monta un amortiguador cuyo fin es de atenuar las fuerzas que actúan entre la masa suspendida y la no suspendida y actuar como amortiguamiento de las oscilaciones creadas por las irregularidades de la carretera.

En la figura 4.11 se muestra la actuación de la válvula niveladora cuando aparece una sobrecarga en la rueda. Las cargas siempre son proporcionales a las presiones.

$$\frac{Q_1}{p_1} = \frac{Q_2}{p_2} = \dots = cte \quad (4. 20)$$

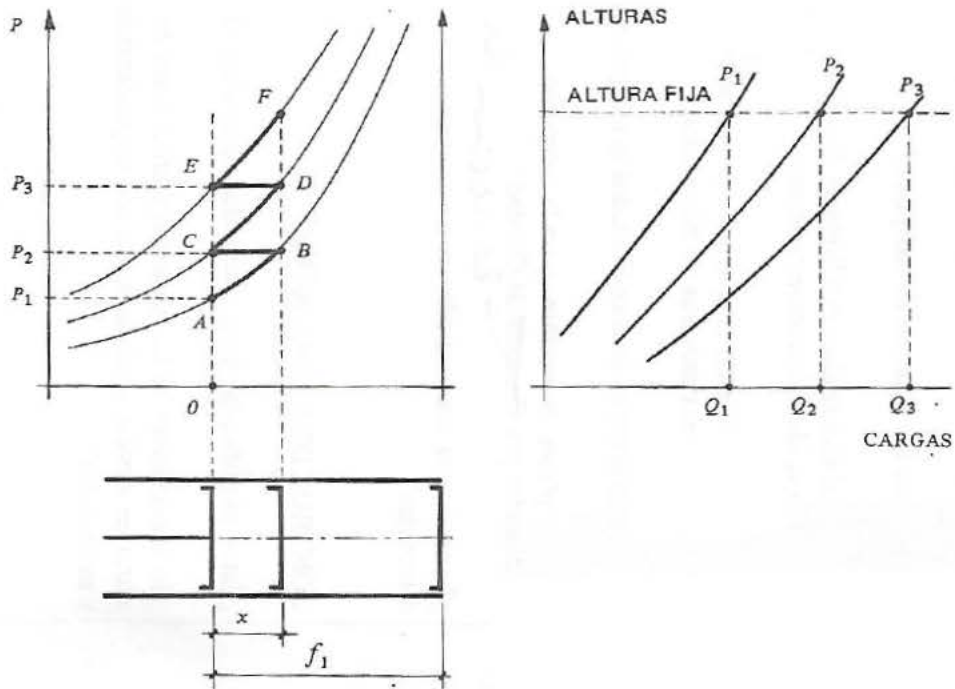


Figura 4. 11. Actuación de la válvula niveladora

La figura 4.12 muestra la capacidad de carga de un actuador, para cada valor de presión de aire, en función de su altura.

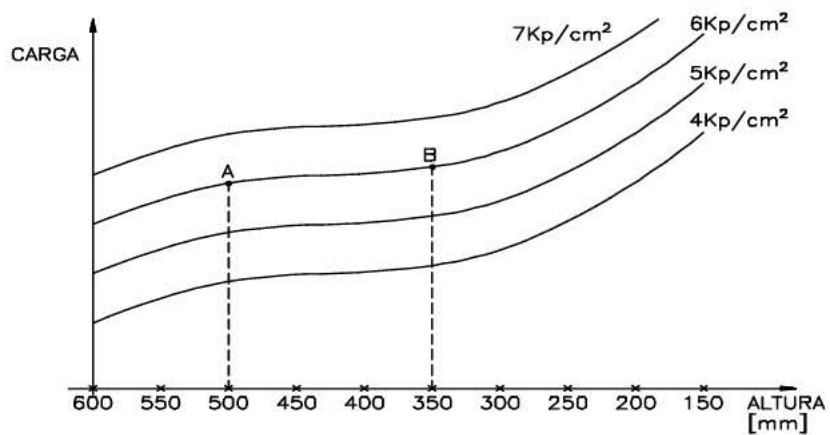


Figura 4. 12 Curvas características de un actuador neumático

Si en la figura 4.12 se analiza, por ejemplo, la curva característica para una presión de 6 kp/cm<sup>2</sup> se observa como entre los puntos A y B, correspondientes a las

alturas de 500 y 350 mm, la variación de altura apenas influye en la capacidad de carga del actuador. Esto se debe a que en este intervalo de trabajo la curva es prácticamente horizontal.

Dado que el comportamiento es no lineal, la rigidez de una suspensión neumática responde a la ecuación de una parábola que pasa por tres puntos característicos, inicialmente conocidos [57]:

$$c = 3Af^2 + 2Bf + C \quad (4. 21)$$

Integrando la expresión anterior (ecuación 4.21) se obtiene la fuerza ejercida por la suspensión en función del recorrido:

$$F = \int cdf = Af^3 + Bf^2 + Cf \quad (4. 22)$$

Por tanto, las características no lineales de la suspensión en cada rueda se aproximan por un polinomio de tercer grado. Conocida la fuerza vertical  $F$  puede calcularse el desplazamiento correspondiente a través de la expresión anterior. Para este polinomio, en función del tipo de fuelle neumático, se obtienen unos valores de fuerza; obsérvese un tipo de curvas características que suministran los fabricantes de fuelles neumáticos en función de fuerzas (eje de ordenadas) y desplazamientos (eje de abscisas) (Figura 4.13).

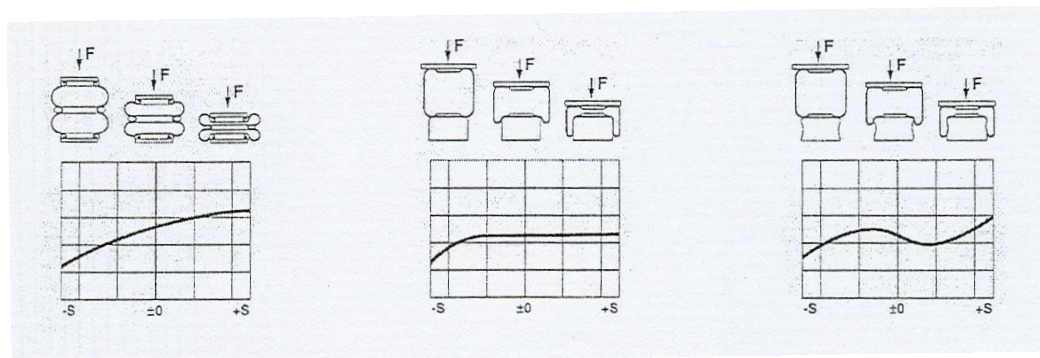


Figura 4. 13. Diferentes tipos de fuelles neumáticos

En la figura 4.14 puede apreciarse las discontinuidades existentes en los límites de recorrido en expansión y retracción de la suspensión; estos movimientos están limitados por topes de goma en los muelles al comprimir y por topes en los amortiguadores al expandir.

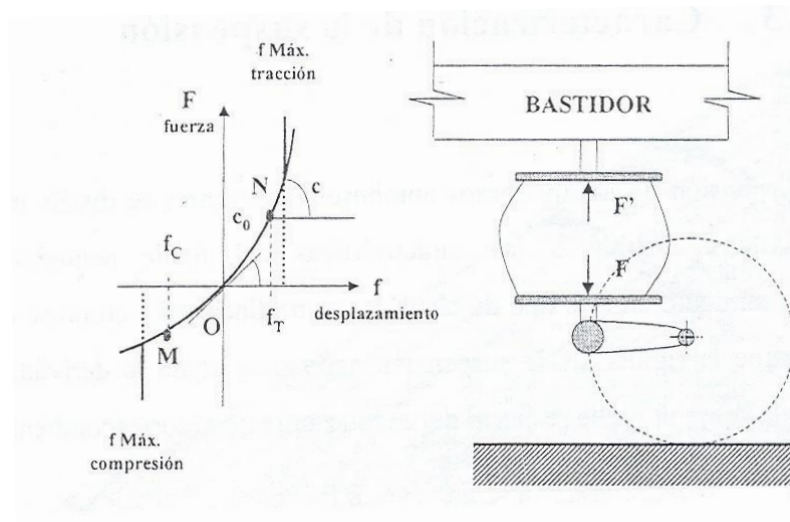


Figura 4. 14. Recorridos expansión - retracción

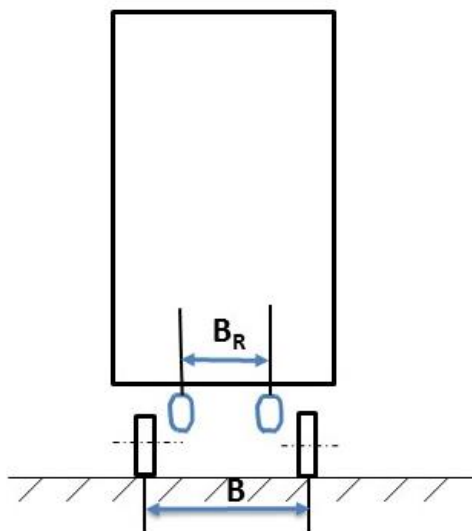


Figura 4. 15. Funcionamiento simultáneo de fuelles neumáticos, mismo eje

La distancia entre fuelles neumáticos,  $B_R$ , inferior al ancho de vía  $B$ , es un parámetro fundamental para estudiar el comportamiento de la suspensión ya que, cuando el vehículo toma una curva, la masa suspendida gira dando lugar a la extensión de uno de los fuelles neumáticos y a la compresión del otro. Por ello, uno trabaja en la zona de la curva fuerza - desplazamiento correspondiente a la tracción y el otro en la zona de compresión (Figura 4.15).

Volviendo a la ecuación 4.22 y conocidas las constantes A, B y C, cuando gira la masa suspendida respecto del plano que divide verticalmente la suspensión en dos mitades iguales, un lado asciende una cierta altura  $f$  y el otro una altura  $-f$ , dando lugar a reacciones (Figura 4.16):

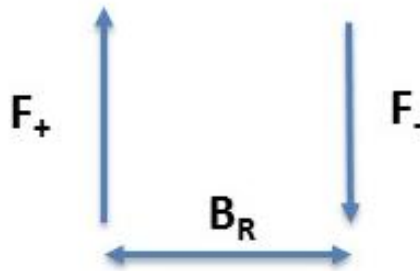


Figura 4. 16. Reacciones

Como la relación Fuerza – Desplazamiento es no lineal:

$$F_+ \neq F_- \quad (4. 23)$$

$$F_+ = Af^3 + Bf^2 + Cf \quad (4. 24)$$

$$F_- = Af^3 + Bf^2 + Cf \quad (4. 25)$$

Más adelante, cuando se plantea las ecuaciones de movimiento, se considera este hecho. Los pares de reacción que suministran ambos fuelles neumáticos también son diferentes (Figura 4.17).

$$N_+ = F_+ \frac{B_R}{2} \quad (4. 26)$$

$$N_- = F_- \frac{B_R}{2} \quad (4. 27)$$



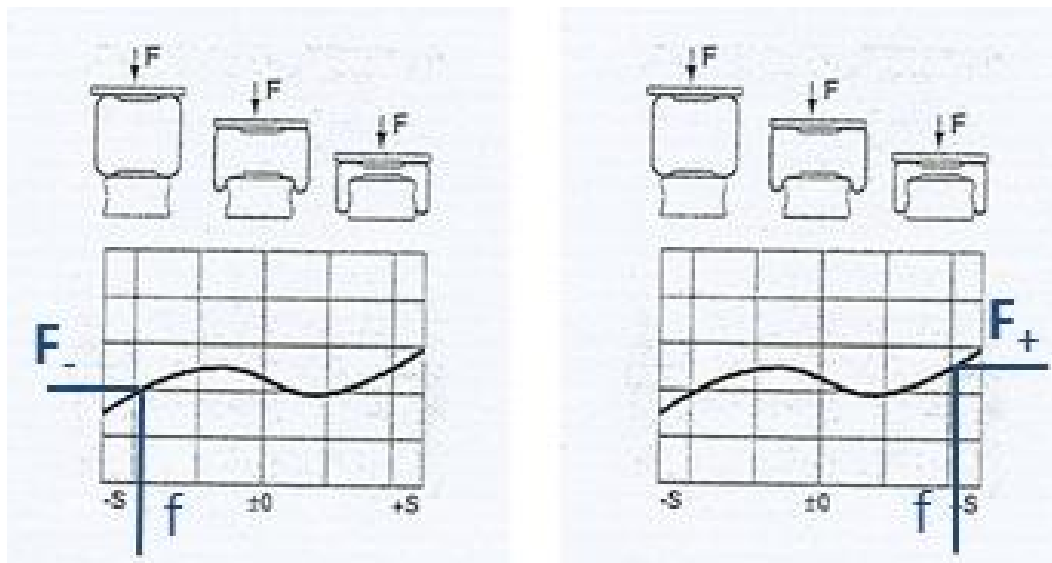


Figura 4. 17. Par de reacción de la suspensión neumática

## 4.2 Elementos de estabilización

Los elementos de estabilización o barras estabilizadoras pueden ser de dos tipos: longitudinales y transversales.

Los estabilizadores longitudinales regulan los desplazamientos producidos entre la masa suspendida y la no suspendida ante esfuerzos de aceleración o frenado.

Con el fin de reducir el ángulo de inclinación de la caja del vehículo y con objeto, por otra parte, de actuar sobre las cargas dinámicas de las ruedas se emplea la barra estabilizadora transversal.

El estabilizador transversal une las ruedas de un mismo eje del vehículo. Su misión es la de oponerse al par de vuelco de la masa suspendida mediante una rigidez torsional, regulando el balanceo del vehículo y manteniendo, por tanto, su horizontalidad.

Si la caja del vehículo se inclina un ángulo  $\alpha$  (figura 4.18), la barra estabilizadora transversal torsiona contrarrestando el movimiento. Los brazos extremos unidos a las ruedas del mismo eje del vehículo girarán un ángulo  $\beta$ . Para pequeños giros puede plantearse:

$$L \cdot \beta = \frac{l}{2} \cdot \alpha \quad (4.28)$$

Luego,

$$\beta = \frac{l \cdot \alpha}{2 \cdot L} \quad (4.29)$$

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.

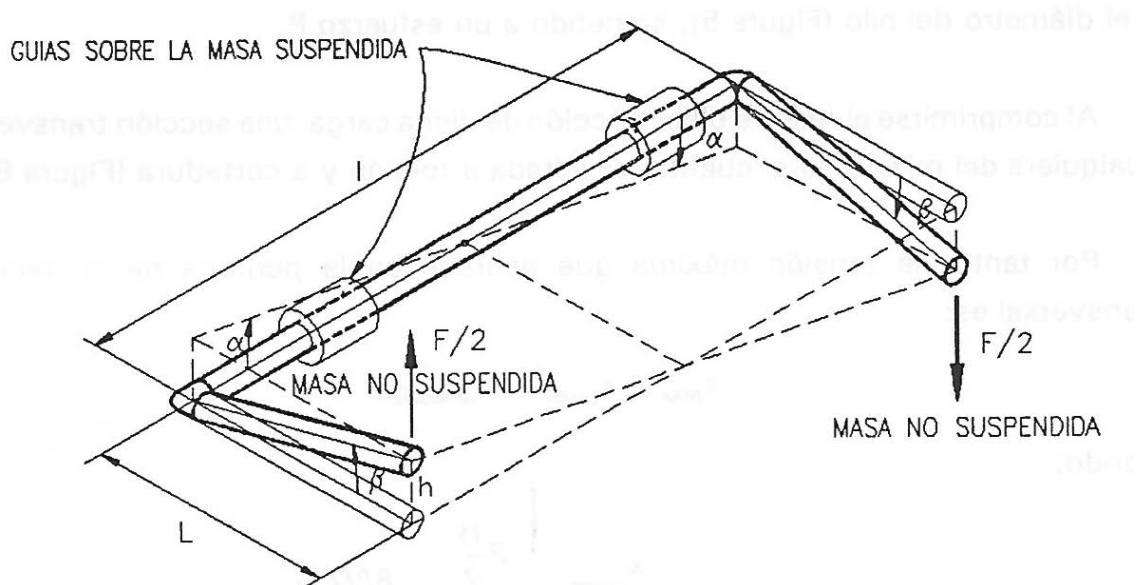


Figura 4. 18. Barra estabilizadora

El giro a torsión de la estabilizadora es:

$$2 \cdot \beta = \frac{N_T \cdot L}{G \cdot I_0} \quad (4.30)$$

Donde  $L$ , como se ha indicado anteriormente, es la longitud de cada uno de los brazos que unen la misma con la masa no suspendida (m),  $G$  es el módulo de elasticidad a torsión (Pa) e  $I_0$  el momento polar de inercia ( $m^4$ ).

Sustituyendo el valor de  $\beta$  de la ecuación 4.29 en la ecuación 4.30, se obtiene el par torsor:

$$N_T = \frac{G \cdot I_0 \cdot l}{L^2} \cdot \alpha \quad (4.31)$$

Expresión que relaciona el par de reacción que aparece sobre las ruedas del mismo eje en función del ángulo girado por la caja del vehículo.

Teniendo en cuenta la ecuación 4.28, la fuerza ejercida en cada uno de los extremos de las ruedas es, por tanto:

$$F = \frac{N_T}{L} = \frac{G \cdot I_0 \cdot l}{L^3} \cdot \alpha = \frac{G \cdot I_0}{L^3} \cdot 2 \cdot L \cdot \beta = \frac{2 \cdot G \cdot I_0}{L^2} \cdot \beta \quad (4.32)$$

Al paso por un bache, el vehículo experimenta una elevación o un descenso vertical,  $Z^*$ , de una de las ruedas que provoca un par  $F^* \cdot L$  (Figura 4.19).

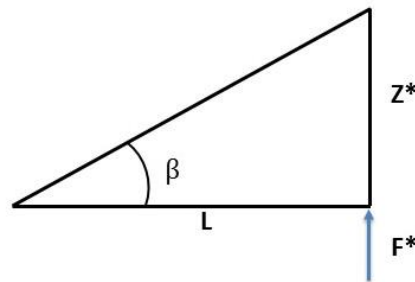


Figura 4. 19. Reacción barra estabilizadora

Considerando:

$$\tan \beta \simeq \beta = \frac{Z^*}{L} \quad (4.33)$$

Luego, la fuerza de reacción que aparece en uno de los extremos de la barra estabilizadora es:

$$F^* = \frac{2 \cdot G \cdot I_0 \cdot Z^*}{L^3} \quad (4.34)$$

Si se considera que la suspensión neumática proporciona dos fuerzas en cada uno de los extremos de las ruedas,  $F_-$  y  $F_+$  (figura 4.20), se debe añadir el efecto producido por la barra estabilizadora. Suponiendo que una de las ruedas del eje delantero del autobús pasa por un resalte  $Z^*$  (figura 4.20) se tiene, entonces, un par de reacción asimétrico respecto del punto  $O_1$  de la masa no suspendida (Ecuación 4.35).

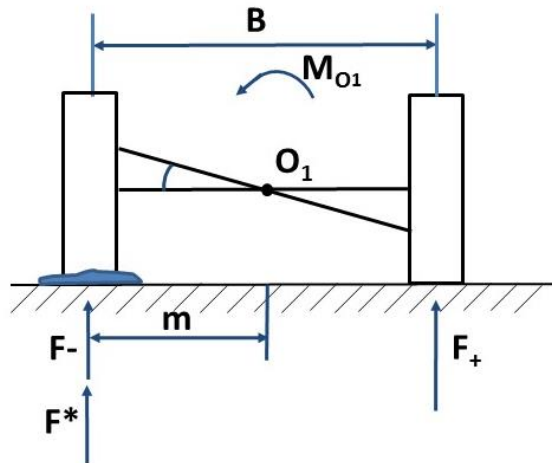


Figura 4. 20. Reacción de la suspensión al pasar un bache

$$M_{O_1} = F_+(B - m) - (F^* + F_-)m \quad (4. 35)$$

$$M_{O_1} = F_+B - F^*m - m(F_+ + F_-) \quad (4. 36)$$

siendo  $m$  la distancia horizontal que posiciona el centro de balanceo  $O_1$  de la masa no suspendida.

El fenómeno se repite cuando en el vehículo, en vez de superar un bache, la masa suspendida balancea al tomar una curva.

En cambio, cuando se produce balanceo, una rueda se mueve bajando o subiendo respecto a la carrocería de manera diferente a la otra. La barra se torsiona y actúa incrementando la rigidez de balanceo del conjunto de la suspensión. Al aumentar el radio de la barra dicha rigidez aumenta.

Si la barra es instalada en el eje delantero o se incrementa su diámetro, la proporción de par de balanceo en este eje aumenta; la rigidez de deriva de sus dos neumáticos en conjunto disminuye, el ángulo de deriva aumenta y el vehículo se hace

más subvirador. La instalación de una barra antibalanceo en el eje trasero tiene efecto opuesto.

Puede recurrirse a instalar barras en ambos ejes, con mayor diámetro la del delantero, al objeto de disminuir el balanceo sin aumentar excesivamente el comportamiento subvirador.

En autobuses y autocares, por lo general, se tiene instalada sólo la barra estabilizadora en el eje delantero.

### **4.3 Barra Panhard**

En algunas ocasiones, con objeto de estabilizar la masa suspendida respecto de la no suspendida al tomar una curva, se monta en el eje trasero una barra articuladora en sus extremos, que conecta la masa suspendida por un lateral con la masa no suspendida por el otro. Esta barra se denomina como su inventor, Panhard.

El efecto final que se consigue es graduar la posición del centro de balanceo de la masa suspendida, según se anclen o fijen los extremos de dicha barra.



# 5 ECUACIONES REPRESENTATIVAS

---

El primer paso de la metodología consiste en el desarrollo de un modelo matemático que permita caracterizar el comportamiento de la dinámica lateral de un autobús.

En primer lugar, se realiza un análisis de los parámetros que afectan a la estabilidad lateral de un autobús para, posteriormente, plantear las ecuaciones que representan la dinámica lateral del autobús en su paso por una curva.

## **5.1 Parámetros de un autobús que afectan a su estabilidad lateral**

### **5.1.1 Centro de gravedad**

La posición del centro de gravedad influye sustancialmente en la dinámica de un vehículo. Su determinación puede realizarse de manera teórica o experimental. El método analítico empleando elementos finitos, MEF, es complejo y puede dar únicamente resultados aproximados. El modo más simple y más exacto que se emplea en la práctica para determinar la posición del centro de gravedad es de carácter experimental.

Puede indicarse que la información de la que se dispone no es tan amplia en el caso de autobuses y autocares como en el caso de vehículos turismo.

Del estudio de los modelos planteados por otros autores se deduce que la *posición del centro de gravedad* del autobús es un parámetro que afecta, en gran medida, tanto al valor del límite de vuelco como al de la energía puesta en juego cuando éste se produce. Existen diversos métodos aproximativos para determinar esta posición.

Cuando sobre el centro de gravedad se ejerce la acción de una aceleración lateral el sistema de suspensión provoca que la estructura gire respecto de los ejes. La superposición de estos factores hace que la posición inicial del centro de gravedad respecto de la caja cambie.

En esta tesis doctoral se supone conocidas tanto la posición del centro de gravedad de la estructura como las relativas a cada uno de los ejes, ya que son parámetros de diseño.

Las coordenadas longitudinal y transversal del centro de gravedad se determinan con relativa facilidad, mientras que su posición vertical (altura) es más difícil de conocer. Ésta se puede calcular, en general, por varios métodos o ensayos diferentes entre el que destaca el ensayo de estabilidad lateral, aceptado por todos los países de la Comunidad Europea y descrito en el capítulo 1. En general, la determinación teórica de la altura del centro de gravedad implica tener que elevar el vehículo, bien transversalmente, bien longitudinalmente, para evaluar la transferencia de carga producida.

En la siguiente sección se recopila el método para la determinación del centro de gravedad del vehículo según el Reglamento 66 [210].

### ***5.1.1.1 Determinación del centro de gravedad según el Reglamento 66***

El Reglamento 66 de la Unión Europea incluye las disposiciones relativas a la homologación de vehículos de grandes dimensiones para el transporte de pasajeros por lo que respecta a la resistencia de su superestructura. En el anexo 3 del Reglamento se incluye las mediciones a considerar para posicionar el centro de gravedad del autobús según las siguientes expresiones:



$$l_1 = \frac{(P_3 + P_4) L_1 + (P_5 + P_6) L_2}{P_{total}} \quad (5.1)$$

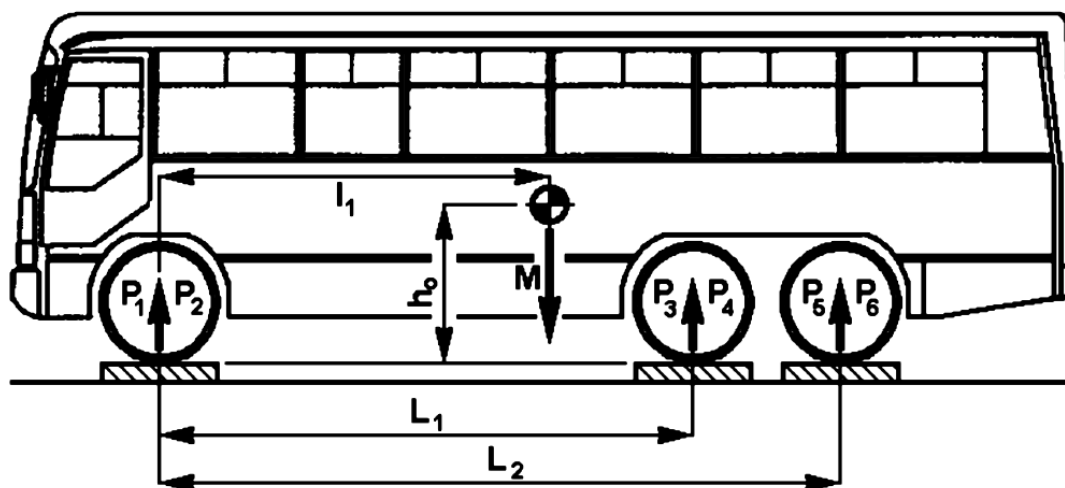


Figura 5. 1. Localización del centro de gravedad (perfil)

Donde cada rueda o rueda gemela del vehículo estará en una célula de carga individual (Figura 5.1) y donde se define:

- $P_1$ : carga de reacción sobre la célula de carga bajo la rueda izquierda del primer eje.
- $P_2$ : carga de reacción sobre la célula de carga bajo la rueda derecha del primer eje.
- $P_3$ : carga reacción sobre la célula de carga bajo rueda o ruedas izquierdas segundo eje.
- $P_4$ : carga reacción sobre la célula de carga bajo rueda o ruedas derechas segundo eje.
- $P_5$ : carga reacción sobre la célula de carga bajo rueda o ruedas izquierdas tercer eje.
- $P_6$ : carga reacción sobre la célula de carga bajo rueda o ruedas derechas tercer eje.
- $P_{total} = P_1 + P_2 + P_3 + P_4 + P_5 + P_6 = \text{Masa en Orden de Marcha.}$

- $L_1$ : distancia desde el centro de la rueda del primer eje hasta el centro de la rueda del segundo eje.
- $L_2$ : distancia desde el centro de la rueda del primer eje hasta el centro de la rueda del tercer eje.

La posición transversal viene dada por la ecuación 5.2 según Figura 5.2:

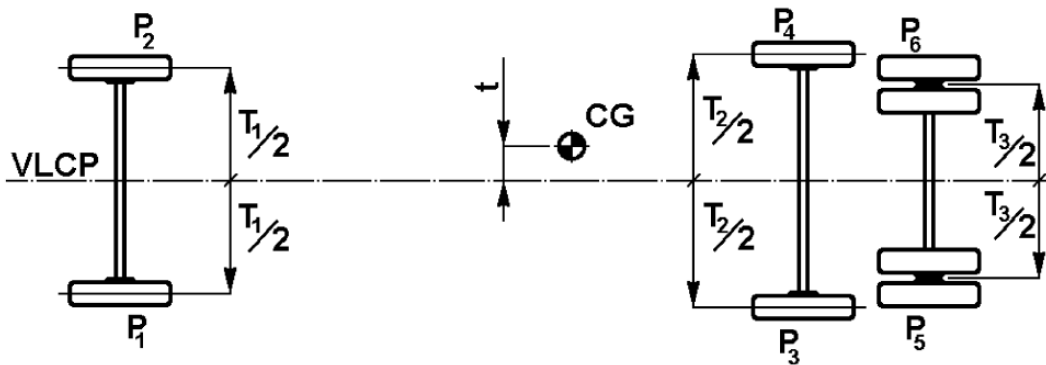


Figura 5. 2. Localización del centro de gravedad (planta)

$$t = \left[ (P_1 - P_2) \frac{T_1}{2} + (P_3 - P_4) \frac{T_2}{2} + (P_5 - P_6) \frac{T_3}{2} \right] \frac{1}{P_{total}} \quad (5. 2)$$

- $T_1$ : distancia entre los centros del dibujo de la rueda o ruedas a cada extremo del primer eje.
- $T_2$ : la distancia entre los centros del dibujo de la rueda o ruedas a cada extremo del segundo eje.
- $T_3$  = la distancia entre los centros del dibujo de la rueda o ruedas a cada extremo del tercer eje.

Si el valor de  $t$  es negativo, entonces el centro de gravedad del vehículo está situado como aparece representado en la Figura 5.2. Es decir, situado a la derecha de la línea central del vehículo (VLCP: Vertical Length Central Plane).

La altura del centro de gravedad se determina basculando el vehículo en sentido longitudinal y utilizando células de carga individuales en las ruedas de dos ejes (Figura 5.3).

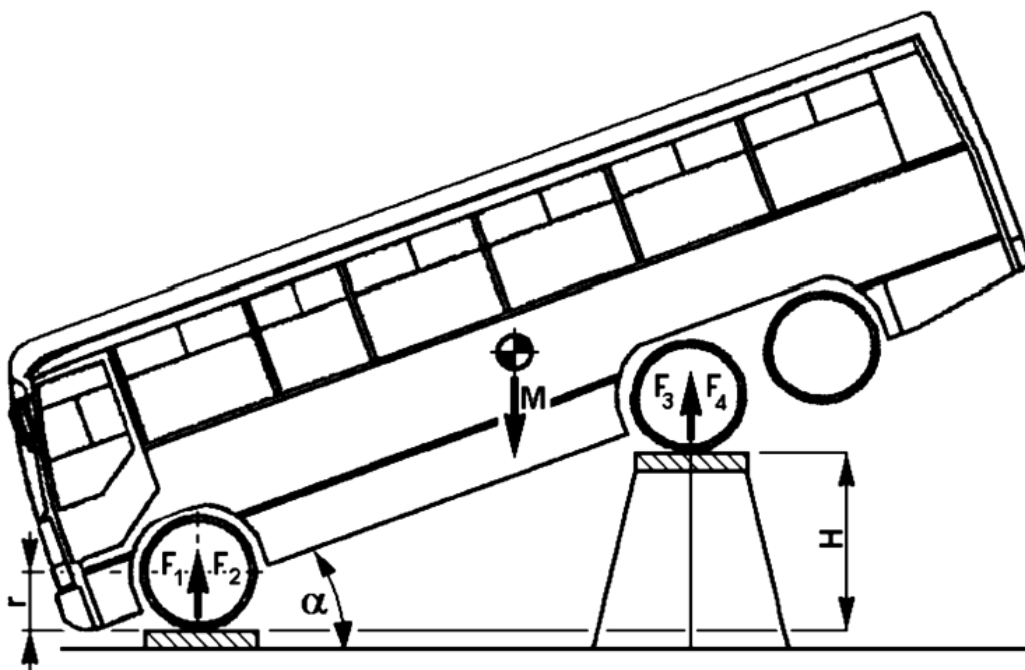


Figura 5. 3. Altura del centro de gravedad

- H: diferencia de altura entre los dibujos de las ruedas del primer y segundo eje.
- $F_1$ : carga de reacción sobre la célula de carga bajo la rueda izquierda del primer eje.
- $F_2$ : carga de reacción sobre la célula de carga bajo la rueda derecha del primer eje.
- $F_3$ : carga de reacción sobre la célula de carga bajo la rueda izquierda del segundo eje.
- $F_4$ : carga de reacción sobre la célula de carga bajo la rueda derecha del segundo eje.
- $F_{\text{total}} = F_1 + F_2 + F_3 + F_4 = \text{Masa en Orden de Marcha}$ .
- r: altura del centro de la rueda en el primer eje por encima de la superficie superior de la célula de carga.
- $\alpha$ : inclinación del ensayo de basculamiento. Su valor viene determinado por la siguiente expresión:

$$\alpha = \text{arc sen} \left( \frac{H}{L_1} \right) \quad (5. 3)$$

- $h_0$ : altura del centro de gravedad; viene dada por:

$$h_0 = r + \left( \frac{1}{\tan \alpha} \right) \left( l_1 - L_1 \frac{F_3 + F_4}{P_{total}} \right) \quad (5.4)$$

### 5.1.2 Centro de balanceo

En el capítulo 4 de esta tesis doctoral se describe el sistema de suspensión que incorporan los autobuses con el objeto de mantener el contacto entre las ruedas y la carretera y de aislar, el habitáculo destinado al transporte de pasajeros y mercancías, de las irregularidades de la calzada.

En esta sección se ve el efecto del balanceo que produce el sistema de suspensión al someter al vehículo a una fuerza lateral.

El balanceo se define como la rotación en torno al eje x (longitudinal) del vehículo. En general, el balanceo de la carrocería, o cuerpo del vehículo, es la suma del balanceo de la suspensión y el balanceo del eje producido por las deformaciones de los neumáticos, es decir, es la suma del balanceo relativo de la masa suspendida ( $\phi_s$ ) respecto a la no suspendida y el balanceo absoluto de la masa no suspendida ( $\phi_{ss}$ ) (Figura 5.4).

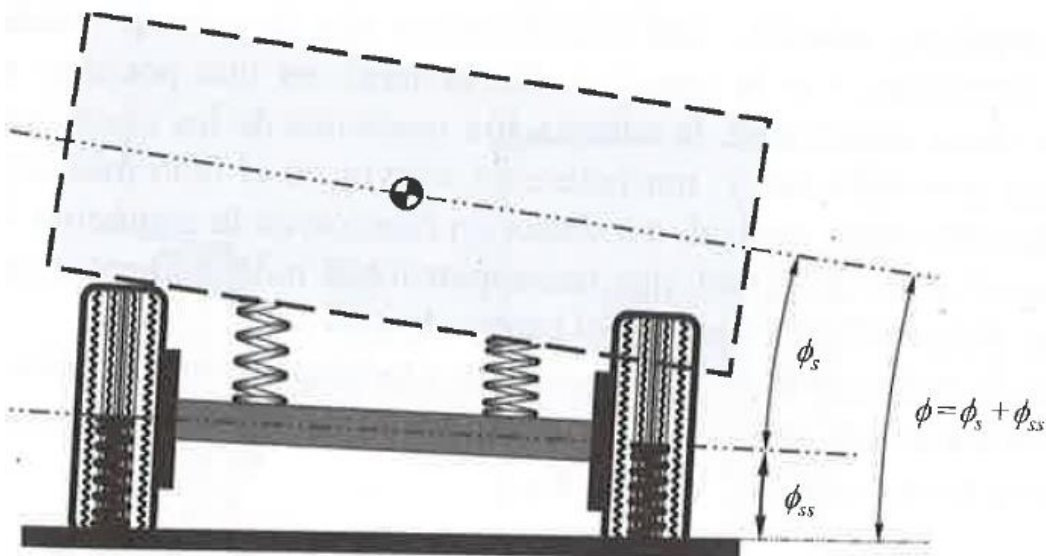


Figura 5. 4. Balanceo de un vehículo

En la mayoría de los autobuses para el cálculo exacto del comportamiento dinámico hay que considerar el ángulo de torsión de la estructura del autobús  $\xi_{estructura}$  y entonces:

$$\begin{aligned}\varphi^d &= \varphi_s^d + \varphi_{ss}^d \\ \varphi^t &= \varphi_s^t + \varphi_{ss}^t\end{aligned}\tag{5.5}$$

$$\xi_{estructura} = \varphi^d - \varphi^t\tag{5.6}$$

Ante el par de balanceo del vehículo (acción), la suspensión reacciona con una rigidez (reacción) al balanceo del vehículo,  $K_\phi$ , suma de las rigideces al balanceo de la suspensión  $K_{\phi s}$  y de las ruedas  $K_{\phi ss}$ .

$$K_\phi = K_{\phi s} + K_{\phi ss}\tag{5.7}$$

La rigidez al balanceo de la suspensión dependerá de la rigidez vertical de la suspensión,  $K_s$ , y de la separación entre fuelles neumáticos del mismo eje,  $B_R$ . Al igual que la rigidez al balanceo de las ruedas dependerá de la rigidez radial del neumático,  $K_R$  y del ancho de vía del vehículo,  $B$ , según la siguiente expresión:

$$K_{\phi s} = \frac{1}{2} K_s B_R^2\tag{5.8}$$

$$K_{\phi ss} = \frac{1}{2} K_R B^2\tag{5.9}$$

Para ángulos de balanceo pequeños, la rigidez depende esencialmente de los fuelles neumáticos y las barras estabilizadoras.

En la Figura 5.5 se representan los dos centros de balanceo, definidos tanto para la masa suspendida como para la no suspendida, y los ángulos de balanceo respecto a cada uno de ellos.

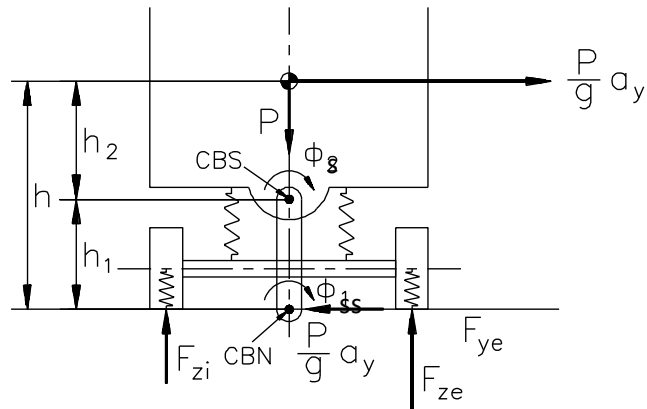


Figura 5. 5. Centros de balanceo de suspensión y neumáticos

Para analizar el efecto de la suspensión se debe tener en cuenta el momento de desplazamiento del centro de gravedad [18]:

$$N_{yD} = P(h_1\phi_{ss} + h_2\phi_s) \quad (5. 10)$$

Si se analiza los dos casos extremos posibles:

- $h_1 = 0$  ;  $h_2 = h$ . En este caso ambos centros de balanceo coinciden sobre la superficie de rodadura y el momento de desplazamiento lateral del centro de gravedad es  $N_{yD} = P \cdot h \cdot \phi_s$ . El comportamiento sería análogo al de una suspensión elástica.
- $h_1 = h$  ,  $h_2 = 0$ . El centro de balanceo de la suspensión coincide con el centro de gravedad del vehículo. En este caso  $N_{yD} = P \cdot h \cdot \phi_{ss}$ . Ante la acción de una aceleración lateral, el único balanceo producido se deberá a la deformación de los neumáticos, siendo  $\phi_{ss} \ll \phi_s$ . El comportamiento sería análogo al de suspensión rígida. Los casos reales serán intermedios entre estos dos límites.

Del anterior análisis se deduce claramente que cuanto más alto es el centro de balanceo de la masa suspendida (CBS), es decir, mayor es  $h_1$ , mayor será el valor de la aceleración lateral en el umbral de estabilidad y, por tanto, el comportamiento del vehículo mejorará desde el punto de vista del vuelco (Figura 5.6).

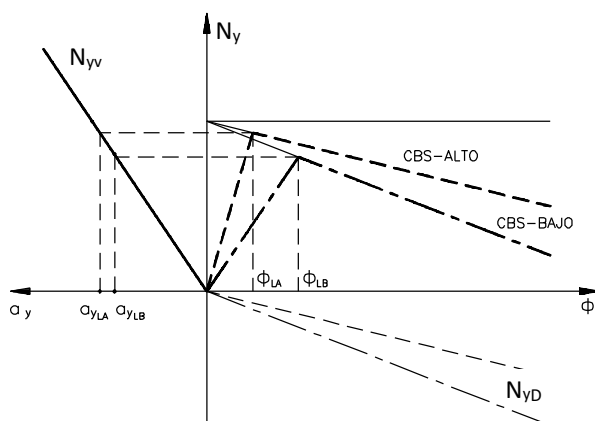


Figura 5. 6. Efecto de la altura del centro de balanceo de la suspensión

La localización del centro de balanceo de la suspensión puede revestir alguna dificultad. Como regla general, este punto se encuentra, aproximadamente, a la misma altura que los puntos de enlace de la suspensión a la estructura de la masa suspendida.

En el análisis realizado hasta ahora, de los conceptos relacionados con el balanceo y el vuelco, se ha supuesto que el conjunto del vehículo puede quedar representado en el plano y que todas sus masas gravitan sobre un único eje y suspensión. La realidad, obviamente, no es ésta. En un vehículo de varios ejes, cada eje soporta una cierta masa y dispone de una suspensión que otorga de una rigidez de balanceo distinta a cada uno de ellos, siendo distintas también las alturas correspondientes de los centros de balanceo.

Es conocida la influencia de la transferencia lateral de carga sobre la pareja de neumáticos de un mismo eje. Cuando aumenta el par de balanceo, como consecuencia de la aplicación de una fuerza lateral sobre el cuerpo del vehículo, la rigidez de deriva del par de neumáticos de un mismo eje disminuye, lo que se traduce en un aumento del ángulo de deriva para una aceleración lateral dada. Un aumento de dicho ángulo en las ruedas delanteras hace el vehículo más subvirador y lo contrario sucede si el incremento se refiere al ángulo de deriva de las ruedas traseras.

Dependiendo del momento de balanceo compensado en cada eje, existe una mayor o menor pérdida de rigidez de deriva de las ruedas del mismo, pudiéndose modificar el valor de  $K_v$  (coeficiente de viraje). Para cuantificar esta influencia es preciso

calcular la distribución de momentos en función de la rigidez de balanceo de la suspensión de las ruedas de cada eje.

En la Figura 5.7 se representa un modelo representativo de la suspensión de un eje de un vehículo cualquiera. En él se representa el centro de balanceo correspondiente al eje considerado, así como los principales esfuerzos que intervienen lateralmente y el ángulo  $\phi$  de balanceo de la masa suspendida.

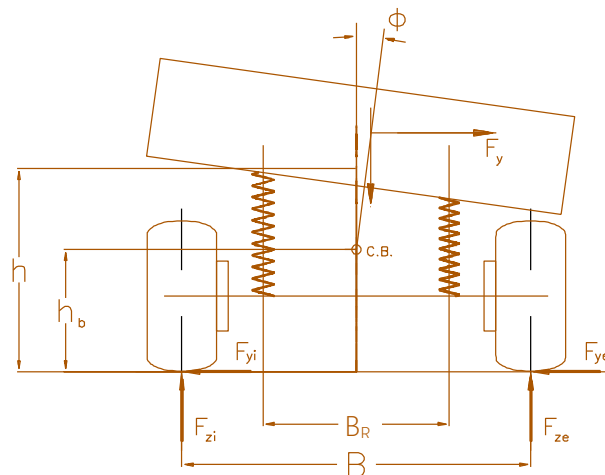


Figura 5. 7. Modelo simplificado de la suspensión de un vehículo

Los resortes se deforman una cantidad:

$$\Delta Z = \frac{1}{2} B_R \tan \phi \approx \frac{1}{2} B_R \phi \quad (5. 11)$$

Dicha deformación genera en ellos las fuerzas iguales y de sentido contrario, cuyo momento es:

$$N_\phi = K_S \Delta Z B_R = \frac{1}{2} K_S B_R^2 \phi = K_\phi \phi \quad (5. 12)$$

siendo:

- $K_S$ : Rigidez vertical del resorte equivalente
- $K_\phi$ : Rigidez de balanceo de la suspensión del eje



En el caso de que exista barra estabilizadora en el eje considerado, la rigidez de balanceo de dicha barra se sumará a la rigidez  $K_{\phi}$ .

El centro de balanceo es un punto ideal en el cual, de ser aplicada la fuerza lateral  $F_y$ , no se produciría balanceo de la masa suspendida. Los centros de balanceo de ambos ejes definen el eje de balanceo de la masa suspendida y será, respecto a ese eje, donde se producirá el movimiento de la masa suspendida cuando ésta esté sometida exclusivamente al momento de balanceo.

La transferencia de esfuerzos entre la masa suspendida y no suspendida, correspondiente a cada eje, puede calcularse considerando aplicados en el centro de balanceo la fuerza lateral  $F_y$  y el momento de balanceo calculado anteriormente. Ambas son causas de la transferencia de carga  $\Delta F_z$  entre las ruedas. Tomando momentos respecto al punto medio de la proyección del eje sobre la superficie de rodadura:

$$(F_{ze} - F_{zi}) \frac{B}{2} = F_y h_b + K_{\phi} \phi \quad (5. 13)$$

$$2 \Delta F_z = \frac{2 (F_y h_b + K_{\phi} \phi)}{B} \quad (5. 14)$$

La transferencia de carga depende, como se deduce de la ecuación anterior, de la fuerza lateral aplicable a cada eje. Esta fuerza está influenciada por la posición del centro de gravedad, la altura del centro de balanceo y el momento de balanceo que depende de la distribución de rigideces de balanceo entre los ejes.

Si se consideran ambos ejes, como en la figura 5.8 y el eje de balanceo anteriormente definido, se puede calcular el momento de balanceo respecto a dicho eje por la expresión [18]:

$$N_{\phi} = \left( P h_1 \sin \phi + \frac{P}{g} \frac{V^2}{R} h_1 \cos \phi \right) \cos \varepsilon \quad (5. 15)$$

siendo  $h_1$  la distancia en dirección vertical entre el centro de gravedad y el eje de balanceo y  $\varepsilon$  el ángulo que forma este eje con la superficie de rodadura.

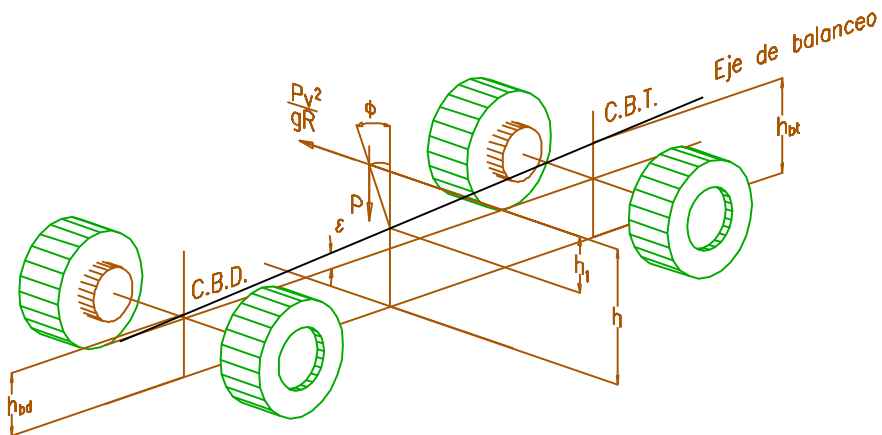


Figura 5. 8. Posición del centro de balanceo

Considerando en la expresión del momento de balanceo pequeños valores de  $\phi$  y  $\varepsilon$ , se obtiene:

$$N_{\phi} \approx P h_1 \left( \phi + \frac{V^2}{g R} \right) \quad (5. 16)$$

Por otra parte, considerando que las rigideces de balanceo en los ejes delantero y trasero son  $K_{\phi d}$  y  $K_{\phi t}$  respectivamente:

$$N_{\phi} = N_{\phi d} + N_{\phi t} = (K_{\phi d} + K_{\phi t}) \phi \quad (5. 17)$$

Igualando las expresiones del momento de balanceo y despejando  $\phi$ :

$$\phi = \frac{P h_1 \frac{V^2}{g R}}{K_{\phi d} + K_{\phi t} - P h_1} \quad (5. 18)$$

$$R_{\phi} = \frac{d\phi}{da_y} = \frac{d\phi}{d\left(\frac{V^2}{g R}\right)} = \frac{P h_1}{K_{\phi d} + K_{\phi t} - P h_1} \quad (5. 19)$$

$R_\phi$  se denomina *relación de balanceo* y expresa la variación del ángulo de balanceo con la aceleración lateral en unidades de  $g$ . Este parámetro adquiere normalmente valores comprendidos entre 3 y 7 grados/ $g$  para vehículos turismo.

Conocido  $\phi$ , se obtiene los momentos de balanceo para cada eje:

$$N_{\phi d} = K_{\phi d} \frac{P h_1 \frac{V^2}{g R}}{K_{\phi d} + K_{\phi t} - P h_1} + P_d h_{bd} \frac{V^2}{g R} = \Delta F_{zd} B_d \quad (5. 20)$$

$$N_{\phi t} = K_{\phi t} \frac{P h_1 \frac{V^2}{g R}}{K_{\phi d} + K_{\phi t} - P h_1} + P_t h_{bt} \frac{V^2}{g R} = \Delta F_{zt} B_t \quad (5. 21)$$

Siendo  $\Delta F_{zd}$  y  $\Delta F_{zt}$  las cargas transferidas desde las ruedas interiores a las exteriores en los ejes delantero y trasero, respectivamente.

Si  $N_{\phi d} > N_{\phi t}$  la influencia de la transferencia de carga sobre las ruedas delanteras será superior a las traseras en lo que se refiere a la reducción de  $K_{\phi d}$  y  $K_{\phi t}$ , lo cual tenderá a modificar el comportamiento virador hacia el sobrevirador. Por otra parte, dado que se tiende a instalar en el eje delantero suspensiones con menor rigidez vertical, por razones de confort, es necesario instalar una barra estabilizadora delante, con el objeto de incrementar  $K_{\phi d}$  y, por tanto,  $N_{\phi d}$ . Si se desea instalar una barra estabilizadora en el eje trasero para reducir  $\phi$ , la rigidez de la barra delantera deberá ser superior para lograr el efecto deseado en el reparto de  $N_{\phi d}/N_{\phi t}$  y evitar un comportamiento sobrevirador indeseado.

### 5.1.2.1 Posición del centro de balanceo

La posición del centro de balanceo de la suspensión depende de la cinemática de los ejes y de la rigidez de balanceo correspondiente, por lo tanto, su posición se modifica con la inclinación de la estructura. La posición del centro de balanceo se muestra en la Figura 5.9 y se determina por la distancia,  $b$ , al plano longitudinal medio del vehículo y por la distancia del centro de balanceo al eje de la rueda,  $k$ . La separación entre fuelles neumáticos de un mismo eje viene dada por  $B_R$  y el ancho de vía por  $B$ . El valor del parámetro  $k$  depende de la cinemática de la suspensión y el valor de  $b$  viene

determinado por la relación entre las de las rigideces de cada uno de los fuelles neumáticos,  $c_e/c_i$ , que se modifican con el ángulo de inclinación de la masa suspendida.

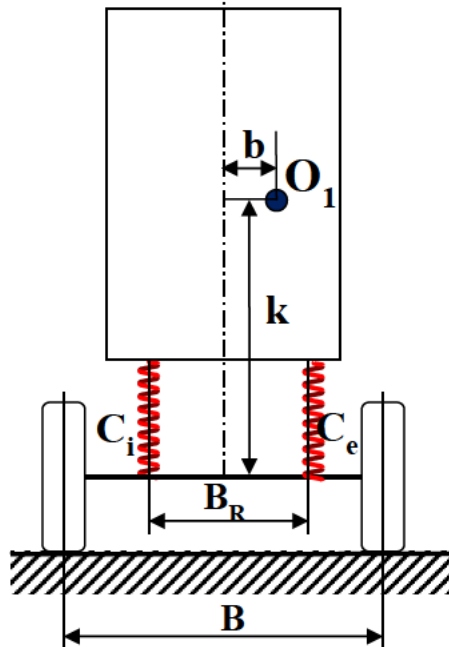


Figura 5. 9. Posición del centro de balanceo

Si la suspensión es simétrica  $b = 0$ . El centro de balanceo se sitúa en el plano longitudinal medio del vehículo.

Tomando momentos respecto del centro de balanceo:

$$b = \frac{B_R}{2} \frac{\frac{C_e}{C_i} - 1}{\frac{C_e}{C_i} + 1} \quad (5. 22)$$

En el caso de eje rígido (Figura 5.10), guía longitudinal por conductores longitudinales y guía lateral por barra Panhard, la ecuación anterior se transforma en:

$$b = \frac{B_R}{2} \frac{\left(\frac{C_e}{C_i} - 1\right) h_M - B_R \tan \gamma}{\left(\frac{C_e}{C_i} + 1\right) h_M + B_R \tan \gamma} \quad (5.23)$$

siendo  $h_M$  la distancia vertical desde el centro de balanceo al centro de gravedad. Adicionalmente  $k$  sigue la siguiente expresión:

$$k = \left(\frac{B_R}{2} + b\right) \tan \gamma \quad (5.24)$$

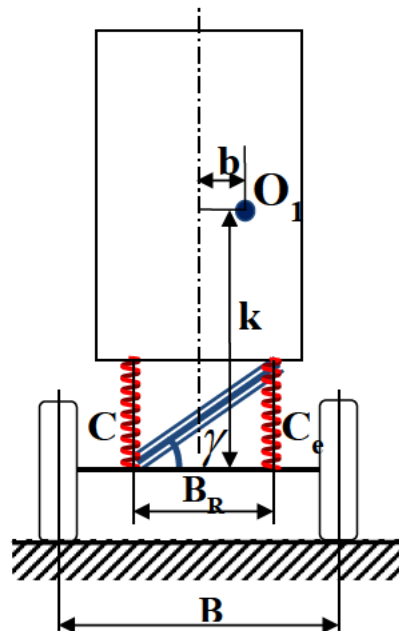


Figura 5. 10. Guía lateral por barra Panhard

### 5.1.3 Efecto del balanceo en el control direccional

Cuando un neumático circula sometido a una fuerza lateral, su movimiento en relación con el suelo sigue una dirección que forma un ángulo con respecto al plano medio de la rueda. A este ángulo se le denomina *ángulo de deriva* ( $\alpha$ ) (Figura 5.11).

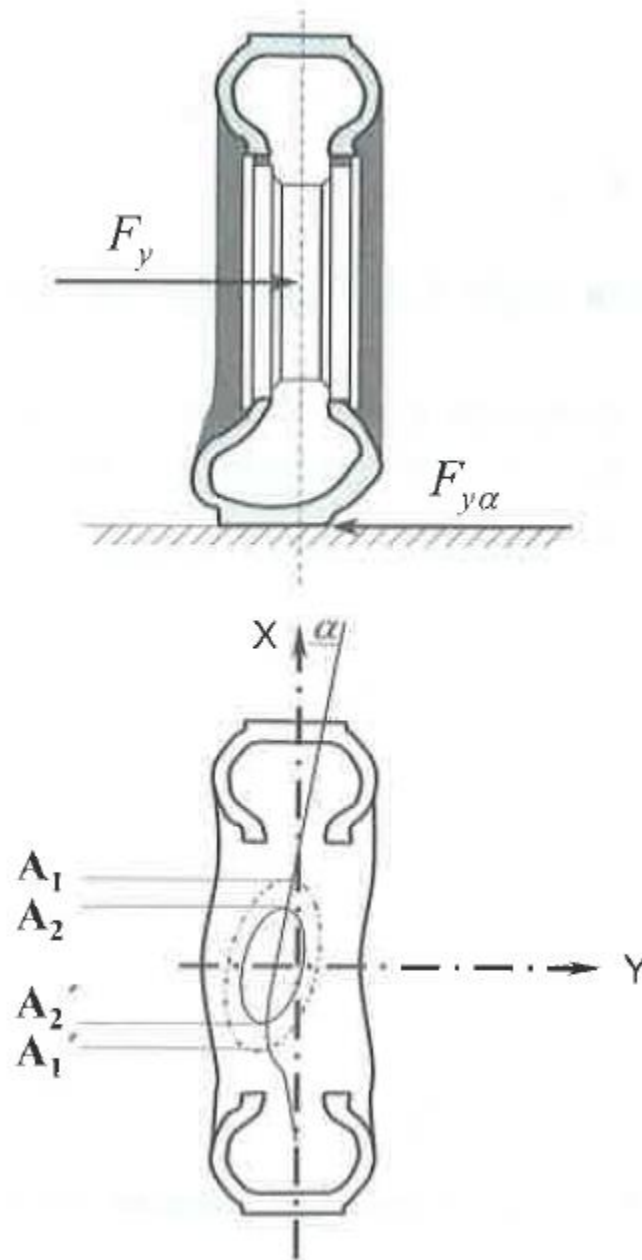


Figura 5. 11. Neumático sometido a esfuerzo laterales ( $F_y$ )

Un parámetro importante para predecir el comportamiento transversal del neumático es la pendiente de la curva fuerza transversal - ángulo de deriva. Esta pendiente, evaluada para un ángulo de deriva nulo, es lo que se conoce como *rigidez de deriva del neumático*, calculada según la expresión:

$$K_\alpha = \frac{dF_y}{d\alpha} \quad (5. 25)$$

Conocidos los momentos de balanceo en ambos ejes y la transferencia de cargas entre sus ruedas, se podrían determinar los nuevos valores de  $K_{ad}$  y  $K_{at}$  recurriendo a las curvas características de los neumáticos  $F_{y\alpha}$  ( $F_z$ ) para  $\alpha = \text{cte}$ . Estas curvas se pueden expresar en forma analítica mediante polinomios de segundos orden o superior como se indica a continuación:

$$F_{y'\alpha} = K_{\alpha'} \alpha = (a F_z - b F_z^2) \alpha \quad (5. 26)$$

siendo  $a$  y  $b$ , coeficientes dimensionales.

Considerando las dos ruedas de un eje:

$$F_{y\alpha} = (a F_{ze} - b F_{ze}^2 + a F_{zi} - b F_{zi}^2) \alpha \quad (5. 27)$$

y dado que:

$$F_{zi} = F_z - \Delta F_z \quad (5. 28)$$

$$F_{ze} = F_z + \Delta F_z \quad (5. 29)$$

Resulta:

$$F_{y\alpha} = [a(F_z + \Delta F_z) - b(F_z + \Delta F_z)^2 + a(F_z - \Delta F_z) - b(F_z - \Delta F_z)^2] \alpha \quad (5. 30)$$

$$F_{y\alpha} = (2 a F_z - 2 b F_z^2 - 2 b \Delta F_z^2) \alpha \quad (5. 31)$$

En la ecuación anterior los dos primeros términos del paréntesis representan la suma de las rigideces de ambos neumáticos sometidos cada uno a la carga estática  $F_z$ , es decir,  $K_\alpha$ , por lo tanto, la ecuación 5.31 puede expresarse por:

$$F_{y\alpha} = (K_\alpha - 2 b \Delta F_z^2) \alpha \quad (5. 32)$$

y para ambos ejes puede indicarse::

$$F_{y\alpha d} = (K_{\alpha d} - 2 b \Delta F_{zd}^2) \alpha_d = \frac{P_d V^2}{g R} = F_{yd} \quad (5. 33)$$

$$F_{y\alpha t} = (K_{\alpha t} - 2 b \Delta F_{zt}^2) \alpha_t = \frac{P_t V^2}{g R} = F_{yt} \quad (5. 34)$$

de donde:

$$\alpha_d = \frac{\frac{P_d V^2}{g R}}{K_{\alpha d} - 2 b \Delta F_{zd}^2} \quad (5. 35)$$

$$\alpha_t = \frac{\frac{P_t V^2}{g R}}{K_{\alpha t} - 2 b \Delta F_{zt}^2} \quad (5. 36)$$



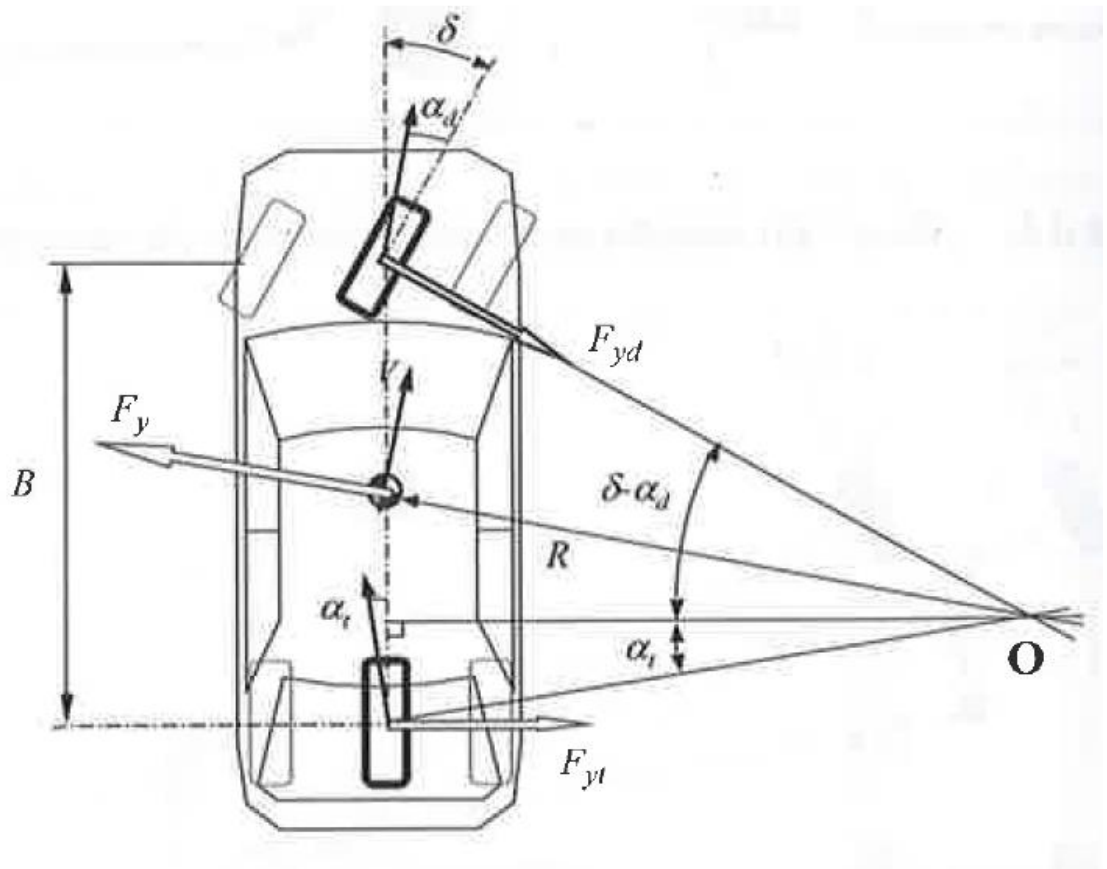


Figura 5. 12. Coeficiente de viraje

Según se deduce de la figura 5.12 la expresión del ángulo de guiado o giro de la dirección,  $\delta$ , es:

$$\delta = \frac{B}{R} + \alpha_d - \alpha_t \quad (5.37)$$

y sustituyendo en la ecuación 5.37 los valores de  $\alpha_d$  y  $\alpha_t$  de las ecuaciones 5.35 y 5.36 se obtiene:

$$\delta = \frac{B}{R} + \left( \frac{P_d}{K_{\alpha d} - 2 b \Delta F_{zd}^2} - \frac{P_t}{K_{\alpha t} - 2 b \Delta F_{zt}^2} \right) \quad (5.38)$$

Considerando que:

$$K_{\alpha} \gg 2 b \Delta F_z^2 \quad (5.39)$$

puede aceptarse:

$$\frac{1}{K_{\alpha} - 2 b \Delta F_z^2} = \frac{1}{K_{\alpha} \left(1 - \frac{2 b \Delta F_z^2}{K_{\alpha}}\right)} \approx \frac{1}{K_{\alpha}} \left(1 + \frac{2 b \Delta F_z^2}{K_{\alpha}}\right) \quad (5.40)$$

Sustituyendo la expresión anterior, ecuación 5.40, en la expresión del ángulo de giro de la dirección, ecuación 5.38, se obtiene:

$$\delta = \frac{B}{R} + \left( \frac{P_d}{K_{\alpha d}} - \frac{P_t}{K_{\alpha t}} + \frac{P_d 2 b \Delta F_{zd}^2}{K_{\alpha d}^2} - \frac{P_t 2 b \Delta F_{zt}^2}{K_{\alpha t}^2} \right) \frac{V^2}{g R} \quad (5.41)$$

$$\delta = \frac{B}{R} + (L_{sv} + K_{sb}) \frac{V^2}{g R} \quad (5.42)$$

siendo:

$$L_{sv} = \frac{P_d}{K_{\alpha d}} - \frac{P_t}{K_{\alpha t}} \quad (5.43)$$

$$K_{sb} = \frac{2 P_d b \Delta F_{zd}^2}{K_{\alpha d}^2} - \frac{2 P_t b \Delta F_{zt}^2}{K_{\alpha t}^2} \quad (5.44)$$

Representando  $L_{sv}$  el coeficiente de viraje y  $K_{sb}$  el coeficiente de viraje debido al balanceo. Puesto que todas las variables son positivas, el primer sumando del segundo miembro, correspondiente al eje delantero tiene siempre efecto subvirador, mientras que el correspondiente a las ruedas traseras lo tiene sobrevirador. El efecto global depende de la relación  $\Delta F_{zd}/\Delta F_{zt}$  y ésta de  $K_{\phi d}/K_{\phi t}$  como se indicó anteriormente. Esta relación será función del diseño total del vehículo, influyendo decisivamente los sistemas de suspensión, la dirección y los neumáticos. Se puede diseñar vehículos en los que el ángulo de guiado,  $\delta$ , se reduzca ligeramente (efecto subvirador) bajo la influencia del balanceo de la carrocería. De esta forma se disminuye la tendencia a sobrevirar del autobús y se mejora la estabilidad. Los ejes traseros de los vehículos tienden a sobrevirar debido a las fuerzas laterales, pudiendo alcanzarse situaciones de deslizamiento (derrapaje). Para compensar este efecto y conseguir vehículos neutros,

se diseñan suspensiones traseras que permiten guiar cada rueda en función del balanceo de la carrocería.

#### 5.1.4 Ángulo girado por la masa suspendida

La inclinación de la masa suspendida del autobús (caja),  $\phi$ , debido a la acción de una aceleración lateral se muestra en la Figura 5.13.

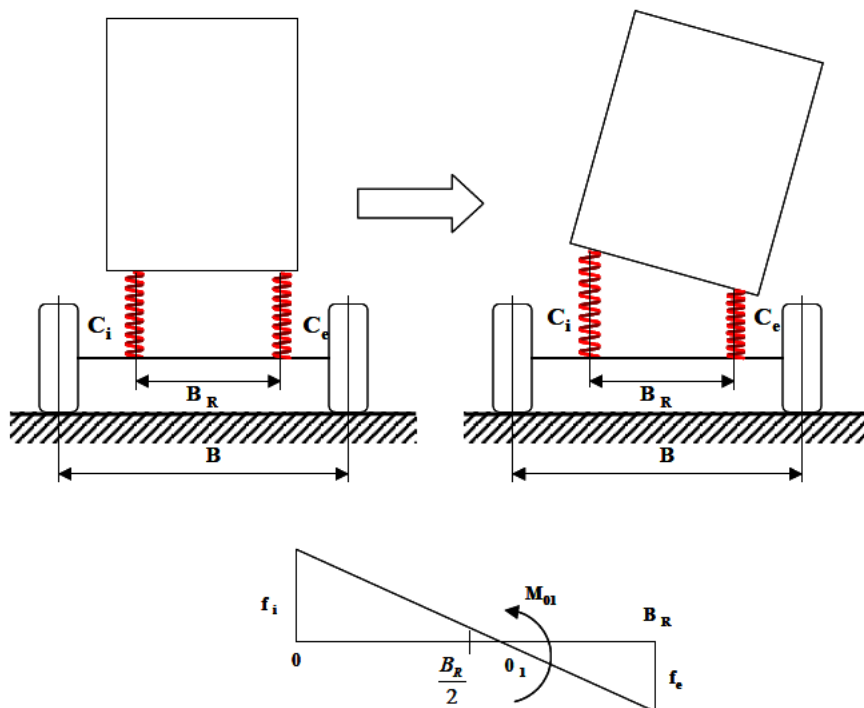


Figura 5. 13. Determinación del ángulo girado por la caja

Esta inclinación,  $\phi$ , se puede determinar gráficamente a partir de las curvas de rigidez de cada uno de los fuelles neumáticos que soportan la masa suspendida sobre el mismo eje, tal y como se observa en la Figura 5.14, donde se representa el giro del bastidor respecto al centro de balanceo de la masa suspendida,  $O_1$ .

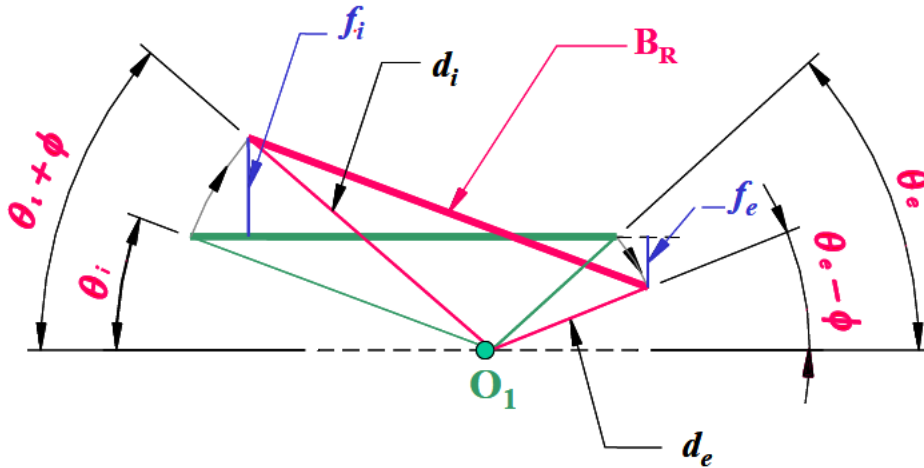


Figura 5. 14. Determinación del ángulo girado por la caja. Parámetros

Los parámetros que aparecen en la Figura 5.14 son:

- $f_i$ : distancia vertical que se alarga el fuele del lado interior de la curva (considerando al expandir que los desplazamientos positivos).
- $f_e$ : distancia vertical que se acorta el fuele del lado exterior de la curva (considerando al comprimir que los desplazamientos son negativos).
- $\theta_i$ : ángulo que fija la posición del extremo superior del fuele del lado interno de la curva.
- $\theta_e$ : ángulo que fija la posición del extremo superior del fuele del lado externo de la curva.
- $d_i$ : radio vector que une el centro de balanceo  $O_1$ , con el extremo superior del fuele interno.
- $D_e$ : radio vector que une el centro de balanceo  $O_1$ , con el extremo superior del fuele externo.

Las expresiones de estos parámetros son, según se observa en la Figura 5.14:

$$\tan \phi = \frac{f_i - f_e}{B_R} \quad (5.45)$$

$$f_i = d_i [\text{sen}(\theta_i + \phi) - \text{sen} \theta_i] \quad (5.46)$$

$$f_e = d_e [\text{sen}(\theta_e - \phi) - \text{sen } \theta_e] \quad (5. 47)$$

### 5.1.5 Momento de reacción de la suspensión

A partir de las posiciones de los extremos de los fuelles neumáticos respecto al centro de balanceo se puede determinar el momento de reacción de la suspensión.

El par de reacción, que los fuelles neumáticos ejercen al girar la caja un determinado ángulo  $\phi$ , es:

$$N_{01} = -F_i d_i \cos(\theta_i + \phi) + F_e d_e \cos(\theta_e - \phi) + \frac{G I_0 l}{L^2} \phi \quad (5. 48)$$

Con objeto de incrementar la rigidez a balanceo se ha considerado que en el autobús se instala una **barra estabilizadora en el eje delantero**, que incrementa el par de reacción en función del ángulo de balanceo del autobús en un valor de:

$$\frac{G I_0 l}{L^2} \phi \quad (5. 49)$$

Siendo  $l$  la longitud activa de la barra estabilizadora,  $L$  la longitud de cada uno de los brazos que unen la misma con la masa no suspendida,  $G$  el módulo de elasticidad a torsión (Pa) e  $I_0$  el momento polar de inercia ( $m^4$ ).

### 5.1.6 Rigidez a balanceo de la suspensión

Una vez determinado el momento de reacción de la suspensión sobre la masa suspendida cuando ésta gira un ángulo  $\phi$ , la rigidez de balanceo del conjunto se determina mediante la expresión:

$$K_B = \frac{N_{01}}{\phi} = \frac{-F_i d_i \cos(\theta_i + \phi) + F_e d_e \cos(\theta_e - \phi)}{\phi} + \frac{G I_0 l}{L^2} \quad (5. 50)$$

Considerando el vehículo completo se conocerá la rigidez total de balanceo del sistema de suspensión del vehículo.

### 5.1.7 Torsión de la estructura

El ángulo girado por torsión de la estructura se determina mediante la ecuación:

$$\varepsilon = \frac{N_T}{K_T} \quad (5. 51)$$

siendo:

- $N_T$ : momento de torsión.
- $K_T$ : rigidez a torsión de la estructura.

Tal y como se describe en el capítulo 6, se supone que la estructura del autobús está fijada en sus ejes y sobre ella actúa, como momento de torsión, la diferencia de los momentos de reacción en ambos ejes debidos a la rigidez de balanceo. Hay que considerar que la caja no torsiona alrededor del eje central, sino alrededor de un eje de giro situado fuera de éste, como consecuencia de que la distribución de masa varía a lo largo de la longitud del autobús. Se trata de una sollicitación combinada, consistente en una flexión alrededor del eje vertical y una torsión, debido a que el eje de simetría del autobús y el eje de giro sobre el que torsiona no son paralelos. Por otro lado, no puede suponerse que el momento torsor sea constante.

Por tanto, en el modelo teórico se considera la existencia de un momento torsor, que reacciona contra la masa no suspendida, variando con esto el empuje vertical que las ruedas ejercen sobre la calzada.

## 5.2 Planteamiento del modelo matemático

Una vez analizados los principales parámetros que afectan a la estabilidad lateral de un autobús, se plantea un modelo matemático que permite calcular los momentos y ángulos de balanceo y, si se requiere, el límite o umbral de vuelco de un autobús. En el planteamiento de las ecuaciones representativas de dicho modelo se han considerado los siguientes aspectos:

1. El vehículo se considera como un sistema espacial, con el fin de poder evaluar el posible despegue prematuro de una de las ruedas de uno de los ejes antes de producirse el vuelco.

2. El centro de gravedad y el de balanceo se encuentran alejados del plano longitudinal medio del autobús.
3. Se tiene en cuenta la torsión de la estructura, dado que existe un par torsor que se opone al vuelco del vehículo.
4. La suspensión del autobús tiene características no lineales (suspensión neumática).
5. Se tiene en cuenta la presencia de barras estabilizadoras.
6. Se considera la rigidez lateral y radial de los neumáticos.
7. Se supone variable la posición del centro de balanceo.

Los parámetros, que se emplean en el modelo, se muestran en la Figura 5.15 y son:

- $O_1$ : Centro de balanceo de la masa suspendida.
- $O_2$ : Centro de balanceo de la masa no suspendida. Prácticamente se corresponde con el punto medio de las áreas de contacto de los neumáticos con el suelo.

**Los datos geométricos del autobús son:**

- $B$ : ancho de vía.
- $h_M$ : distancia vertical que separa el centro de gravedad del de balanceo  $O_1$ .
- $b_G$ : distancia horizontal del centro de gravedad al plano longitudinal medio del autobús.
- $b$ : distancia horizontal del centro de balanceo  $O_1$  al plano longitudinal medio del autobús.
- $k$ : distancia vertical del centro de balanceo  $O_1$  sobre el eje de las ruedas del autobús.  $k$  toma valores negativos cuando  $O_1$  se encuentra por debajo del eje de las ruedas.
- $B_R$ : separación entre fuelles neumáticos.
- $h_{dis}$ : altura nominal de trabajo del fuelle neumático.
- $S$ : peso de la masa suspendida.

- A: peso de la masa no suspendida.
- r: radio del neumático.
- $K_L$ : rigidez lateral del neumático.
- $K_R$ : rigidez radial del neumático.

### **Los parámetros asociados al balanceo del autobús son:**

- $N_{O1}$ : momento de reacción que ejerce la suspensión sobre la caja del vehículo.
- $N_{O2}$ : momento de balanceo en las ruedas, o momento de reacción que ejercen los neumáticos.
- $\rho$ : ángulo de balanceo de la masa no suspendida respecto a la horizontal.
- $\phi$ : ángulo de balanceo relativo de la masa suspendida respecto a la no suspendida.
- q: aceleración lateral, expresada en g.
- $N_T$ : momento de torsión de la estructura.



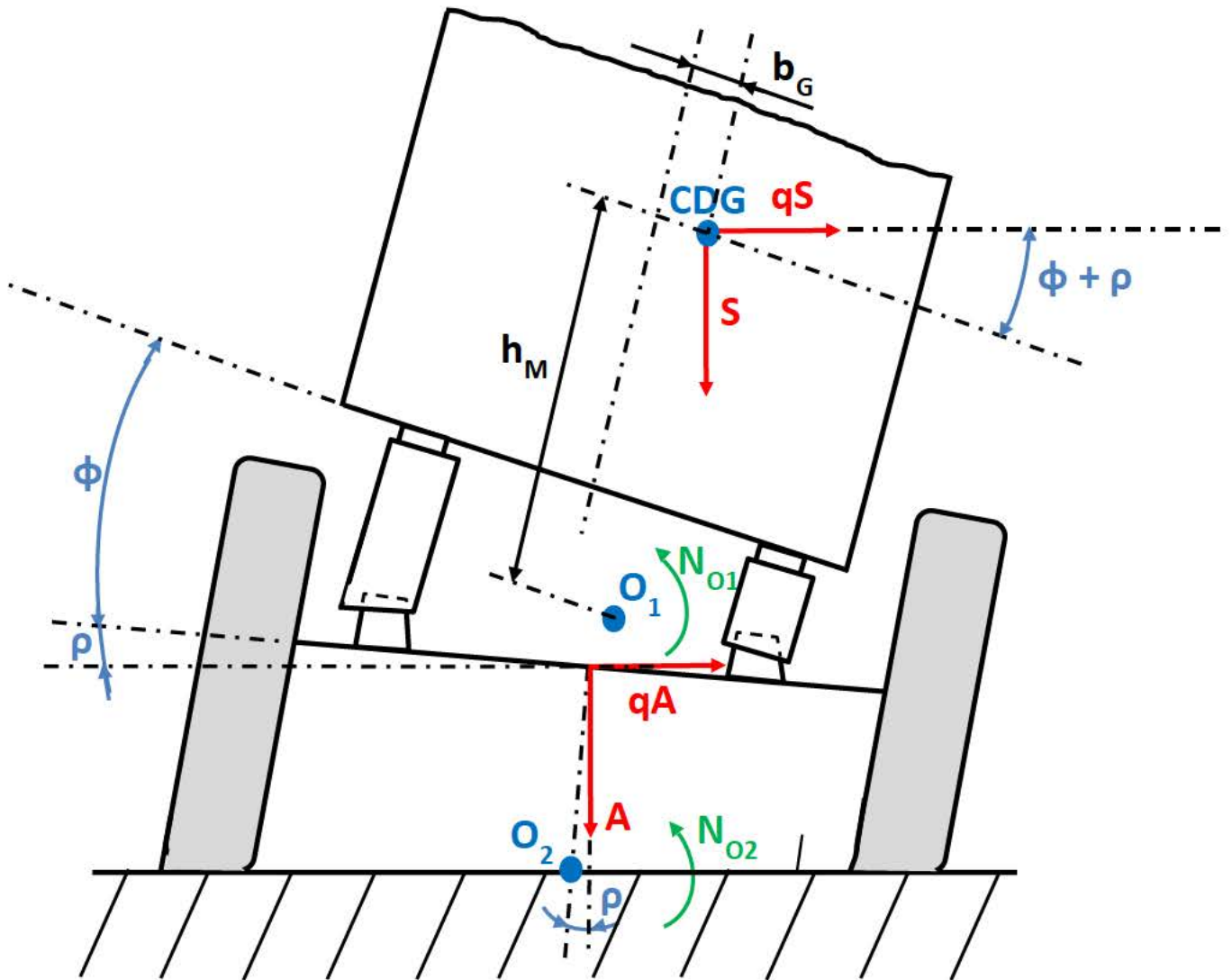


Figura 5. 15. Parámetros considerados en el modelo matemático

Además de los parámetros anteriores, los que definen la posición de la parte inferior de la masa suspendida del vehículo, respecto al centro de balanceo  $O_1$  se muestran en la Figura 5.16.

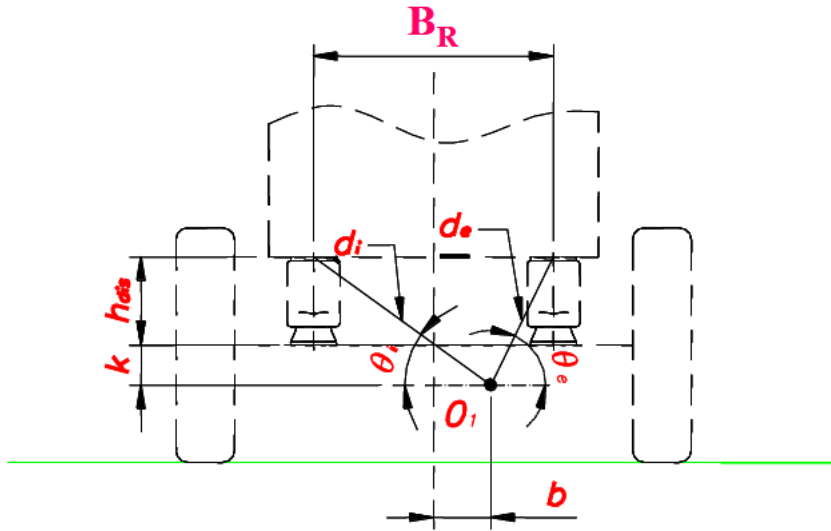


Figura 5. 16. Localización masa suspendida respecto al centro balanceo  $O_1$

Las expresiones de estos parámetros son según se observa en la Figura 5.16:

$$\theta_i = a \tan \left( \frac{h_{dis} - k}{\frac{1}{2} B_R + b} \right) \quad (5. 52)$$

$$\theta_e = a \tan \left( \frac{h_{dis} - k}{\frac{1}{2} B_R - b} \right) \quad (5. 53)$$

$$d_i = \frac{\frac{1}{2} B_R + b}{\cos \theta_i} \quad (5. 54)$$

$$d_e = \frac{\frac{1}{2} B_R - b}{\cos \theta_e} \quad (5. 55)$$

En las ecuaciones 5.52 y 5.53,  $k$  toma valores negativos cuando  $O_1$  se encuentra por debajo del eje de las ruedas.

Del equilibrio de momentos respecto del centro de balanceo de la masa suspendida, en el caso de que todas las ruedas estén apoyadas sobre el suelo, se tiene para cada eje, según Figura 5.15:

$$N_{O1} = q S [ \cos (\rho + \phi) h_M - \operatorname{sen} (\rho + \phi)(b_G - b) ] + S [ \cos (\rho + \phi)(b_G - b) + \operatorname{sen} (\rho + \phi) h_M ] + N_T \quad (5. 56)$$

La contribución al momento de reacción de la suspensión,  $N_{O1}$ , por parte del otro eje, queda definida por el momento torsor  $N_T$ :

$$N_T = K_T \varepsilon \quad (5. 57)$$

$$N_T = K_T [(\rho_2 + \phi_2) - (\rho + \phi)] \quad (5. 58)$$

donde el giro total de la sección de la caja, correspondiente al otro eje, viene representado por  $(\rho_2 + \phi_2)$ .

La expresión del momento de reacción de la suspensión se puede particularizar tanto para el eje delantero (subíndice  $D$ ) como para el eje trasero (subíndice  $T$ ):

$$N_{O1D} = q S_D [ \cos (\rho_D + \phi_D) h_{MD} - \operatorname{sen} (\rho_D + \phi_D) (b_{GD} - b_D) ] + S_D [ \cos (\rho_D + \phi_D) (b_{GD} - b_D) + \operatorname{sen} (\rho_D + \phi_D) h_{MD} ] + N_T \quad (5. 59)$$

$$N_{O1T} = q S_T [ \cos (\rho_T + \phi_T) h_{MT} - \operatorname{sen} (\rho_T + \phi_T) (b_{GT} - b_T) ] + S_T [ \cos (\rho_T + \phi_T) (b_{GT} - b_T) + \operatorname{sen} (\rho_T + \phi_T) h_{MT} ] - N_T \quad (5. 60)$$

En las ecuaciones anteriores se observa que, por acción y reacción, el momento de torsión está afectado con distinto signo en ambas expresiones.

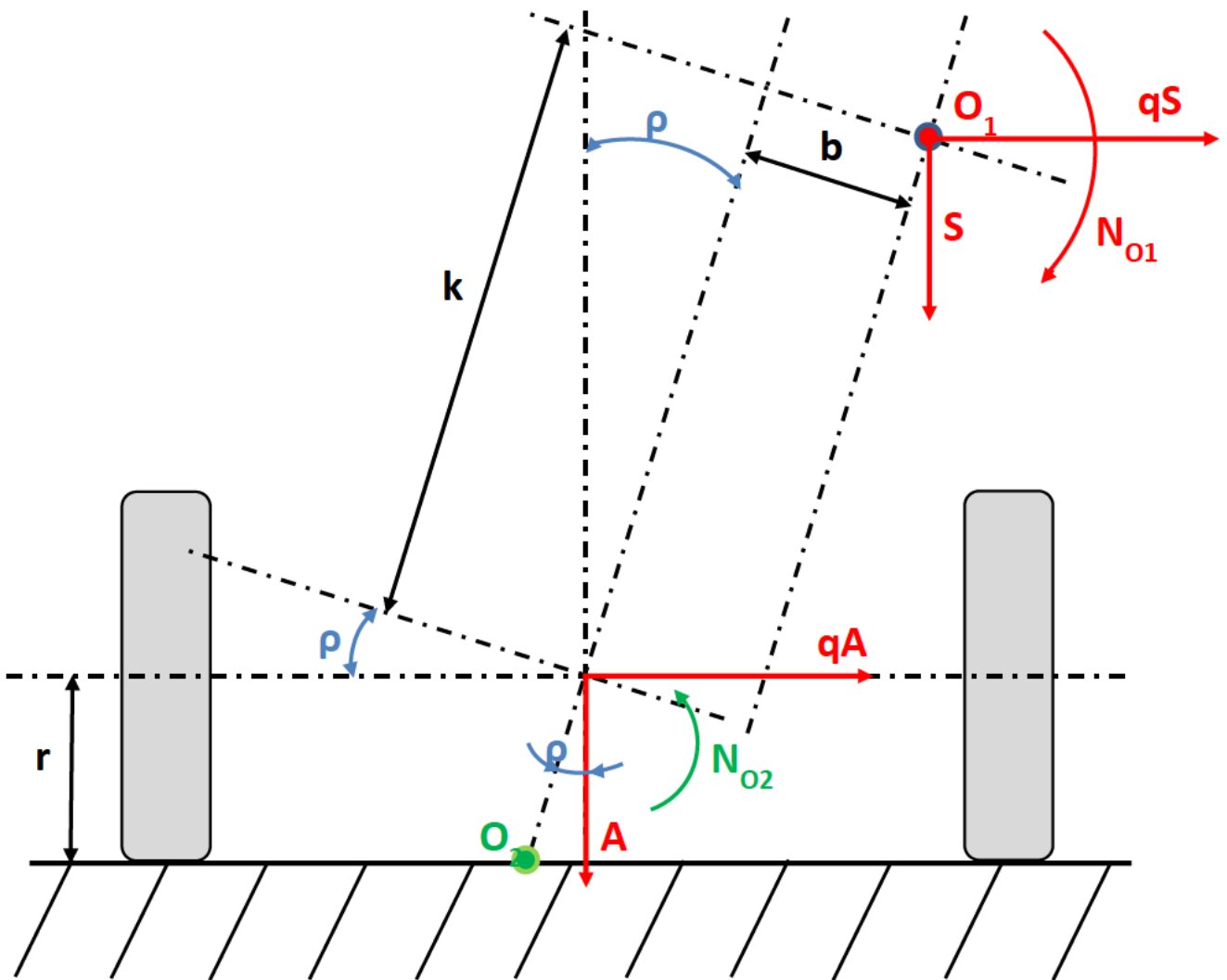


Figura 5. 17.  $N_{O2}$  momento de reacción que ejercen los neumáticos

La traslación de las sollicitaciones, del peso de la masa suspendida S y su fuerza lateral qS, al centro de balanceo O<sub>1</sub>, implica considerar el momento de balanceo N<sub>O<sub>1</sub></sub> calculado anteriormente.

Tomando momentos respecto del centro de balanceo de la masa no suspendida O<sub>2</sub>, Figura 5.17, se calcula el momento de acción del balanceo de las ruedas contra el suelo, N<sub>O<sub>2</sub></sub>.

$$N_{O_2} = (\text{sen } \rho + q \cos \rho)[A r \cos \rho + S (k + r \cos \rho)] + S b (\cos \rho - q \text{sen } \rho) + N_{O_1} \quad (5. 61)$$

El anterior momento de acción tiene su reacción en la rigidez al balanceo de los neumáticos según la siguiente expresión, ecuación 5.62.

$$N_{O_2} = \rho K_\rho \quad (5. 62)$$

Siendo K<sub>ρ</sub> la *rigidez de balanceo* de los neumáticos:

$$K_\rho = \frac{1}{2} K_R B^2 \quad (5. 63)$$

y:

- K<sub>R</sub>: rigidez radial de los neumáticos
- B: ancho de vía del autobús

Por tanto, el momento de reacción que ejercen los neumáticos es:

$$N_{O_2} = \frac{1}{2} K_R B^2 \rho \quad (5. 64)$$

Si se particulariza para el eje delantero y el trasero la ecuación que representa el equilibrio de momentos respecto del punto O<sub>2</sub> es:

$$N_{O_{2D}} = (\text{sen } \rho_D + q \cos \rho_D)[A_D r \cos \rho_D + S_D (k_D + r \cos \rho_D)] + S_D b_D (\cos \rho_D - q \text{sen } \rho_D) + N_{O_{1D}} \quad (5. 65)$$

$$N_{O2T} = (\text{sen } \rho_T + q \cos \rho_T)[A_T r \cos \rho_T + S_T (k_T + r \cos \rho_T)] \\ + S_T b_T (\cos \rho_T - q \text{sen } \rho_T) + N_{O1T} \quad (5.66)$$

### 5.2.1 Ecuaciones representativas

Finalmente, y basándose en el planteamiento propuesto anteriormente, se obtiene un sistema de ecuaciones que representan la dinámica de balanceo del autobús:

$$f_{iD} = d_{iD} [\text{sen } (\theta_{iD} + \phi_D) - \text{sen } \theta_{iD}] \quad (5.67)$$

$$f_{eD} = d_{eD} [\text{sen } (\theta_{eD} - \phi_D) - \text{sen } \theta_{eD}] \quad (5.68)$$

$$N_{O1D} = -F_{iD} d_{iD} \cos (\theta_{iD} + \phi_D) + F_{eD} d_{eD} \cos (\theta_{eD} - \phi_D) + \frac{G I_0 l}{L^2} \phi_D \quad (5.69)$$

$$N_{O1D} = q S_D [\cos (\rho_D + \phi_D) h_{MD} - \text{sen } (\rho_D + \phi_D) (b_{GD} - b_D)] \\ + S_D [\cos (\rho_D + \phi_D) (b_{GD} - b_D) + \text{sen } (\rho_D + \phi_D) h_{MD}] \\ + K_T [(\rho_T + \phi_T) - (\rho_D + \theta_D)] \quad (5.70)$$

$$N_{O2D} = \frac{1}{2} K_R B^2 \rho_D \quad (5.71)$$

$$N_{O2D} = (\text{sen } \rho_D + q \cos \rho_D)[A_D r_D \cos \rho_D + S_D (k_D + r_D \cos \rho_D)] \\ + S_D b_D (\cos \rho_D - q \text{sen } \rho_D) + N_{O1D} \quad (5.72)$$

$$f_{iT} = d_{iT} [\text{sen } (\theta_{iT} + \phi_T) - \text{sen } \theta_{iT}] \quad (5.73)$$

$$f_{eT} = d_{eT} [\text{sen } (\theta_{eT} - \phi_T) - \text{sen } \theta_{eT}] \quad (5.74)$$

$$N_{O1T} = -F_{iT} d_{iT} \cos (\theta_{iT} + \phi_T) + F_{eT} d_{eT} \cos (\theta_{eT} - \phi_T) \quad (5.75)$$

$$\begin{aligned}
 N_{O1T} = & q S_T [\cos (\rho_T + \phi_T) h_{MT} - \operatorname{sen} (\rho_T + \phi_T) (b_{GT} - b_T)] \\
 & + S_T [\cos (\rho_T + \phi_T) (b_{GT} - b_T) + \operatorname{sen} (\rho_T + \phi_T) h_{MT}] \\
 & + K_T[(\rho_D + \phi_D) - (\rho_T + \theta_T)]
 \end{aligned} \tag{5. 76}$$

$$N_{O2T} = \frac{1}{2} K_R B^2 \rho_T \tag{5. 77}$$

$$\begin{aligned}
 N_{O2T} = & (\operatorname{sen} \rho_T + q \cos \rho_T)[A_T r_T \cos \rho_T + S_T(K_T + r_T \cos \rho_T)] \\
 & + S_T b_T(\cos \rho_T - q \operatorname{sen} \rho_T) + N_{O1T}
 \end{aligned} \tag{5. 78}$$

En general, las incógnitas a resolver de este sistema son las siguientes:

$$f_{iD}, f_{eD}, \rho_D, \phi_D, N_{O1D}, N_{O2D}, f_{iT}, f_{eT}, \rho_T, \phi_T, N_{O1T}, N_{O2T}$$

Las fuerzas de reacción de la suspensión  $F_i$  y  $F_e$  son función respectivamente de los desplazamientos  $f_i$  y  $f_e$ . Calculándose mediante polinomios de ajuste que representan la fuerza que ejerce el fuelle en función de su altura.

La aceleración lateral  $q$  sigue la expresión:

$$q = \frac{\text{velocidad\_autobús}^2}{g \cdot \text{radio\_curva}} \tag{5. 79}$$

Si se desea determinar el umbral de vuelco del vehículo, es decir, la aceleración lateral  $q$  para la que toda la carga se transfiere a la rueda exterior de un eje, se ha de sustituir, en el sistema de ecuaciones anterior, la ecuación 5.79 por la siguiente expresión:

$$N_{O2} = (S + A) \left[ \frac{B}{2} - \frac{(S + A) q}{Z K_l} \right] \tag{5. 80}$$

Siendo  $K_l$  la rigidez lateral del neumático y  $Z$  el número de neumáticos a cada extremo del eje (uno o dos).

Esta ecuación se particulariza para cada eje y, calculado en ambos el valor de  $q$ , el menor de los dos valores nos indicará que eje despega primero. En la práctica es el eje trasero el que despega primero dado que soporta masas superiores, al alojarse en la parte posterior el motor del vehículo, y el centro de gravedad es más elevado.

El conjunto de ecuaciones anteriores forma un sistema no lineal, que no tiene resolución inmediata, y que por tanto implica métodos iterativos para alcanzar una solución. Esta aproximación no resultaría práctica para implementarla en el prototipo de electrónica embarcada que se describe en el capítulo 7. Por tanto, se decide asumir las siguientes simplificaciones soportadas por los estudios realizados por V. Díaz [57] y G. Fernández [100]:

- Los ángulos de balanceo son pequeños, y se puede sustituir su función trigonométrica por el primer término de su desarrollo en serie de Taylor:

$$\text{sen } x = \sum_{n=0}^{\infty} \frac{(-1)^n}{(2n+1)!} x^{2n+1} \approx x \quad (5.81)$$

$$\text{cos } x = \sum_{n=0}^{\infty} \frac{(-1)^n}{(2n)!} x^{2n} \approx 1 \quad (5.82)$$

$$\text{tan } x = \sum_{n=1}^{\infty} \frac{B_{2n}(-4)^n(1-4^n)}{(2n)!} x^{2n-1} \approx x \quad (5.83)$$

- La distancia que se alarga el fuelle del lado interior de la curva es igual que la distancia que se acorta el fuelle del lado exterior de la curva:

$$\text{tan } \phi = \frac{f_i - f_e}{B_R} \quad (5.84)$$

$$\phi \approx \frac{2 \cdot f_i}{B_R} \quad (5.85)$$



- Se simplifica el modelo de reacción de la suspensión neumática asumiendo: una rigidez representativa denominada  $K_{muelle}$ , que aporta el mismo par de reacción, y asumiendo que el centro de balanceo  $O_1$  se encuentra localizado en el centro del bastidor inferior de la caja del autobús. Por tanto, las ecuaciones 5.69 y 5.76 se simplifican notablemente, quedando reducida a la siguiente expresión:

$$N_{O1} = K_{muelle} f_i B_R + K_{barra} \phi \quad (5.86)$$

- 

$$(b_G - b) \text{sen}(\rho + \phi) \approx 0 \quad (5.87)$$

Con las simplificaciones anteriormente mencionadas, el sistema de ecuaciones a resolver es el siguiente:

**EJE DELANTERO** (Tiene barra estabilizadora):

$$\phi_D = \frac{2 f_{iD}}{B_R} \quad (5.88)$$

$$N_{O1D} = K_{muelle} f_{iD} B_R + K_{barra} \phi_D \quad (5.89)$$

$$N_{O1D} = q S_D h_{mD} + S_D [(b_G - b) + (\rho_D + \phi_D) h_{mD}] + K_T [(\rho_T + \phi_T) - (\rho_D + \phi_D)] \quad (5.90)$$

$$N_{O2D} = K_\rho \rho_D \quad (5.91)$$

$$N_{O2D} = (\rho_D + q)[A_D r + S_D (k_D + r)] + S_D b + N_{O1D} \quad (5.92)$$

**EJE TRASERO** (No tiene barra estabilizadora):

$$\phi_T = \frac{2 f_{iT}}{B_R} \quad (5.93)$$

$$N_{O1T} = K_{muelle} f_{iT} B_R \quad (5.94)$$

$$N_{O1T} = q S_T h_{mT} + S_T [(b_G - b) + (\rho_T + \phi_T) h_{mT}] + K_T [(\rho_D + \phi_D) - (\rho_T + \phi_T)] \quad (5.95)$$

$$N_{O2T} = K_\rho \rho_T \quad (5.96)$$

$$N_{O2T} = (\rho_T + q) [A_T r + S_T (k_T + r)] + S_T b + N_{O1T} \quad (5.97)$$

**Condición inicial de vuelco, es decir se transfiere toda la carga en el eje trasero a la rueda exterior:**

$$N_{O2T} = (S_T + A_T) \left[ \frac{B}{2} - \frac{(S_T + A_T) q}{Z C_l} \right] \quad (5.98)$$

### 5.2.2 Solución de las ecuaciones

Las ecuaciones simplificadas anteriores se han programado en MATLAB R2016b (Anexo I) obteniéndose, para los datos de entrada recogidos en la Tabla 5.1, los resultados incluidos en la Tabla 5.3.

Tabla 5. 1. Datos de entrada para el caso base

<b>Variables comunes a ambos ejes</b>		
'B'	'Ancho de vía (mm)'	2.100
'Br'	'Separacion entre fuelles neumáticos (mm)'	1.600
'b'	'Distancia horiz. del centro de balanceo O1 al plano long. medio(mm)'	0
'bg'	'Distancia horiz. del centro de gravedad al plano long.medio (mm)'	0
'r'	'radio del neumático (mm)'	500
'Z'	'número de neumáticos a cada extremo del eje'	1
<b>Variables eje delantero</b>		
'Ps'	'Peso masa suspendida (Kg)'	6.000
'hm'	'Distancia vertical desde centro balanceo hasta centro gravedad (mm)'	680
'Pns'	'Peso masa no suspendida (Kg)'	1.000
'k'	'Distancia vert. del centro de balanceo O1 sobre el eje de las ruedas (mm)'	250
<b>Variables eje trasero</b>		
'PsT'	'Peso masa suspendida eje trasero (T)(Kg)'	6.000
'hmT'	'Distancia vertical desde el centro de balanceo hasta centro gravedad(T) (mm)'	1.000
'PnsT'	'Peso masa no suspendida eje trasero (T) (Kg)'	1.000
'kT'	'Distancia vert. del centro de balanceo O1 sobre el eje de la ruedas traseras (T) (mm)'	250
<b>Constantes de rigidez</b>		
'K <sub>muelle</sub> '	'Valor de la cte de rigidez de la suspensión (N/m)'	300.000
'K <sub>barra</sub> '	'Rigidez de la barra estabilizadora (Nm/rad)'	49.027
'K <sub>l</sub> '	'Rigidez lateral del neumático (Kg/mm)'	25
'K <sub>e</sub> '	'Rigidez de los neumáticos al balanceo (Nm/rad)'	1.330.000
'K <sub>T</sub> '	'Rigidez de torsion del autobus(T) (Nm/rad)'	2.332.000

Los datos de entrada considerados en la Tabla 5.1 se corresponden con los valores de dimensiones y masas más habituales en los autobuses. Las constantes de

rigidez se han obtenido con las siguientes expresiones y utilizando los valores de diversas referencias [57, 100, 118]:

- Rigidez de la barra estabilizadora:

$$K_{barra} = \frac{G \pi diam^4 l}{32 L^2} = 49.027 \frac{Nm}{rad} \quad (5. 99)$$

Tabla 5. 2. Rigidez / Barra estabilizadora

l	longitud activa de la barra estabilizadora (m)	0,780
L	longitud de los brazos de la barra estabilizadora (m)	0,240
G	módulo de elasticidad a torsión de la barra (Pa)	8,07*10 <sup>10</sup>
diam	diámetro barra estabilizadora (m)	0,026

- Rigidez radial de los neumáticos  $K_R = 61,5 \text{ kg/mm}$
- Rigidez lateral de los neumáticos  $K_l = 25 \text{ kg/mm}$
- Rigidez de los neumáticos al balanceo:

$$K_\rho = \frac{1}{2} \cdot K_R \cdot 9,81 \cdot 10^3 \cdot B^2 = \frac{1}{2} \cdot 61,5 \cdot 9,81 \cdot 10^3 \cdot 2,1^2$$

$$= 1.330.000 \frac{Nm}{rad} \quad (5. 100)$$

- Rigidez representativa del fuelle neumático,  $K_{muelle} = 300.000 \text{ N/m}$
- Rigidez de torsión del autobús,  $K_T = 40.701 \text{ Nm/grado} = 2.332.000 \text{ Nm/rad}$

Los resultados obtenidos con MATLAB se muestran en la Tabla 5.3, resultando significativo lo siguiente:

- Los ángulos de balanceo obtenidos son lo suficientemente pequeños como para validar la simplificación asumida. Por ejemplo, en el eje trasero  $\Phi_T = 0.097$  radianes, implica que  $\text{sen}\phi = 0,09709 \sim 0,097$ ,  $\text{cos}\phi = 0,99527 \sim 1,0$  y  $\text{tan}\phi = 0,09755 \sim 0,097$ .
- El momento de reacción de la suspensión es del orden de la mitad del que ejercen los neumáticos.
- El ángulo de balanceo del eje trasero es superior en  $0.21^\circ$  al del eje delantero.
- Aunque el ángulo de torsión tiene un valor reducido, de tan sólo  $0,21^\circ$ , gracias a la elevada rigidez considerada, genera un momento de torsión muy elevado, de  $8.610 \text{ Nm}$ , que se opone al despegue del eje trasero. Es decir, la rigidez a torsión del autobús constituye un parámetro de seguridad frente al vuelco ya que se opone al mismo.
- El momento de torsión reduce el momento de vuelco,  $N_{01}$ , que se genera en la rueda trasera por la acción de la aceleración lateral y del desplazamiento del centro de gravedad. Así mismo, por acción y reacción, incrementa el momento de vuelco que se genera en la rueda delantera.

Tabla 5. 3. Solución del caso base

'fi'	'Distancia alargamiento fuelle (mm)'	73,36
'phi'	'Angulo girado por masa suspendida (rad)'	0,092
'rho'	'Angulo girado por eje de ruedas (rad)'	0,055
'N01'	'Momento ejercido por suspension sobre caja (Nm)'	39.711
'N02'	'Momento ejercido por neumaticos (Nm)'	73.327
'fiT'	'Distancia alargamiento fuelle (T)(mm)'	77
'phiT'	'Angulo girado por masa suspendida(T)(rad)'	0,097
'rhoT'	'Angulo girado por eje de ruedas(T)(rad)'	0,053
'N01T'	'Momento ejercido por suspension sobre caja(T)(Nm)'	37.343
'N02T'	'Momento ejercido por neumaticos(T)(Nm)'	70.868
'q'	'Aceleracion lateral (g)'	0,630

### 5.2.3 Análisis de sensibilidad

El sistema de ecuaciones programado con la herramienta MATLAB permite estudiar la sensibilidad de cualquiera de los parámetros recogidos en la tabla de resultados (Tabla 5.3) frente a la variación de los diferentes parámetros recogidos en la tabla con los datos de entrada (Tabla 5.1).

En esta tesis doctoral, como paso inicial y a modo de ejemplo, se analiza la sensibilidad del límite de vuelco ( $q$ ) a la variación de un parámetro individual, dejando para estudios posteriores la posibilidad de realizar un estudio estadístico para la determinación de la función de probabilidad de cada dato de entrada y la combinación aleatoria de los mismos para obtener funciones de probabilidad de la tabla de resultados.

En las siguientes figuras se muestra la sensibilidad del límite de vuelco ( $q$ ) a la variación de los siguientes parámetros:

- $B_R$ : Separación entre fuelles neumáticos (mm). Rango: 500 a 2.000
- $B$ : Ancho de vía (mm) Rango: 1.000 a 4.000
- $h_{mT}$ : Distancia vertical hasta centro gravedad eje trasero (mm): 0 a 3.000
- $k_T$ : Distancia vert. Centro balanceo trasero  $O1$  sobre el eje ruedas (mm): -300 a 500
- $bg$ : Distancia horiz. Centro gravedad al plano long. (mm): -1.000 a 1.000
- $P_{sT}$ : Peso masa suspendida trasera (Kg): 2.000 a 10.000
- $K_T$ : Rigidez de torsión del autobus (Nm/rad): 500.000 a 5.000.000
- $K_Q$ : Rigidez al balanceo del neumático (N/m): 0 a 2.000.000
- $K_i$ : Rigidez lateral del neumático (Kg/mm): 0 a 100
- $K_{muelle}$ : Rigidez de la suspensión (N/m): 100.000 a 1.000.000
- $K_{barra}$ : Rigidez barra estabilizadora (Nm/rad): 0 a 100.000

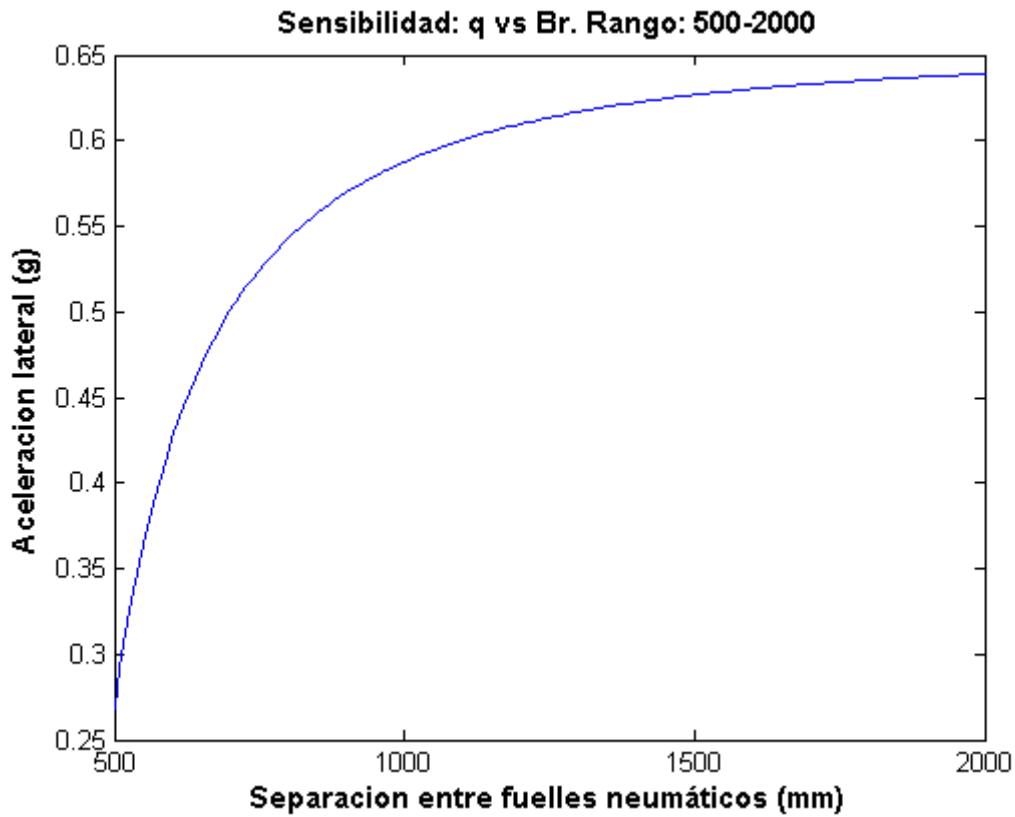


Figura 5. 18. Sensibilidad a la separación entre fueles neumáticos

El incremento de la separación entre los fueles neumáticos produce un incremento de la rigidez de la suspensión, reduciendo el ángulo de balanceo de la caja del autobús e incrementando el factor de estabilidad del vehículo. Por tanto, la aceleración lateral a la que se produce el vuelco es mayor.

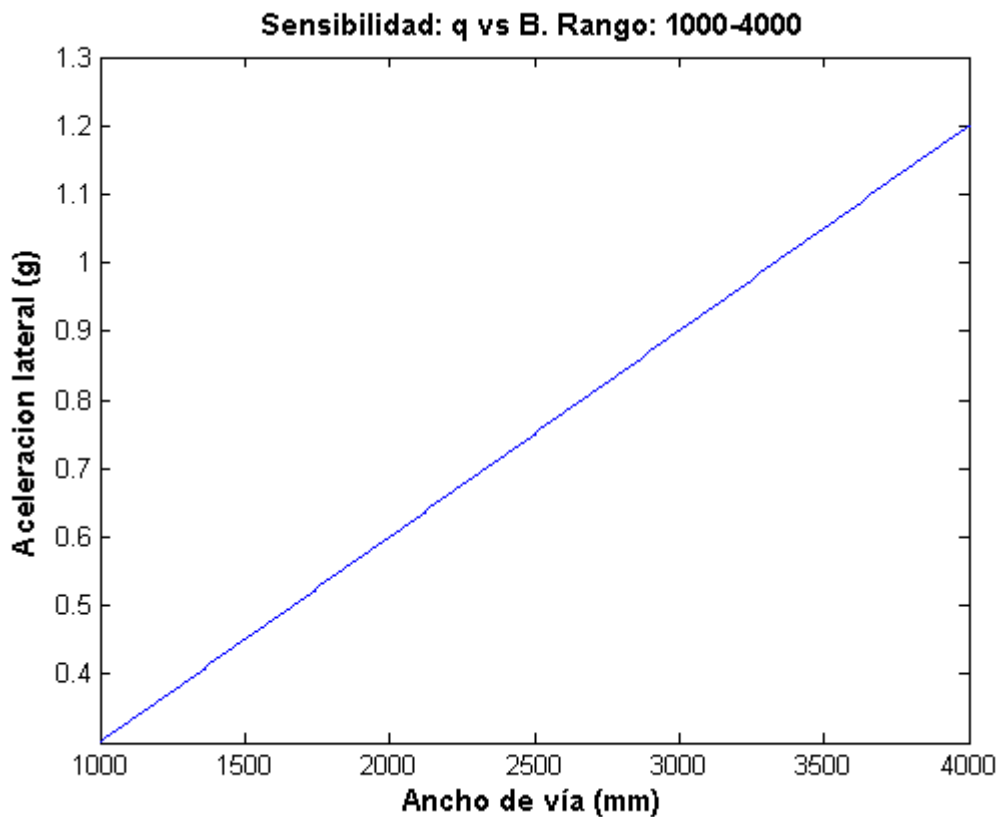


Figura 5. 19. Sensibilidad al ancho de vía

El ancho de vía tiene una relación lineal, y de pendiente muy acusada, con el límite de vuelco. Por ejemplo, un incremento en el ancho de vía de 300 mm implica un aumento del límite de vuelco en 0,1 g.

El ancho de vía viene limitado por la anchura máxima que permiten las vías de circulación. En el caso de la Unión Europea, la anchura máxima autorizada es de 2,55 metros; esta anchura puede llegar a los 2,60 metros en autobuses especiales, por ejemplo los utilizados para el transporte de presos.



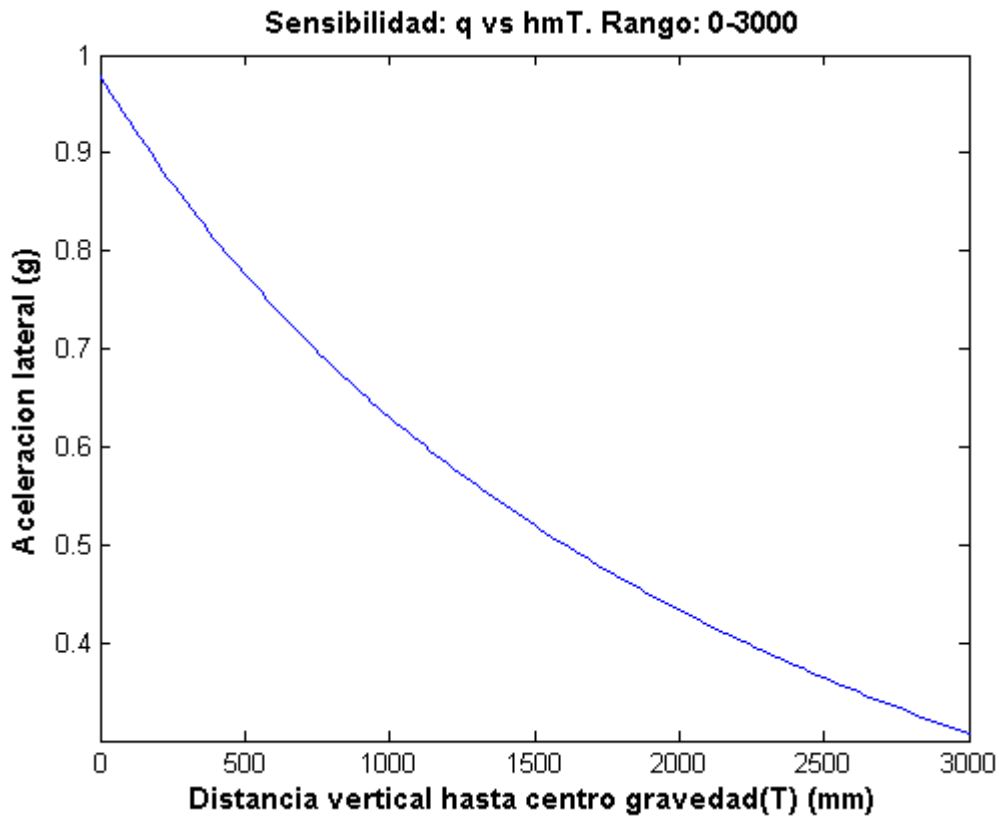


Figura 5. 20. Sensibilidad a la distancia vertical hasta el cdg(T)

La altura del centro de gravedad es un parámetro de diseño muy importante. En este análisis de sensibilidad se ha modificado la altura del centro de gravedad del eje trasero, dado que es el más limitante a efectos de estudiar el límite de vuelco.

Se reduce en 0,11 g el límite de vuelco, reduciendo notablemente la estabilidad del vehículo, con un incremento de 500 mm en la elevación del centro de gravedad respecto al caso base que tiene el centro de gravedad a 1.000 mm del centro de balanceo (+750 mm de la calzada).

Por tanto, a medida que aumenta el centro de gravedad el autobús vuelca antes. La masa transportada, equipajes y pasajeros hacen que el centro de gravedad disminuya. Por otra parte, se necesita una bodega voluminosa con gran capacidad de carga de equipaje por lo que se eleva el piso del autobús, hecho que adicionalmente contribuye a mejorar la visibilidad paisajística de los viajeros, pero implica una reducción del factor de estabilidad del vehículo.

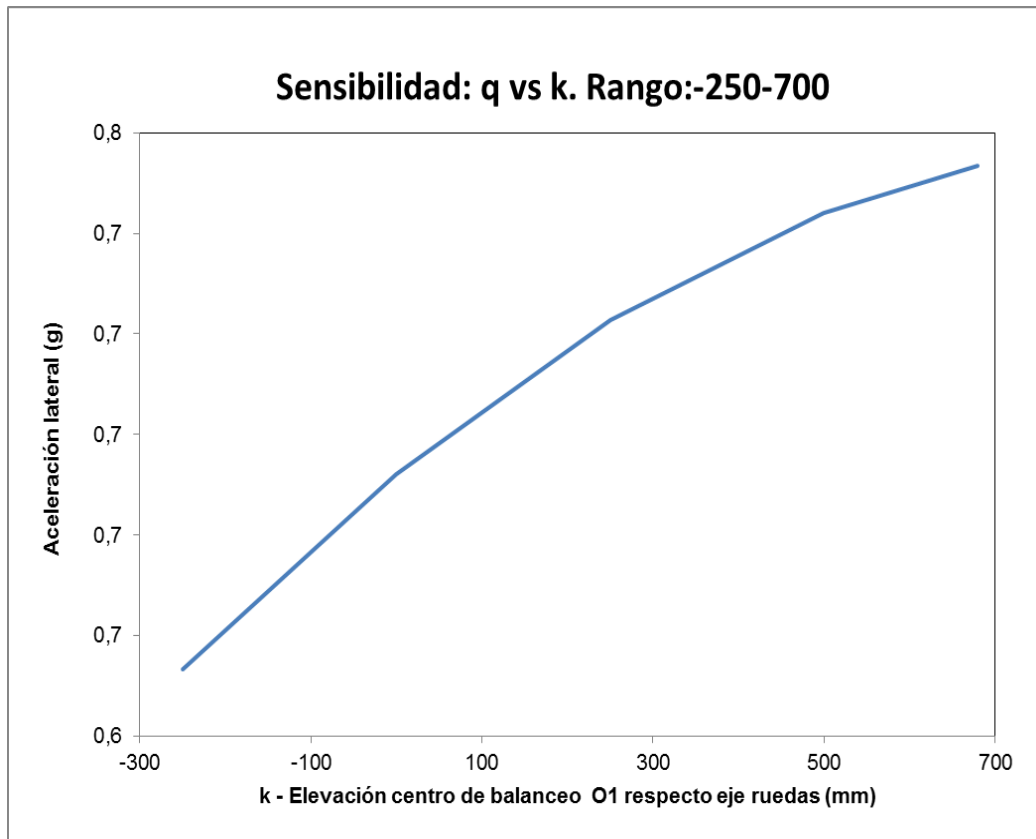


Figura 5. 21. Sensibilidad a la elevación cdb  $O_1$  respecto eje de ruedas

El incremento de la cota a la que se encuentra el centro de balanceo de la masa suspendida implica un aumento del límite de vuelco del autobús y, por tanto, mejora su comportamiento desde el punto de vista de la seguridad frente al vuelco.

Un centro de balanceo alto aumenta la transferencia de carga entre la rueda interior y exterior debida a la fuerza lateral de la masa suspendida aplicada en el centro de balanceo ( $\uparrow k \uparrow N_{O_2}$ ), y por otra parte reduce la transferencia de carga derivada del momento de balanceo al reducirse la distancia entre el centro de balanceo y el centro de gravedad ( $\downarrow h_m \downarrow N_{O_1} \downarrow \phi$ ).

Ahora bien, un centro de balanceo elevado se traduce en un mayor deslizamiento cuando la suspensión está en compresión, al perder adherencia en la rueda interior, por

lo que surge el compromiso de fijar una altura idónea. En general se intentará situarlo lo más alto posible para limitar la tendencia de la caja del autobús a balancear durante la inscripción de una curva.

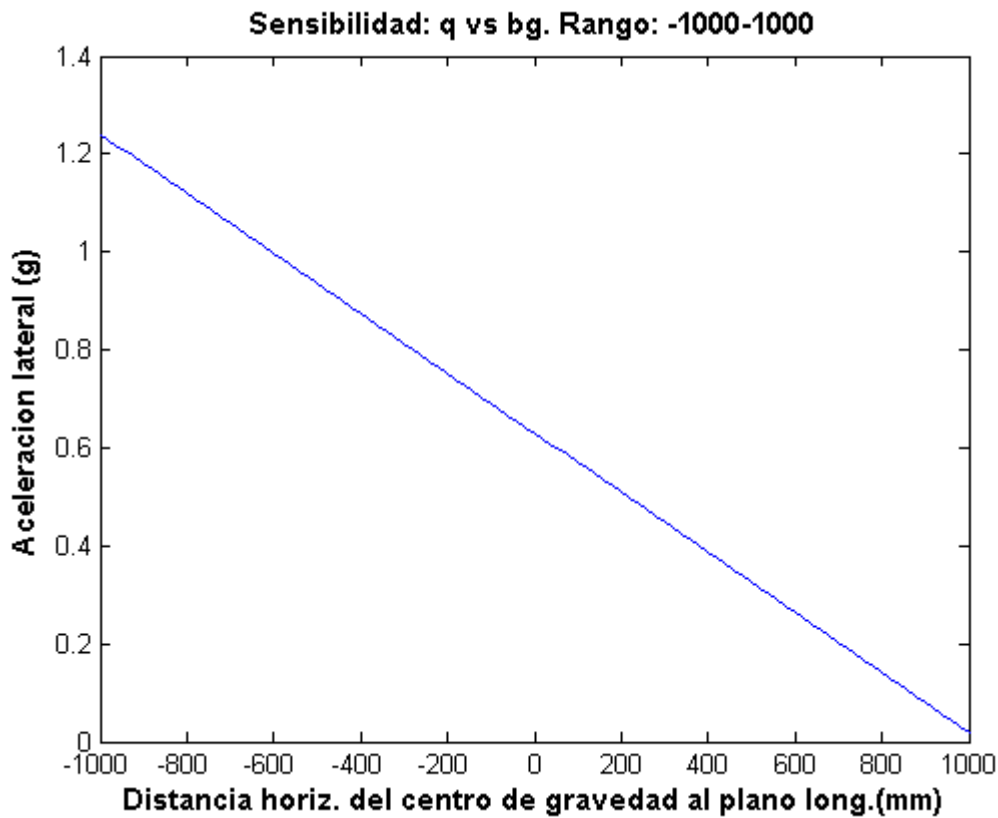


Figura 5. 22. Sensibilidad a la distancia horizontal del cdg al plano long.

En la Figura 5.22 se visualiza el efecto de una distribución de masa asimétrica respecto al plano longitudinal medio del autobús. Cómo se puede comprobar, un centro de gravedad asimétrico y desplazado inicialmente hacia el exterior de la curva implica una reducción notable en el límite de vuelco. Tan sólo 150 mm de desplazamiento implican una disminución en el límite de vuelco de 0,1 g.

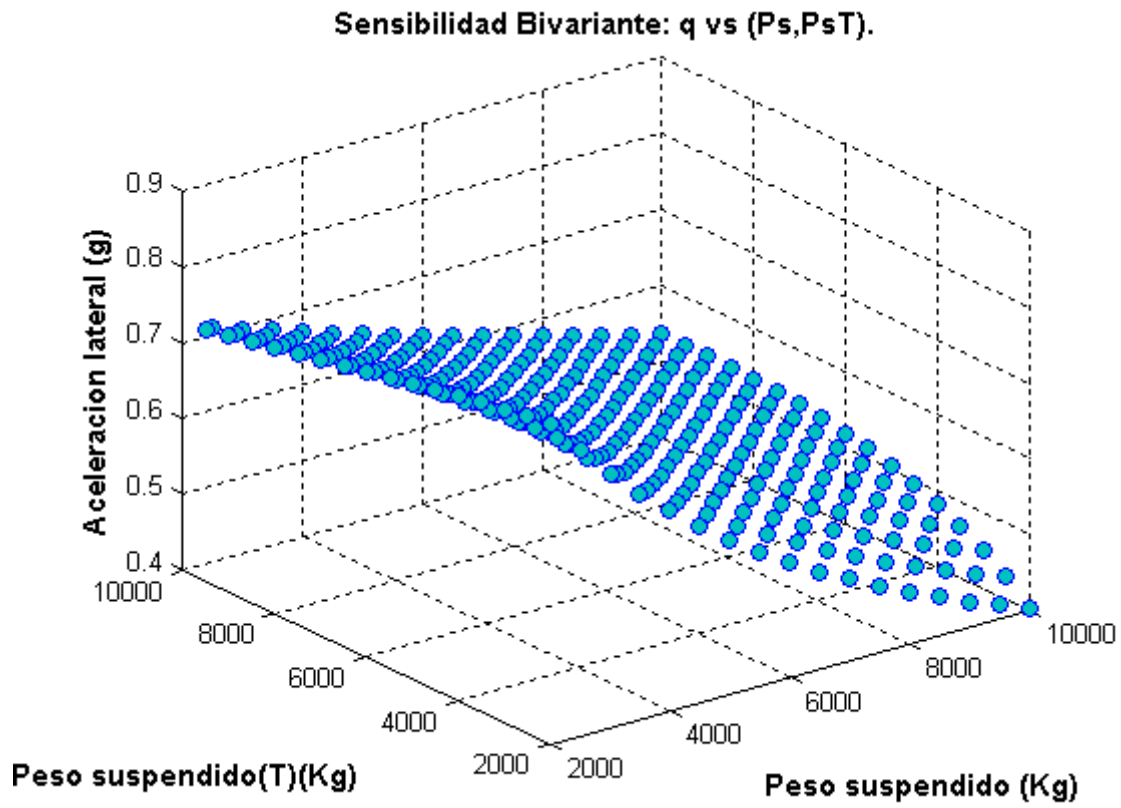


Figura 5. 23. Sensibilidad a la masa suspendida

El incremento de la masa suspendida implica una reducción del límite de vuelco del autobús y, por tanto, empeora su comportamiento desde el punto de vista de la seguridad frente al vuelco.

En la figura 5.23 se varía simultáneamente la masa en el eje delantero y trasero, lo que origina una superficie de respuesta en 3D para el límite de vuelco.

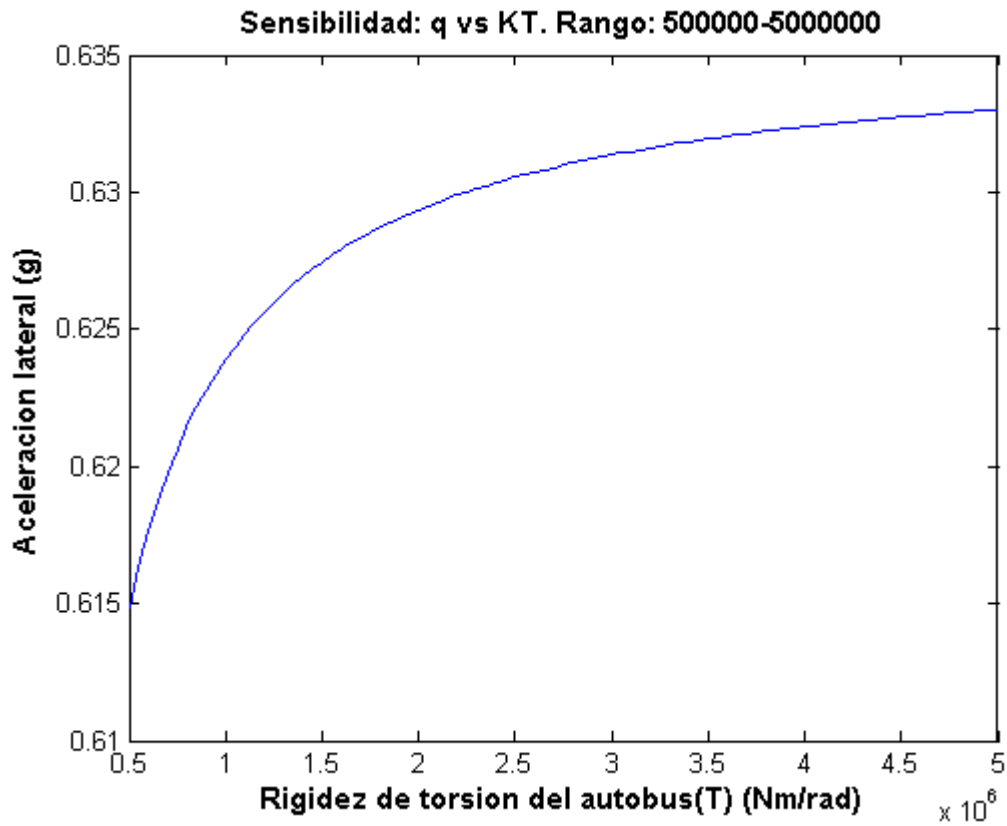


Figura 5. 24. Sensibilidad a la rigidez de torsión

La rigidez a la torsión del autobús es un parámetro de seguridad frente al vuelco. Un conjunto de bastidor y superestructura más rígido tiene mejor comportamiento en curva aumentando el umbral de vuelco. Adicionalmente, incrementos en la rigidez a torsión del autobús mejoran la maniobrabilidad del vehículo al afectar a la transferencia lateral de carga.

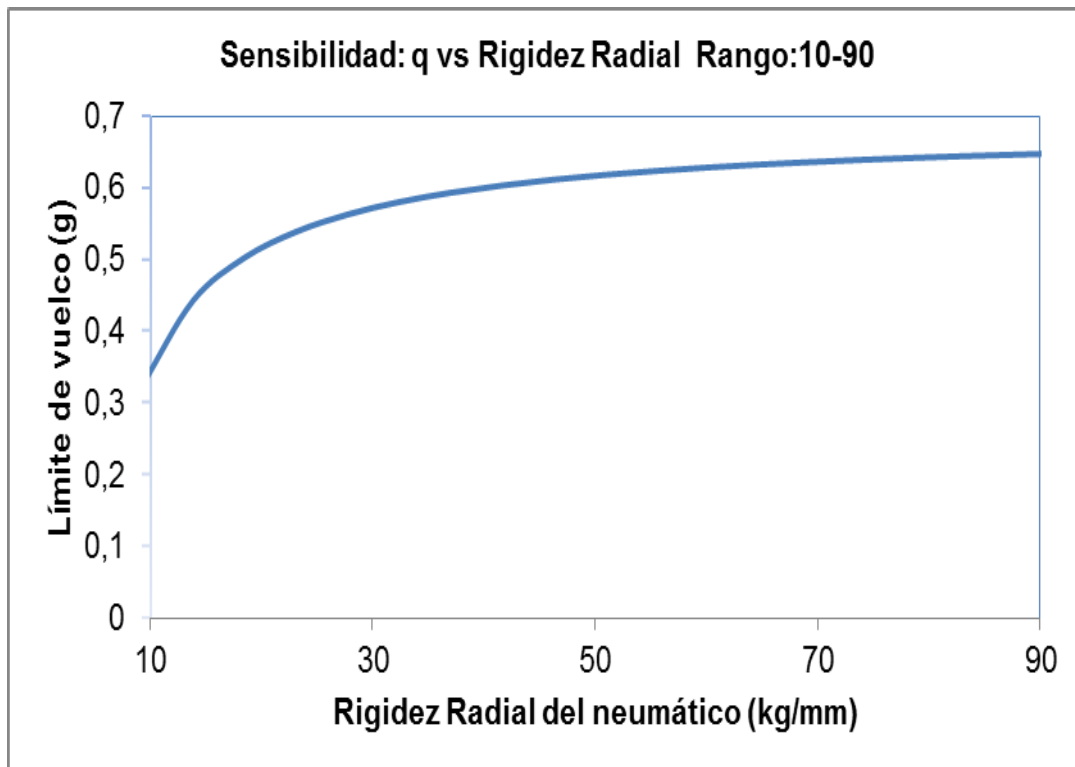


Figura 5. 25. Sensibilidad a la rigidez radial del neumático

El análisis de sensibilidad muestra que la aceleración lateral de vuelco se mantiene constante en el rango de valores de diseño de la rigidez radial del neumático, entre 60 y 90 kg/mm.

Sin embargo, estos valores nominales podrían verse reducidos, disminuyendo el límite de vuelco, por diferentes factores de tipo operativo:

- Presión de inflado
- Velocidad de circulación
- Ángulo de deriva
- Ángulo de caída
- Desgaste y estado del neumático

El factor que más influencia tiene en la rigidez radial del neumático es la presión de inflado. Según diferentes autores [165], entre el 80 y el 90% de la rigidez radial se

debe a dicha presión. Después de dicha presión, la velocidad y el ángulo de deriva afectan de forma sustancial a la rigidez.

El valor de rigidez se suele limitar para evitar neumáticos demasiado rígidos que requerirían un coeficiente de amortiguamiento importante en el elemento disipativo de la suspensión, el amortiguador.

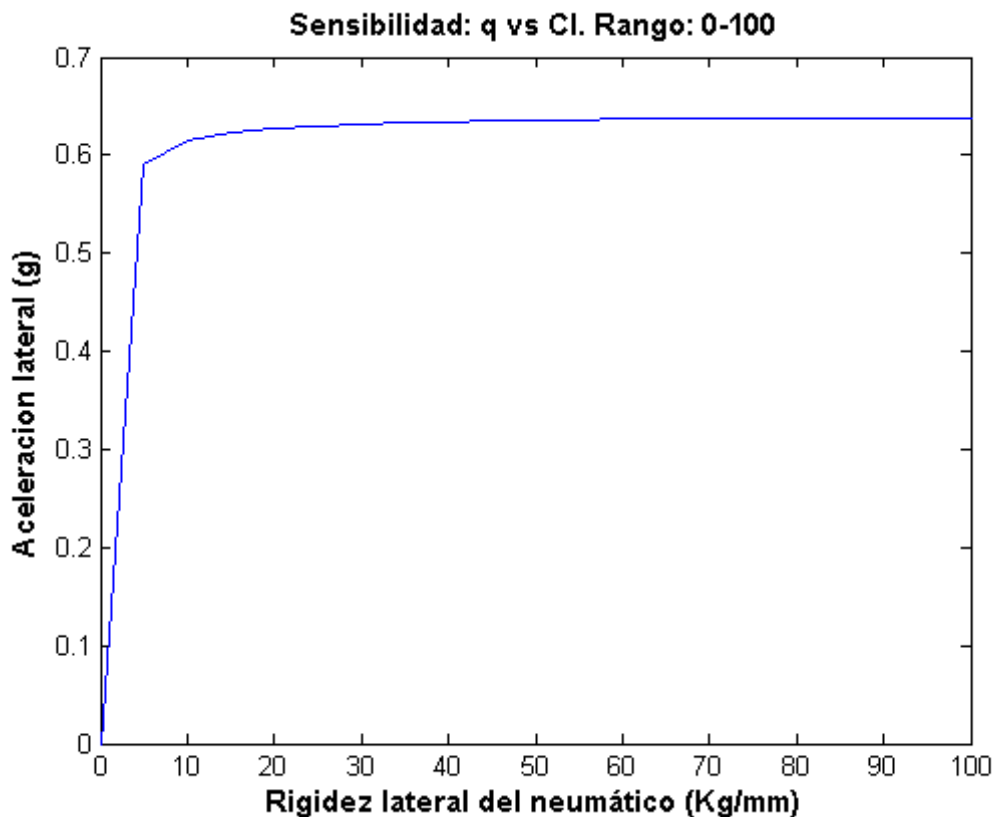


Figura 5. 26. Sensibilidad a la rigidez lateral del neumático

El análisis de sensibilidad muestra que la aceleración lateral de vuelco se mantiene constante en el rango del valor de diseño de la rigidez lateral del neumático (25 kg/mm). Este valor nominal podría verse reducido, disminuyendo el límite de vuelco, por diferentes factores como la presión de inflado, el ángulo de deriva y, sobre todo, el estado de la superficie de rodadura.

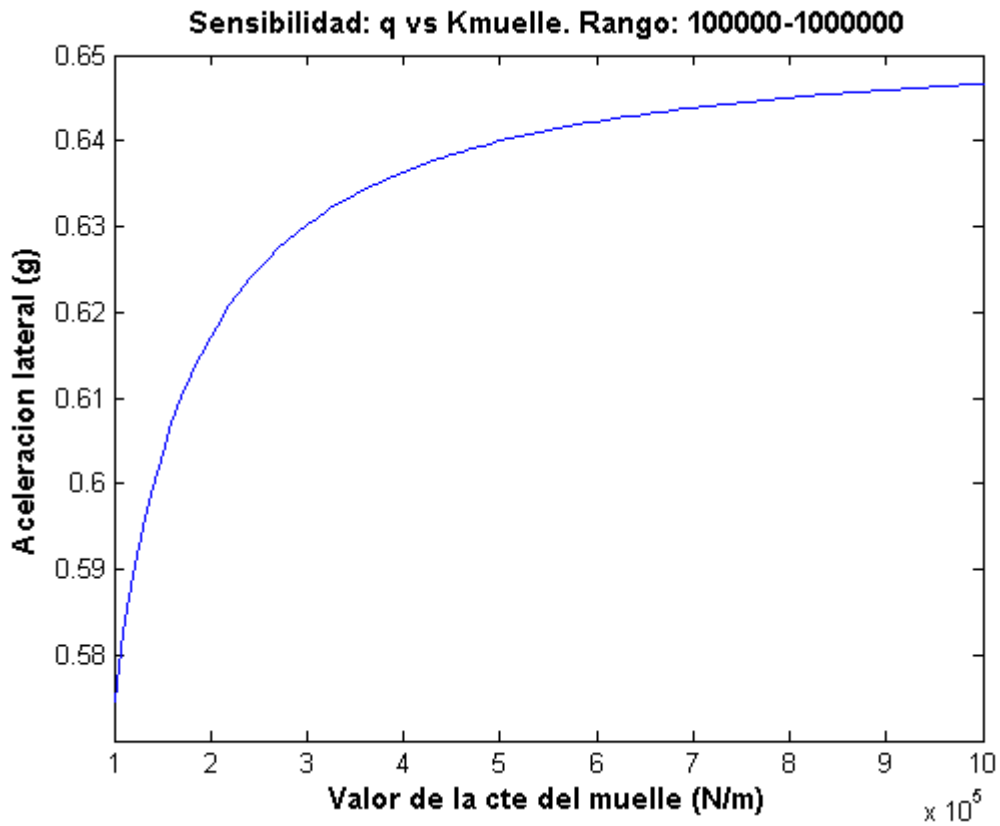


Figura 5. 27. Sensibilidad al valor de la constante del muelle

Tal y como se observa en la Figura 5.27, el incremento de la rigidez de la suspensión implica un aumento del límite de vuelco del autobús y, por tanto, mejora su comportamiento desde el punto de vista de la seguridad frente al vuelco.



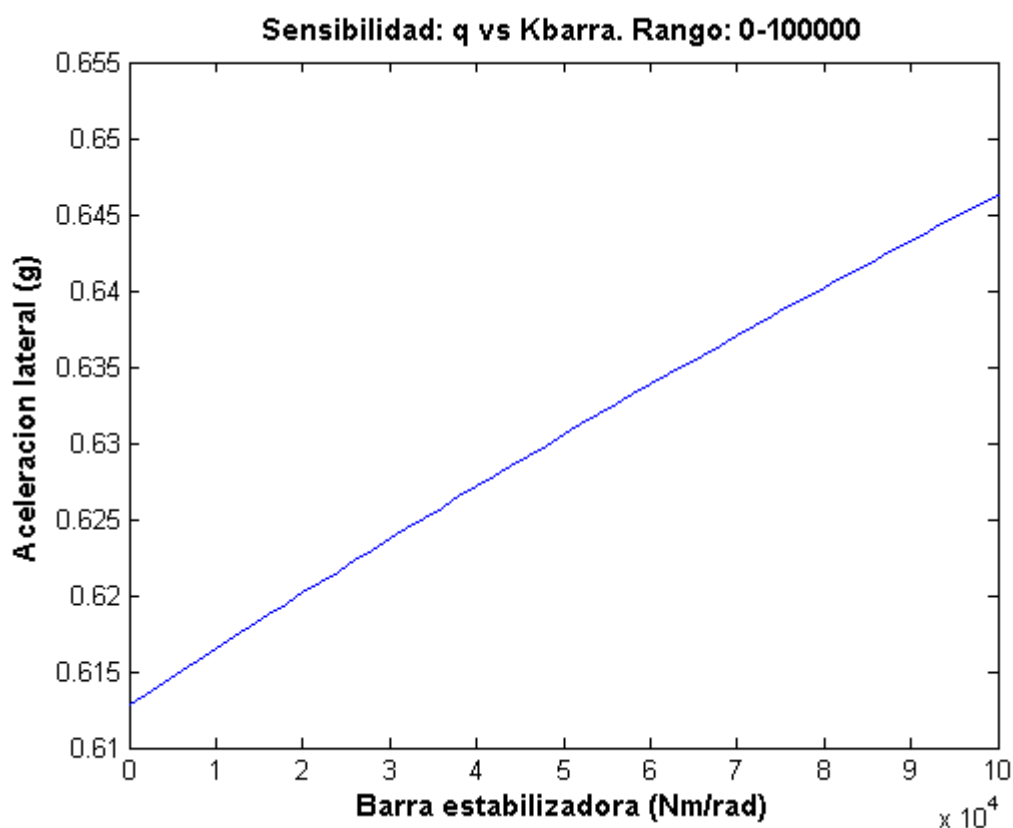


Figura 5. 28. Sensibilidad a la barra estabilizadora

La barra estabilizadora es un elemento elástico cuya función es estabilizar la caja del vehículo frente a las sollicitaciones que produzcan un movimiento de balanceo del mismo. Estas sollicitaciones pueden ser debidas a la fuerza centrífuga en el paso por una curva y también a las acciones aerodinámicas o excitaciones verticales que produzcan un par de vuelco lateral.

Aunque pueden existir estabilizadores longitudinales (que regulan la transferencia de carga entre ejes en aceleración y frenado), en esta tesis doctoral sólo se ha considerado la presencia de barras transversales, dado que se trata de la configuración más típica. La barra transversal, descrita en el capítulo 4 dedicado a la suspensión del autobús, une elásticamente las ruedas del eje delantero con el objetivo de oponerse al par de vuelco del vehículo, que origina una transferencia de carga entre ruedas.

El montaje de la barra estabilizadora mejora la adherencia y la seguridad frente al vuelco del vehículo al reducir el balanceo e intentar mantener la estabilidad.

Tal y como se observa en la Figura 5.28, el incremento de la rigidez de la barra estabilizadora implica un aumento del límite de vuelco del autobús y, por tanto, mejora su comportamiento desde el punto de vista de la seguridad frente al vuelco.

Analizados los diferentes parámetros se ha de tener en cuenta que la actuación sobre parámetros geométricos, como la distancia entre fuelles ( $B_R$ ) o la vía ( $B$ ), no resulta fácil dado que se trata de parámetros que vienen limitados por los fabricantes. La actuación sobre parámetros como la rigidez de los neumáticos ( $K_i$ ) o la rigidez de la barra estabilizadora ( $K_{\text{barra}}$ ) abren un campo de actuación para la mejora del comportamiento del autobús frente al vuelco.

# 6 TORSIÓN DE LA SUPERESTRUCTURA Y TORSIÓN DEL VEHÍCULO

---

La mayoría de los autores estudiados dedican su trabajo investigador relativo a la resistencia de un autobús, o de un autocar, a la determinación de tensiones mecánicas que aparecen en la carrocería de este tipo de vehículos, así como a la posterior enunciación de modos de oscilación de la misma cuando ésta está solicitada por una determinada sollicitación exterior.

Otros autores dedican sus esfuerzos a obtener parámetros similares pero el objeto de sus estudios se centra en el bastidor del vehículo que, en la mayoría de las ocasiones, resulta ser autoportante. En la Figura 6.1 se muestra este hecho:

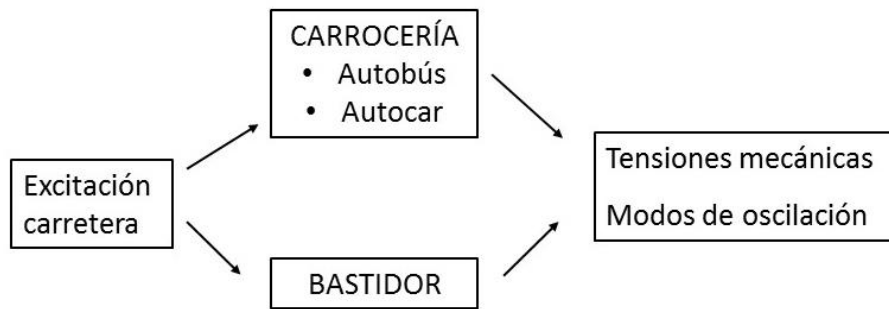
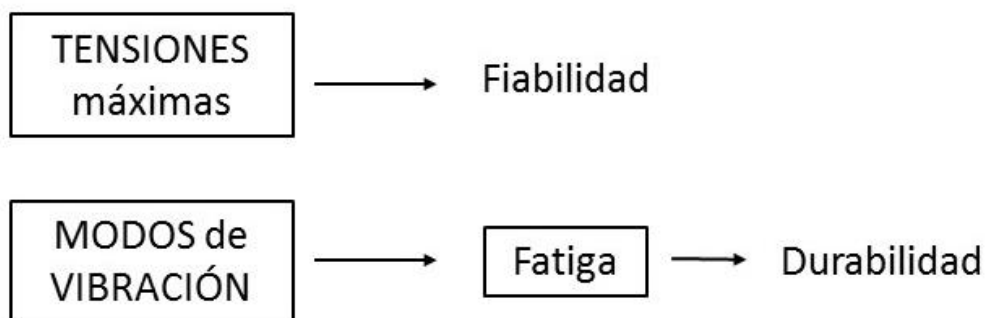


Figura 6. 1. Esquema de análisis.

En ambas circunstancias, el diseñador pretende calcular las máximas tensiones mecánicas para averiguar posibles zonas de rotura o fatigas indeseadas. Además, obtiene los modos propios de vibración de la carrocería o del bastidor para analizar qué ocurre con el vehículo cuando las excitaciones verticales que provienen de la carretera provocan uno de estos modos, dando lugar a fenómenos de fatiga.

En cualquier caso, se trata de análisis de fiabilidad y de durabilidad (Figura 6.2):

Figura 6. 2. Análisis de fiabilidad y durabilidad.



Otros autores enfocan el problema del estudio de la carrocería realizando simplificaciones, hasta el punto de llegar a asimilar la estructura del vehículo con una viga esbelta maciza, o bien, con un tubo hueco. Pese a estas simplificaciones, los resultados obtenidos no son en absoluto despreciables.

En esta tesis doctoral, y a diferencia de lo hasta aquí dicho, se profundiza aún más en la problemática del estudio de la torsión de un autobús o de un autocar. Para ellos, se considera:

- Que la masa suspendida (carrocería) está unida al bastidor.
- Que la carrocería no es simétrica longitudinalmente.
- Que el conjunto carrocería – bastidor está influenciado por esfuerzos asimétricos provenientes del propio funcionamiento de la suspensión (capítulo 4 de esta tesis).

A continuación, se desarrolla un enfoque propio relativo a los análisis de resistencia de materiales que es necesario plantear para llegar a obtener conclusiones relevantes respecto a la torsión de este tipo de vehículos.

### 6.1 Hipótesis y planteamiento del modelo de comportamiento de la carrocería de un autobús

En una primera aproximación se sigue la teoría general de torsión descrita por Ortiz [189] y se considera que la sección transversal de la carrocería de un autobús es un tubo rectangular con espesor de paredes  $t$ , tal y como se indica en la Figura 6.3.

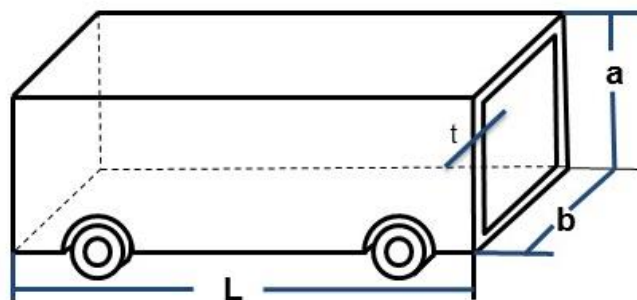


Figura 6. 3. Carrocería tubular

Para esta estructura, el potencial interno o energía elástica de deformación por unidad de volumen tendrá la siguiente expresión en función de las componentes de las matrices de tensiones y de deformaciones [190]:

$$\frac{dT}{dV} = \frac{1}{2} (\sigma_{nx}\epsilon_x + \sigma_{ny}\epsilon_y + \sigma_{nz}\epsilon_z + \tau_{xy}\gamma_{xy} + \tau_{xz}\gamma_{xz} + \tau_{yz}\gamma_{yz}) \quad (6. 1)$$

Siendo [T] la matriz de tensiones y [D] la matriz de deformación.

Si en la expresión anterior se sustituyen las deformaciones en función de las tensiones, mediante las leyes de Hooke generalizadas, queda:

$$\begin{aligned} \text{Energía} = \iiint \left( \frac{1}{2E} (\sigma_{nx}^2 + \sigma_{ny}^2 + \sigma_{nz}^2 - 2\mu(\sigma_{nx}\sigma_{ny} + \sigma_{nx}\sigma_{nz} + \sigma_{ny}\sigma_{nz})) \right. \\ \left. + \frac{1}{2G} (\tau_{xy}^2 + \tau_{yz}^2 + \tau_{xz}^2) \right) dx dy dz \end{aligned} \quad (6. 2)$$

Expresión del potencial interno en función de las componentes de la matriz de tensiones.

Se considera que en ningún punto de la carrocería se sobrepasa el límite elástico, que la fuerza aplicada en el paso de rueda se ejerce de manera progresiva y lineal, que en cada punto de los perfiles metálicos se producen deformaciones proporcionales a la fuerza y que siempre se verifica el principio de superposición de fuerzas simultáneamente aplicadas.

Por tanto, si  $ij$  son dos puntos de la carrocería del autobús (Figura 6.4), el módulo del vector corrimiento  $\Delta ij$  del punto  $i$  al aplicar una fuerza  $Fj$  en el paso de la rueda (punto  $j$ ) es:

$$\Delta ij = k * Fj \quad (6. 3)$$

Siendo  $k$  una constante de proporcionalidad que representa la deformación del punto  $i$  cuando en  $j$  se aplica una fuerza  $Fj$ . Es decir, la fuerza produce una deformación que es proporcional a la misma.

Si el punto  $i$  coincide con  $j$ , el módulo del desplazamiento de  $j$  es  $\Delta jj$ .

Esta metodología se aplica al final de este capítulo, apartado 6.6.

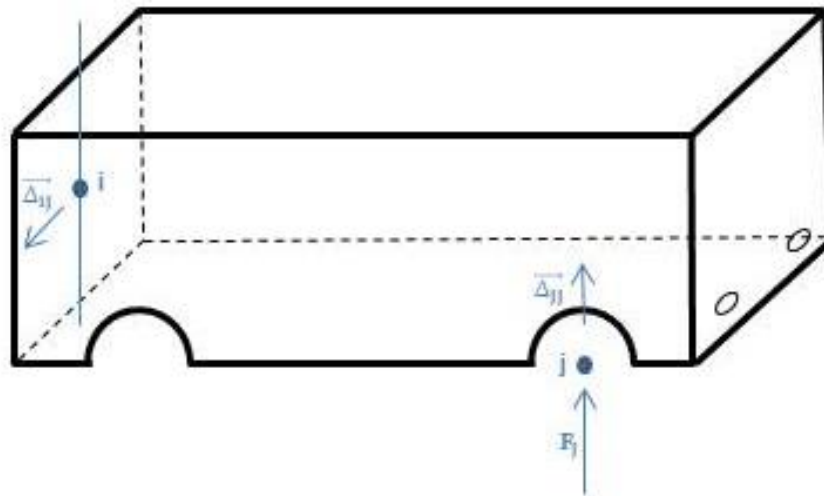


Figura 6. 4. Aplicación de una fuerza  $F_j$

## 6.2 Modelo de torsión de la carrocería

El modelo de torsión de la carrocería de un autobús o de un autocar sigue el comportamiento a la torsión de un prisma recto de sección transversal rectangular.

Sometiendo una barra cilíndrica de sección no circular a unos pares en los extremos de la misma, que producen un momento torsor constante en todas sus secciones, se comprueba experimentalmente que las secciones rectas (planas antes de la torsión) no se mantienen planas después de la deformación, sino que se alabean (Figura 6.5).

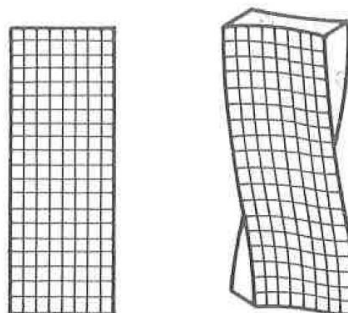


Figura 6. 5. Pieza prismática sometida a torsión

Saint Venant demostró que el alabeo es provocado por el aumento de las tensiones tangenciales en unas partes de la sección y por la disminución en otras, comparadas con las que corresponderían si se conservaran las secciones planas, como ocurre en el caso de piezas prismáticas de sección circular.

También se obtiene experimentalmente que para una pieza prismática de sección no circular, por ejemplo rectangular como la carrocería del autobús, la tensión de cortadura toma sus valores máximos en los extremos del eje menor, o sea, en los puntos del contorno más cercanos al eje del autobús (Figura 6.6). Estos resultados, comprobados experimentalmente, indican que las tensiones máximas en la carrocería se presentan en los puntos del contorno más cercanos al centro de la sección, mientras que las tensiones se anulan en los vértices del rectángulo de la carrocería, que son los puntos más alejados del centro.

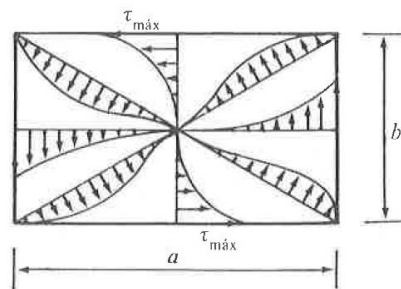


Figura 6. 6. Distribución de tensiones tangenciales: pieza prismática, sección no circular

Se aplica la teoría de Saint Venant referente a la torsión, en la que se admiten las siguientes hipótesis:

- La deformación de cualquier sección recta es un giro alrededor de un punto O acompañado de un alabeo que es igual para todas las secciones
- El ángulo girado por unidad de longitud es constante

En virtud de la primera hipótesis de ser el alabeo el mismo para todas las secciones, la componente  $u$  del vector corrimiento  $\vec{\delta}$  de un punto de una sección de abscisa  $x$  será independiente de  $x$  (Figura 6.7). Por tanto, si se denomina  $\Psi$  a la función de alabeo, se puede poner:



$$u = \delta\Psi (y,z) \quad (6.4)$$

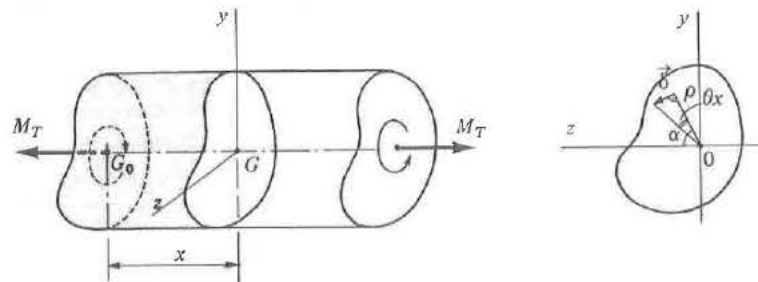


Figura 6. 7. Alabeo

Para un punto P de la sección de un autobús. Si se considera que se encuentra alejado una distancia  $\rho$  del origen de coordenadas las otras dos componentes del vector deformación serán:

$$v = -\rho \theta_x \cos \alpha = -\theta_{xz} \quad (6.5)$$

$$w = \rho \theta_x \text{ sen } \alpha = \theta_{xy} \quad (6.6)$$

Se supone como hipótesis que las secciones transversales están libres de condiciones de contorno (Figura 6.8), por lo que la matriz de deformación queda como sigue:

$$[T][\vec{u}] = \begin{bmatrix} 0 & \tau_{xy} & \tau_{xz} \\ \tau_{xy} & 0 & 0 \\ \tau_{xz} & 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} 0 \\ \text{sen } \alpha \\ \text{cos } \alpha \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \quad (6.7)$$

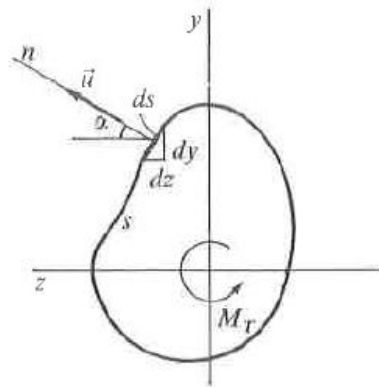


Figura 6. 8. Condiciones de contorno

Es decir,

$$\tau_{xy} \operatorname{sen} \alpha + \tau_{xz} \cos \alpha = 0 \quad (6. 8)$$

Como

$$\operatorname{sen} \alpha = -\frac{dz}{ds} \quad (6. 9)$$

$$\cos \alpha = \frac{dy}{ds} \quad (6. 10)$$

Se sabe que la función de tensiones  $\phi$ :

$$\tau_{xy} = \frac{\partial \phi}{\partial z} \quad (6. 11)$$

$$\tau_{xz} = -\frac{\partial \phi}{\partial y} \quad (6. 12)$$

Aplicando las ecuaciones de Lamé, resulta que:

$$-\frac{\partial \phi}{\partial z} \frac{dz}{ds} - \frac{\partial \phi}{\partial y} \frac{dy}{ds} = -\frac{d\phi}{ds} = 0 \quad (6. 13)$$

Es decir, la función de tensiones  $\phi$  es independiente de la abcisa curvilínea  $s$  en el contorno de la sección. Por lo tanto, el valor de  $\phi$  ha de ser constante para cualquier punto de la sección.

Puede expresarse el par torsor como:

$$N_T = 2 \iint_{\Omega} \phi(y, z) dy dz = 2 C \iint_{\Omega} f(y, z) dy dz \quad (6. 14)$$

es decir, cualquier función de tensiones  $\phi(y, z)$  del tipo  $\phi = C f(y, z)$ , siendo  $C$  una constante, puede ser tomada como una función de tensiones que resuelve el problema elástico de la torsión planteada en esta tesis doctoral.

Obtenido el valor de la constante  $C$ , el valor del ángulo girado por unidad de longitud es:

$$\Delta\phi = C \Delta f(y, z) = 2 G \theta \quad (6. 15)$$

Donde

$$\theta = - \frac{C \Delta f(y, z)}{2 G} \quad (6. 16)$$

con

- $\theta$ : ángulo girado por unidad de longitud
- $G$ : módulo de elasticidad transversal

En general puede considerarse la sección transversal de autobús como un perfil delgado cerrado y de una sola célula tal y como se representa en la Figura 6.9. Se asume que la distribución de tensiones tangenciales a lo largo del segmento perpendicular a la línea media del perfil es aproximadamente uniforme (Figura 6.10).

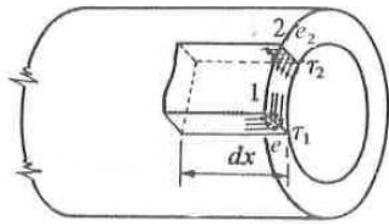


Figura 6. 9. Tensiones tangenciales

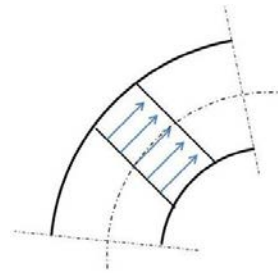


Figura 6. 10. Tensiones tangenciales: perfil delgado sometido a torsión

Según esto, sean  $\tau_1$  y  $\tau_2$  las tensiones tangenciales en los puntos 1 y 2 (Figura 6.9), en los que el perfil de la sección del autobús presenta los espesores  $e_1$  y  $e_2$  respectivamente. Sobre las caras de un prisma elemental (representado en la misma Figura 6.9) paralelas al eje del perfil, actúan tensiones cortantes, iguales a las tangenciales que actúan sobre las caras contenidas en planos normales al eje del perfil, en virtud de la propiedad de reciprocidad de las tensiones tangenciales.

La condición de equilibrio de este prisma elemental exige que la proyección de las fuerzas que actúan sobre el mismo en la dirección del eje del perfil, ha de ser nula

$$\tau_1 e_1 dx - \tau_2 e_2 dx = 0 \quad (6. 17)$$

De donde se deduce, al haber tomado los puntos 1 y 2 de forma totalmente arbitraria, que:

$$t = \tau e = \text{constante} \quad (6. 18)$$

Esto indica que el flujo de cortadura  $t = \tau e$  se mantiene constante a lo largo de todo el contorno cerrado, presentándose la tensión tangencial máxima en los puntos de espesor mínimo.

Para calcular el valor de la tensión tangencial se estudia cuál es la expresión del momento torsor en función de ésta. Como el momento es independiente del punto, por tratarse de torsión pura, se toma un punto O arbitrario (Figura 6.11).

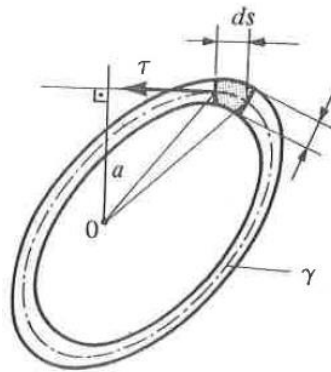


Figura 6. 11. Tensiones en un punto 0

$$N_T = \int_{\gamma} \tau e a ds = \tau e \int_{\gamma} a ds \quad (6. 19)$$

Siendo  $\gamma$  la línea media del contorno del perfil.

Ahora bien:

$$\int_{\gamma} a ds = 2 \Omega^* \quad (6. 20)$$

Es el doble del área  $\Omega^*$  delimitada por la línea media  $\gamma$ .

Por tanto, el valor de la tensión deducida es:

$$\tau = \frac{N_T}{2\Omega^*e} \quad (6. 21)$$

Expresión que se denomina fórmula de Bredt y que da la tensión tangencial en los puntos de la sección recta de un perfil delgado cerrado, de una sola célula, sometido a torsión.

Si el espesor es variable, la tensión tangencial máxima se presentará en los puntos del segmento correspondiente al mínimo espesor.

$$\tau_{m\acute{a}x} = \frac{N_T}{2 \Omega^* e_{m\acute{i}nimo}} \quad (6. 22)$$

Para el cálculo del ángulo de torsi3n por unidad de longitud  $\theta$ , consideremos la expresi3n del potencial interno de un diferencial de perfil limitado por dos secciones rectas separadas una distancia  $dx$ :

$$dTrabajo = \frac{\tau^2}{2G} e ds dx \quad (6. 23)$$

Para el perfil de longitud  $L$ , el potencial interno sera:

$$Potencial Interno = \frac{L}{2G} \int_{\gamma} \tau^2 e ds = \frac{L \tau^2 e^2}{2G} \int_{\gamma} \frac{ds}{e} \quad (6. 24)$$

Y si se considera la expresi3n 6.21, esta expresi3n toma la forma siguiente:

$$Potencial Interno = \frac{LN_T^2}{8G\Omega^{*2}} \int_{\gamma} \frac{ds}{e} \quad (6. 25)$$

El valor de la integral que aquí aparece depende de c3mo varíe el espesor a lo largo del contorno, es decir, es una característica geom3trica de la secci3n.

Por otra parte, se puede expresar el potencial interno en funci3n del momento torsor  $N_T$  y del ángulo de torsi3n  $\phi = \theta L$ , ya que  $\theta$  es el ángulo de torsi3n por unidad de longitud:

$$Potencial Interno = \frac{1}{2} N_T \phi = \frac{1}{2} N_T \theta L \quad (6. 26)$$

Igualando estas dos últimas expresiones, 6.25 y 6.26, se obtiene:

$$\theta = \frac{2 \text{ Potencial Interno}}{N_T L} = \frac{N_T}{4 G \Omega^2} \int_{\gamma} \frac{ds}{e} \quad (6. 27)$$

Por tanto, la rigidez a la torsión se calcula como:

$$K_T = \frac{N_T}{\theta} \quad (6. 28)$$

Aplicado al esquema de la carrocería de un autobús, según figura 6.1, se obtiene:

$$\theta = \frac{(a + b) t}{G 2 t^2 a^2 b^2} N_T \quad (6. 29)$$

Realizadas las aproximaciones teóricas pertinentes, puede abordarse un planteamiento teórico-experimental, haciendo referencia a otros autores clásicos en la materia.

### 6.3 Torsión en bastidor y carrocería

Como se ha comentado anteriormente, el diseño de un autobús o de un autocar está basado, generalmente, en un bastidor autoportante sobre el que se monta la carrocería del vehículo. Pueden distinguirse diseños de piso bajo o no; Esto quiere decir que cuando se habla de la torsión del vehículo existen dos componentes que contribuyen a dicha torsión: bastidor y carrocería.

En un autobús de dos ejes, la torsión es consecuencia de la aplicación de un momento torsor aplicado en uno solo de los ejes o bien en ambos ejes. Dicho momento torsor puede estar originado por la aplicación de fuerzas o de desplazamientos verticales. Para cada uno de los ejes, la torsión en la carrocería del autobús puede ser originada por:

- Un par de fuerzas o de desplazamientos verticales de sentido contrario en la zona del apoyo de la suspensión a la carrocería del autobús en uno solo de los ejes

- Una fuerza o desplazamiento vertical en uno de los apoyos de la suspensión mientras que en el homólogo del mismo eje se impide su desplazamiento vertical

El comportamiento de la carrocería ante esfuerzos de torsión está caracterizado por la rigidez a torsión. La rigidez a torsión se define como el par torsor, contenido en un plano perpendicular al plano longitudinal medio del autobús, que es necesario aplicar a la carrocería en alguno de sus ejes, para que una sección transversal del autobús rote un grado. Como se ha demostrado en el apartado anterior, en el caso de autobuses la rigidez a torsión se define entre ejes:

$$K_T = \frac{N_T}{\Delta\theta} \left( Nm/grado \right) \quad (6. 30)$$

siendo,  $K_T$  la rigidez a torsión,  $N_T$  el momento torsor aplicado y  $\Delta\theta$  la diferencia entre el ángulo de torsión de uno de los ejes y el otro.

Como se verá más adelante, el valor de  $K_T$  puede desglosarse en rigideces torsionales parciales, correspondientes a zonas contiguas y de diferente configuración, que componen la carrocería.

Algunos autores asimilan el comportamiento a torsión de este tipo de vehículos a la torsión de una viga. Esto significa, evidentemente, una simplificación pero que permite obtener algunos resultados aproximados.

Cabe destacar el modelo de torsión enunciado por Bernoulli-Euler. Esta teoría está basada en la hipótesis de que la sección transversal deformada de una viga sometida a torsión permanece plana. La teoría de torsión de Bernoulli-Euler establece que la distribución de la deformación en la sección transversal de una viga es lineal en el espesor de la sección transversal, ignorando la deformación tangencial de la sección transversal.

St. Venant propuso una teoría en la que la sección transversal de la viga, una vez deformada, mantiene la misma forma geométrica de la sección. Esta teoría de torsión admite que la sección transversal alabeo; alabeo que se produce cuando se impide el desplazamiento de la sección transversal. El alabeo de la sección transversal



de una viga es la deformación que sufre la sección transversal en dirección del eje longitudinal de la viga, de tal forma que la sección transversal no permanece plana después de deformada. Algunas secciones transversales, como por ejemplo las secciones transversales en I, presentan una mayor tendencia al alabeo.

Murray, [181] establece la existencia de dos tipos de torsión: la *torsión uniforme* que es la torsión de St. Venant, es decir, se consideran tensiones tangenciales en cada sección transversal de la carrocería y la *torsión no uniforme* que es la que produce alabeo y en la que se consideran tensiones tangenciales y tensiones de flexión (el alabeo tiene lugar cuando la sección transversal de la viga sufre una deformación en la dirección longitudinal de la viga, es decir, la sección transversal, además de sufrir un giro respecto de la línea longitudinal media del autobús sufre una deformación fuera de su propio plano).

Para una viga, el alabeo se debe a la geometría de su sección transversal o a sus condiciones de contorno. Existe un parámetro  $k$ , adimensional, que considera el efecto de la geometría de la sección transversal.

$$K = \sqrt{\frac{\pi^2 E K_W}{G J L^2}} \quad (6. 31)$$

siendo  $E$  el módulo de elasticidad longitudinal,  $K_W$  la constante de alabeo,  $G$  el módulo de elasticidad transversal,  $J$  la constante de torsión y  $L$  la longitud de la viga considerada.

Si el valor de  $K$  es superior a la unidad se considera la existencia de alabeo. Si la viga, en vez de ser cerrada, resulta ser abierta, el giro de una sección transversal se calcula según,

$$\phi(x) = A + B \cos h(\lambda x) + C \sin h(\lambda x) + \frac{M_T}{G J} x \quad (6. 32)$$

siendo  $\phi$  la rotación de la sección transversal,  $M_T$  el momento torsor aplicado y  $x$  la posición longitudinal de la sección transversal cuya rotación se desea determinar. El parámetro  $\lambda$  es:

$$\lambda^2 = \frac{G J}{E K_W} \quad (6. 33)$$

Para cada tipo de condición de contorno se obtienen unos coeficientes A, B y C diferentes. El factor  $\lambda$  valora la importancia de la rigidez a torsión uniforme frente a la rigidez de torsión no uniforme; su valor será menor que la unidad. Cuando en uno de los extremos de la viga se impide su desplazamiento mediante la aplicación de un empotramiento, se generan tensiones normales que dotan a la viga de una mayor rigidez a torsión. Para unas determinadas condiciones de contorno, se conoce el valor de  $\phi$  y se puede obtener las tensiones normales a partir de la siguiente expresión:

$$\sigma = \frac{M_T \lambda}{G J} \phi''(x) \quad (6. 34)$$

donde el factor  $J$  es la constante de torsión St. Venant,  $K_w$  la constante de alabeo y  $\phi''$  representa la segunda derivada de  $\phi$  respecto de la coordenada longitudinal  $x$ .

Timoshenko [236,237] definió un parámetro que incluye el efecto de la deformación tangencial de la sección transversal en el movimiento de una viga. Esta definición fue aceptada de forma universal en la dinámica de una viga y desde entonces se denomina “viga Timoshenko”.

Considerando el efecto que el bastidor del vehículo ejerce sobre su torsión, sin considerar el de la carrocería, existen algunas teorías que permiten calcular la rigidez a torsión del bastidor. En este caso, se considera que el perfil de los largueros es de sección abierta. Este tipo de secciones se caracterizan por presentar alabeo y cuando en uno de sus extremos se impide dicho alabeo, se incrementa su rigidez a torsión debido a que aparecen tensiones normales en la dirección longitudinal de la viga.

Erz hace la hipótesis de que la rigidez a flexión del chasis es infinita. La rigidez global a torsión de un chasis tipo escalera formado por elementos longitudinales de constante de torsión  $J_L$  y elementos transversales de constante de torsión  $J_T$ , es:

$$K = \frac{G d_0}{e_1^2} \left[ \sum J_T + \frac{2}{d_0} \sum (J_L L_i) \right] \quad (6. 35)$$

donde  $d_0$  es la distancia entre los centros de cortantes de los largueros,  $e_1$  la distancia entre los ejes delantero y trasero y  $L_i$  es la distancia entre traviesas medida en sentido longitudinal.

La distancia  $d_0$  es mayor que la longitudinal flexible de los elementos transversales. Por ello, Tidhury [235] modificó la ecuación de la rigidez global planteada de Erz con objeto de incluir la diferencia existente entre la distancia entre los centros de cortantes de los largueros,  $d_0$ , y la longitud flexible de las traviesas,  $d_1$ .

$$K = \frac{G d_0^2}{e_1^2 d_1} \left[ \sum J_T + \frac{2d_1}{d_0^2} \sum (J_L L_i) \right] \quad (6.36)$$

Cooke hace la hipótesis de rigidez infinita a flexión y determina que la rigidez global del chasis es suma de dos estados. En uno de ellos, el bastidor es de forma rectangular ya que únicamente está compuesto por los elementos longitudinales y las traviesas situadas en los extremos. La rigidez a torsión del bastidor rectangular es:

$$K_{11} = \frac{r^2}{K_1 \left( \frac{f r^2}{J_L G} + \frac{r^3}{3 E I_T} \right)} \quad (6.37)$$

siendo  $r$  la mitad de la anchura del bastidor,  $f$  la mitad de la longitud de los largueros e  $I_T$  el momento de inercia de la acción transversal de los elementos transversales. Y:

$$K_1 = \frac{\left( \frac{f^2 r}{J_T G} + \frac{f^3}{3 E I_L} \right)}{\left( \frac{r^3}{3 E I_T} + \frac{f^3}{3 E I_L} + \frac{f^2 r}{J_T G} + \frac{f r^2}{J_L G} \right)} \quad (6.38)$$

En un segundo estado, Cooke analiza la contribución del resto de las traviesas. Para ello analiza cuál es el par que se debe aplicar para colocar el resto de las traviesas cuando el bastidor rectangular rota un grado.

$$K_{22} = \frac{d_1 G J_T}{L^2} (i - 2) \quad (6.39)$$

donde  $i$  es el número total de traviesas que constituyen el bastidor. La rigidez total a torsión según Cooke es:

$$K_T = K_{11} + K_{22} \quad (6.40)$$

Este modelo plantea muchas más restricciones que los otros modelos porque supone que las traviesas situadas en el extremo tienen una rigidez finita a flexión y el resto de las traviesas una rigidez infinita a flexión. Esta expresión es válida únicamente si los largueros son rectos.

Estos son algunos planteamientos que existen sobre modelizar, de manera simplificada, el comportamiento a torsión de un autobús.

Otros investigadores han desarrollado técnicas de diseño para optimizar los pilares que forman la ventana de la carrocería del autobús y así reducir las fisuras que se generan en dichos pilares. En los montantes verticales del autobús aparecen fracturas como consecuencias del desplazamiento relativo entre el techo y el bastidor. Además, los mismos están sometidos a una carga considerable posicionada en el techo del autobús.

Existen, además, diferentes estudios de maniobrabilidad y de confort de los pasajeros, Andersson and Eriksson [11], y estudios de la fatiga provocada por los esfuerzos de torsión [235].

Ramamurti and Sujatha [201] obtienen mediante la técnica de elementos finitos, resolviendo el problema de autovalores mediante sucesivas iteraciones, las frecuencias propias de vibración de un autobús. Dichos autores determinaron la tensión soportada por las vigas del autobús ante ondulaciones aleatorias de la calzada.

Kim [155, 156] desarrolla modelos en elementos finitos de las estructuras de autobuses para optimizar su rigidez a torsión y flexión. Dichos modelos de elementos finitos han sido validados por numerosos ensayos [52, 159]. Otros investigadores, por ejemplo Guosheng [134], se han centrado en la optimización de alguna de las vigas que componen la carrocería de un autobús cuando está sometida a esfuerzos de torsión, sin abordar de manera completa toda la carrocería del mismo. Nishio and Isgarashi [187] investigaron sobre la optimización de la estructura de un vehículo. Uno de los objetivos que persiguen otros autores, Suh et al. [231], es la aplicación de métodos de optimización de las secciones transversales de las vigas para reducir el peso de la estructura del vehículo y mejorar la eficiencia del combustible [169; 222].

Estos autores obtienen simulaciones del comportamiento a torsión, pero no contrastan resultados obtenidos mediante ensayos reales de torsión ejercida sobre la

superestructura. Tampoco ninguno de ellos considera la carrocería en su conjunto ni la subdivide en módulos estructurales de seguridad.

Gauchia, Díaz [57, 118] sí lo hacen, pero solamente consideran un solo diseño de la superestructura sin considerar el comportamiento del que corresponde a un autocar.

Planteando las condiciones de contorno de una viga sometida a torsión, por un lado, y calculando la carrocería de un autobús urbano utilizando el método de elementos finitos, por otro, llegan a determinadas frecuencias resonantes a torsión, suponiendo características geométricas y resistentes similares.

El desarrollo de las ecuaciones dinámicas de una viga se a partir de las ecuaciones de Timoshenko de una viga. La primera ecuación de Timoshenko es:

$$\frac{\partial Q}{\partial x} + f = \rho A \frac{\partial^2 W}{\partial t^2} \quad (6. 41)$$

donde  $Q$  representa el esfuerzo cortante,  $f$  la fuerza transversal total y  $W$  la flecha media de la sección transversal.

La segunda ecuación de Timoshenko es:

$$\frac{\partial M}{\partial x} - Q = \rho I \frac{\partial^2 \Theta}{\partial t^2} \quad (6. 42)$$

donde  $M$  es el momento flector,  $x$  la coordenada longitudinal de la viga,  $\rho$  la densidad,  $I$  el momento de inercia,  $\Theta$  el giro de la sección transversal debido al momento flector y  $t$  el tiempo (Figura 6.12).

Se obtendrán tres ecuaciones: equilibrio de momentos, equilibrio de fuerzas verticales y equilibrio de momentos torsores.

Se tiene que:

$$\frac{\partial M}{\partial x} = E I \frac{\partial^2 \Theta}{\partial x^2} \quad (6. 43)$$

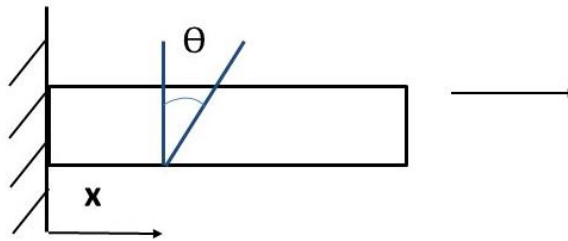


Figura 6. 12. Viga

Timoshenko expresó el esfuerzo cortante mediante:

$$Q = kGA(\theta - v') \quad (6. 44)$$

donde  $k$  representa la constante de Timoshenko,  $G$  el módulo de elasticidad transversal,  $A$  el área de la sección transversal de la viga y  $v$  el desplazamiento vertical.

Sustituyendo se llega a:

$$EI\theta'' + kAG(v' - \theta) + K\phi'' - \rho I\ddot{\theta} = 0 \quad (6. 45)$$

La rigidez a flexión corresponde al término  $EI$ .  $A$  es el área de la sección transversal de la viga,  $K$  es la constante de Timoshenko,  $v$  el desplazamiento vertical y  $\phi$  la rotación (torsión) de la viga según su eje longitudinal.

El primer sumando de la ecuación representa la contribución de la flexión, el segundo término la contribución de Timoshenko (la tensión y la deformación tangencial no se distribuyen de forma uniforme respecto de la sección transversal) y el último sumando de la ecuación representa el efecto combinado de la flexión acoplada a la torsión.

El equilibrio de fuerzas verticales que aparecen sobre la viga se calcula según:

$$\frac{\partial Q}{\partial x} + f = \rho A \frac{\partial^2 W}{\partial t^2} \quad (6. 46)$$

Donde, como se ha indicado anteriormente,  $Q$  represente el esfuerzo constante,  $f$  la fuerza transversal total y  $W$  la deflexión media de la sección transversal. Expresando el

cortante en función de la constante  $k$  de Timoshenko y  $\rho A$  como la masa por unidad de longitud  $m$  y teniendo en cuenta que en la oscilación no es forzada ( $f=0$ ) se tiene:

$$kAG(v'' - \theta') - m\ddot{v} = 0 \quad (6.47)$$

Esta ecuación representa el equilibrio de fuerzas verticales. Finalmente, realizando el equilibrio de momentos torsores se tiene:

$$GJ\phi'' + K\theta'' - I_\alpha\ddot{\phi} = 0 \quad (6.48)$$

El primer término de la ecuación representa la torsión de St. Venant y el segundo el efecto acoplado de torsión y flexión.  $I_\alpha$  es el momento polar másico de inercia por unidad de longitud.

Gauchia [118] resuelve este sistema de tres ecuaciones diferenciales aplicando una solución del tipo:

$$v(y, t) = V(y)e^{i\omega t} \quad (6.49)$$

$$\theta(y, t) = \Theta(y)e^{i\omega t} \quad (6.50)$$

$$\phi(y, t) = \Phi(y)e^{i\omega t} \quad (6.51)$$

siendo  $v$  el desplazamiento vertical,  $\Theta$  el giro de la sección transversal debido al momento flector,  $\phi$  la rotación de la viga en dirección longitudinal de la viga y  $\omega$  la frecuencia natural de vibración

Para una viga de características demostradas en la Tabla 6.1, llega a obtener valores de las primeras frecuencias de oscilación de la carrocería, comparándolas con las calculadas con ANSYS de un modelo de elementos finitos, en el que se restringe el desplazamiento del eje trasero de un autobús de similares características a la de la viga.

Tabla 6. 1. Características viga

Rigidez a torsión (N m/rad)	157.501,50
Efecto Timoshenko	82,9 * 10 <sup>e</sup>
Longitud de la viga (m)	3,016
Masa por unidad de longitud (kg/m)	524

En la Tabla 6.2 se muestra una comparación entre los valores de las frecuencias propias obtenidas utilizando las expresiones analíticas anteriores y los valores de las frecuencias obtenidas mediante ANSYS en el que se restringía el desplazamiento del eje trasero el autobús. Se observa que la viga representa de forma adecuada el comportamiento de la dinámica torsional de la carrocería del autobús analizada.

Tabla 6. 2. Comparación de las frecuencias propias de vibración obtenidas mediante ANSYS y las obtenidas analíticamente al caracterizar la carrocería del autobús por una viga de sección rectangular de pared delgada [118].

Frecuencia según modelo viga (Hz)	Frecuencia según ANSYS (Hz)
2,2	3,2
5,5	5,1
9,8	9,6
16,6	11,5

C. A. Reyes et al. [217] elaboran un modelo de MEF empleando elementos tipo cable que relacionan el centro de cada elemento viga con una intersección exacta con sus elementos vecinos. Se trata de un modelo muy completo del que merece la pena destacar las siguientes hipótesis y conclusiones.

La conexión entre los elementos tipo cable y tipo placa la realizaron mediante conectores definidos como "soldadura". Para el análisis estático y lineal utilizaron únicamente el chasis del autobús y para el análisis dinámico integraron los mecanismos de movimiento para simular los tres ejes de suspensión.

Las condiciones de contorno fueron desarrolladas para obtener los esfuerzos de torsión y flexión a través del análisis estático. Para la torsión aplicaron, en los sustentadores de los fuelles de aire frontales, dos cargas de la misma magnitud (50 kN) y dirección pero de sentido contrario; los fuelles de aire traseros (dirección y ejes auxiliares) fueron empotrados. Para la flexión las cargas se aplican con el mismo sentido, con magnitud (10 kN) y dirección; empotrando los nodos de igual manera que para la torsión. Las cargas de torsión y flexión fueron calculadas para mantener los niveles de tensión por debajo de 250 MPa.

Las siguientes ecuaciones muestran las constantes de torsión y flexión respectivamente:



$$K_T = \frac{N}{\alpha_T} \quad (6. 52)$$

$$K_b = \frac{2FL}{\alpha_{Tb}} \quad (6. 53)$$

Donde:

$$\alpha_T = \tan^{-1} \left( \frac{v_A - v_B}{W} \right) \quad (6. 54)$$

$$\alpha_b = \tan^{-1} \left( \frac{v_A + v_B}{2L} \right) \quad (6. 55)$$

$W$  y  $L$  representan la anchura y la longitud del autobús, respectivamente, considerando las cargas aplicadas;  $v_A$  y  $v_B$  son los desplazamientos verticales de los puntos de aplicación de la carga;  $\alpha_T$  y  $\alpha_b$  son los ángulos de torsión y flexión, respectivamente.

Las condiciones de contorno para el análisis dinámico tienen como objetivo obtener el comportamiento del chasis del autobús bajo diferentes condiciones de carga que pueden darse durante la vida útil de uso del mismo. El mecanismo de movimiento que simula cada suspensión en los 3 ejes del autobús hace considerar que este modelo tiene suficientes elementos para obtener un análisis dinámico con precisión.

El motor, la transmisión y el aire acondicionado se representan como puntos de masa con valores de 1.343 kg, 526 kg y 250 kg respectivamente. Estos valores se obtienen de manera experimental.

Después de obtener el peso del chasis, el sistema de suspensión, el motor, la transmisión y el aire acondicionado, se define la masa del conjunto localizada en el centro de gravedad del mismo (ésta fue calculada anteriormente con un valor de 14.271 kg que representa la máxima condición de carga).

Se considera una velocidad de 40 km/h y un radio de giro de 14 m y, para estos valores, se obtiene de manera analítica la transferencia de carga de un lado del autobús hacia otro. Aplicando esta condición se proporciona información sobre los elementos del chasis que rodea las sujeciones o soportes de la suspensión.

La Figura 6.13 muestra la dirección de desplazamiento obtenido de los nodos debido a las condiciones de contorno definidas para el análisis de torsión. Los mayores

desplazamientos se encuentran en la parte externa del eje delantero. Se representan desplazamientos resultantes.

A las deformaciones obtenidas para estas condiciones (torsión y flexión) se aplica un factor de escala de 12 para poder obtener la deformación producida en el chasis del autobús.

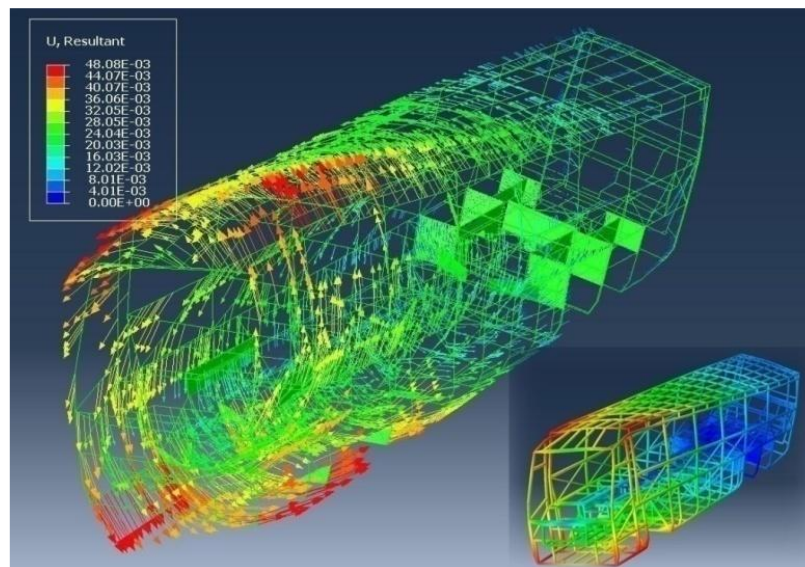


Figura 6. 13. Dirección y magnitud (m) de los desplazamientos resultantes para torsión: [217].

La distribución de tensión para el ensayo de torsión se muestra en la Figura 6.14. Los valores más elevados de tensión se localizan en los elementos más externos del chasis del autobús, esto es, en los laterales, techo, y base de la estructura, principalmente en los elementos de unión. Aunque existe una cierta contribución de la parte central del chasis del autobús, las solicitaciones se encuentran principalmente en los elementos exteriores.

Los elementos inferiores del lateral del chasis alcanzan valores de aproximadamente 150 MPa, localizados en las uniones, y los elementos superiores alcanzan tensiones de 170 MPa, aproximadamente. Sin embargo, el máximo valor de tensión (200 MPa) se encuentra localizado en una pareja de elementos que trabajan como uniones entre el techo y los laterales del chasis.

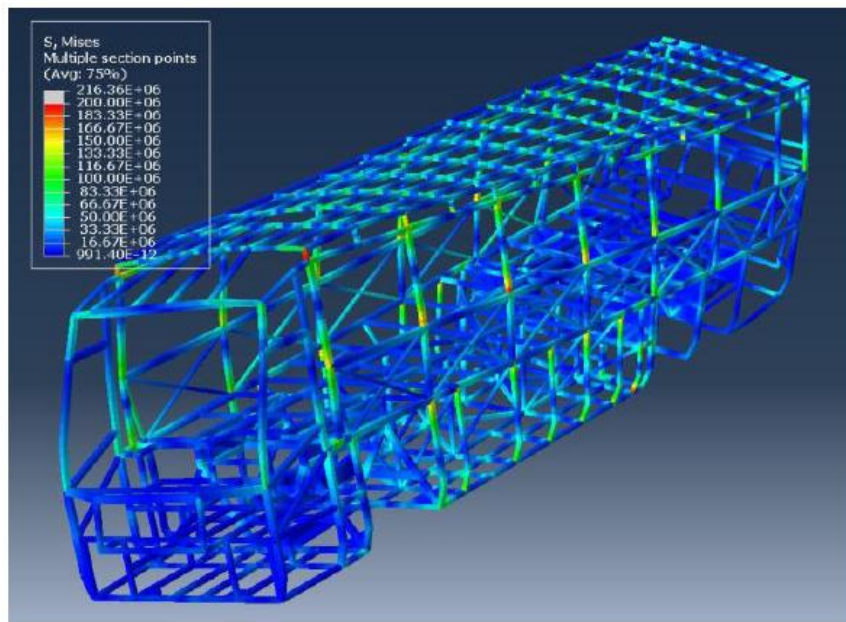


Figura 6. 14. Distribución de la tensión equivalente de Von-Mises en condiciones de torsión [217].

La Figura 6.15 muestra la magnitud de los desplazamientos en el análisis de flexión. Los desplazamientos nodales están localizados en la parte frontal del chasis del autobús. La magnitud de los desplazamientos en elementos cercanos al punto de aplicación de la carga es de 26 mm aproximadamente. Estos valores son utilizados para calcular la constante de flexión de acuerdo a las anteriores ecuaciones. Los desplazamientos máximos tienen una magnitud de 35 mm.

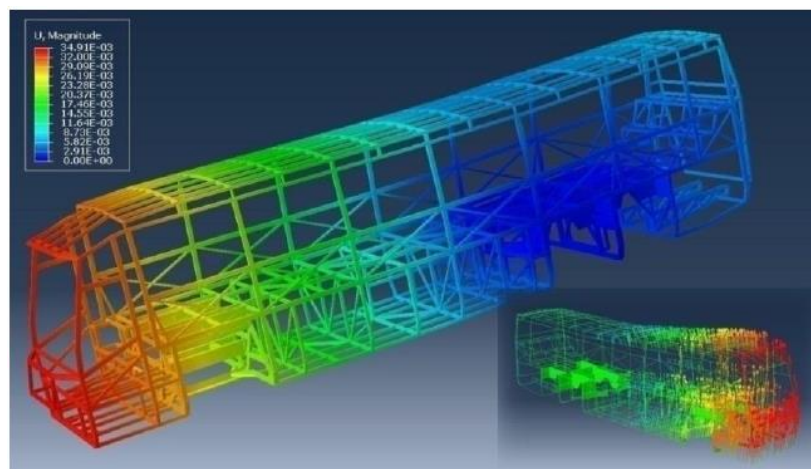


Figura 6. 15. Resultante de los desplazamientos debidos a flexión [217].

La distribución de la tensión (Figura 6.16) muestra un valor máximo, de 176 MPa, en los puntos en los que la condición de contorno empotramiento fue aplicada. Los elementos laterales del chasis, próximos a los ejes delantero y trasero, y algunos elementos que rodean las sujeciones de la suspensión presentan las tensiones más elevadas con un promedio de 130 MPa.

De los dos análisis anteriores, flexión y torsión, se obtienen las dos constantes que se presentan en la Tabla 6.3. Nótese que la rigidez de torsión es del valor muy similar al considerado en el capítulo 5 para la resolución de las ecuaciones de dinámica lateral.

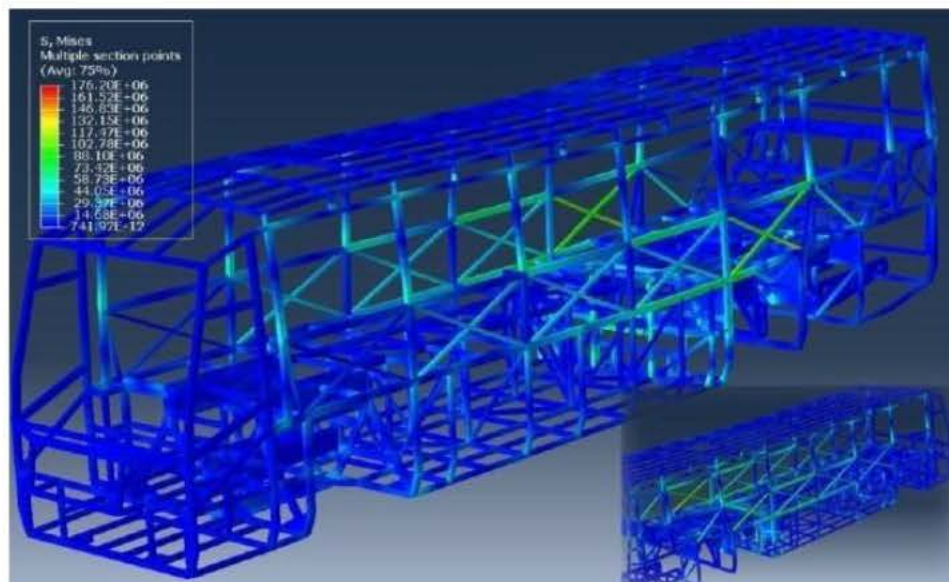


Figura 6. 16. Distribución tensión equivalente Von-Mises para flexión [217].

Tabla 6. 3. Constantes iniciales de flexión y torsión para el chasis del autobús ( $\times 10^{-6}$  [N·m/rad]) [217].

Torsión	Flexión
2,466	28,229

La función de respuesta velocidad-frecuencia obtenida en los análisis dinámicos se extrajo en diferentes localizaciones del chasis para diferentes puntos tal y como se muestra en la Figura 6.17. A la vista de los resultados, puede indicarse que no existe frecuencia de resonancia para el chasis en el rango de trabajo.

Comparando las vibraciones libres y forzadas cercanas a 700 rpm (ralentí del motor) se obtiene que para la Figuras 6.18 a) y 6.18 b) la amplitud de la vibración libre se concentra en la base del eje de tracción mientras que para vibraciones forzadas se concentra en un elemento transversal de la zona posterior. Para la figura 6.18 c) aparecen elevadas amplitudes para vibración libre en el techo, no ocurriendo lo mismo para las vibraciones forzadas.

Los resultados contenidos en la Figura 6.18 se corresponden con frecuencias de 23,4 Hz en el caso a), 24,2 Hz en el caso b) y 24,4 Hz en el caso c); desplazamiento y velocidad medidas en m y m/s respectivamente.

Los modos de vibración mostrados en la Figura 6.19 a) no se solapan para vibración libre y forzada; en la Figura 6.19 b) las uniones del techo y del motor presentan una deformación similar, lo cual indica que bajo el efecto de estas frecuencias puede producirse vibraciones excesivas; en 6.19 c) de nuevo, los modos de vibración no se acoplan completamente, sin embargo, la deformación de la parte trasera continúa apareciendo.

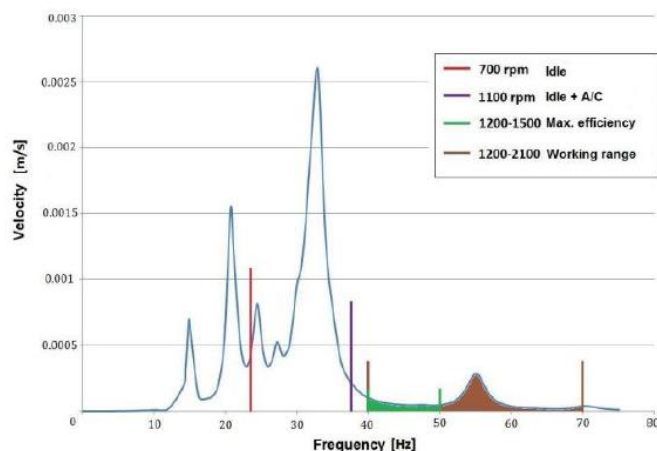


Figura 6. 17. Velocidad de un nodo próximo a las sujeciones del motor dentro del límite de trabajo [217].

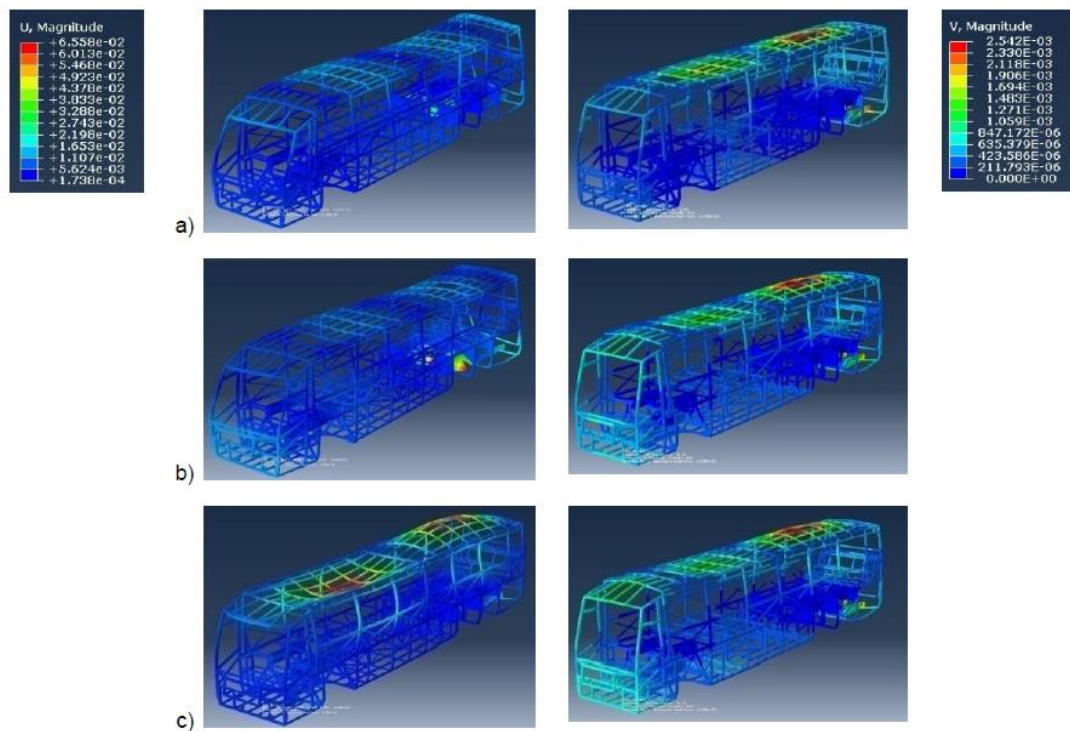


Figura 6. 18. Parejas de modos de vibración, libre (izquierda) y forzada (derecha), con frecuencias cercanas a 23,33 Hz [217].

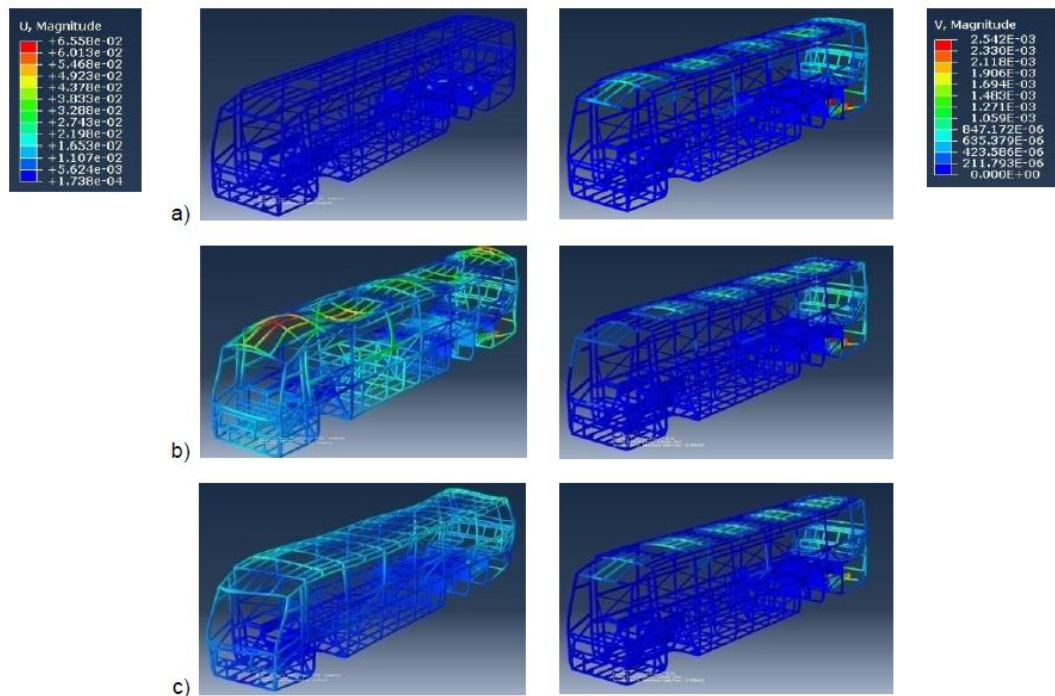


Figura 6. 19. Parejas de modos de vibración, libre (izquierda) y forzada (derecha), con frecuencias cercanas a 36,66 Hz [217].

Para simular el paso por una curva se toman desplazamientos relativos entre cuatro puntos con el objetivo de compararlos con sus iguales en el ensayo de torsión. Se detectó que el máximo desplazamiento es menor de 0,4 mm, lo cual es 10 veces menor que el desplazamiento obtenido para el análisis de torsión, en consecuencia el chasis del autobús es capaz de soportar solicitaciones severas.

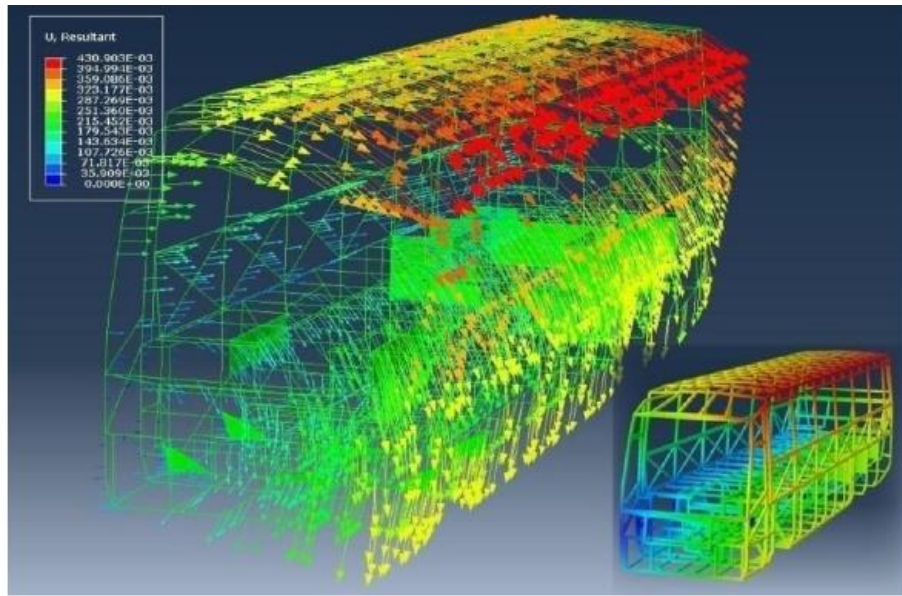


Figura 6. 20. Desplazamientos (m), dirección y magnitud en condiciones de paso por curva [217].

Todos estos autores no consideran cómo afecta al comportamiento dinámico de este tipo de vehículos en su conjunto, es decir, considerando simultáneamente bastidor y carrocería.

### 6.4 Experiencia en diseño de carrocerías

Se plantea en este apartado criterios de diseño de carrocerías que deberían aplicarse, a la luz de la experiencia desarrollada durante la elaboración de esta tesis, al abordar un nuevo diseño de carrocería. Reducciones de masa, con objeto de sacar al mercado un vehículo de bajo consumo, sin perder capacidad de carga de pasajeros y no disminuir los niveles de seguridad de circulación, obligan al diseñador a establecer pautas técnicas que persigan optimizar coste y cumplir esos objetivos.

Los esfuerzos que debe soportar la estructura de un autobús son externos e internos a la misma. La capacidad de carga soportada y los esfuerzos estáticos y

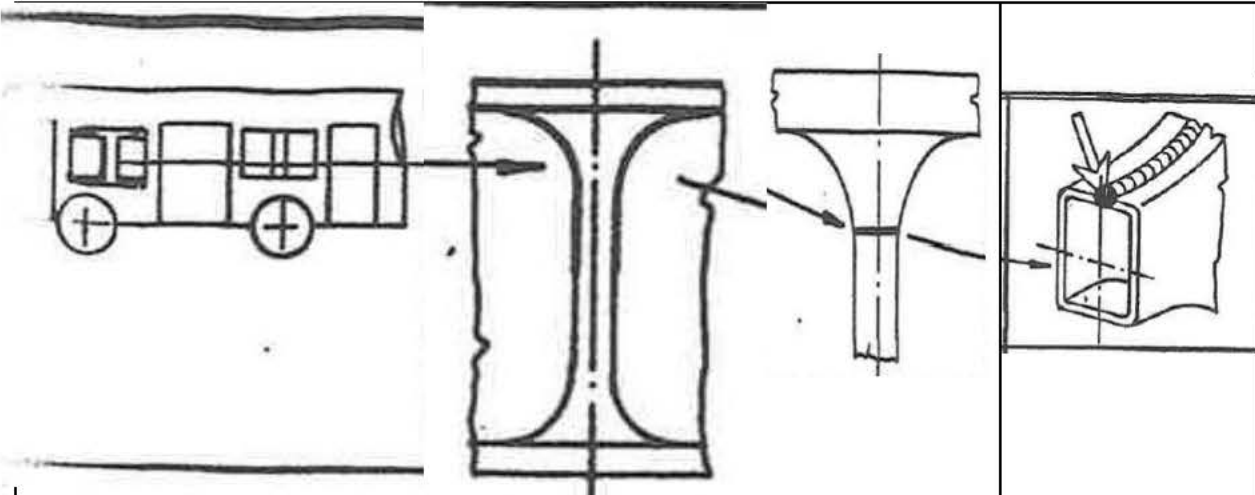
dinámicos, cuando ésta se encuentra en circulación por carretera son, realmente, los más importantes y que más influyen en los niveles de tensión mecánica que aparecen en cualquiera de sus puntos.

El diseño de la carrocería de un autobús requiere cuatro niveles (Tabla 6.4) de estudio:

- Estructura completa
- Elementos individuales que componen la carrocería: componentes
- Secciones peligrosas en la unión de componentes
- Puntos de concentración de tensiones



Tabla 6. 4. Niveles para estudio de una carrocería.



Estructura completa	Elemento estructural	Sección transversal crítica	Puntos de concentraciones de tensiones
Carga externa	Carga interna	Tensión normal	Tensión máxima
Desprendimiento del elemento	Fractura final	Propagación de la fractura	Iniciación de la fractura
Daño estructural	Rotura	Daño mecánico	Daño físico

Los elementos estructurales, al constituir una estructura completa tienen diferentes tipos de conexión y, por tanto, diferentes relaciones mecánicas entre sí. En este sentido, pueden considerarse tres tipos básicos de conexiones (Figura 6.21):

- Elementos conectados en serie (estructura en cadena)
- Elementos conectados en paralelo (estructura redundante)
- Conexión variada

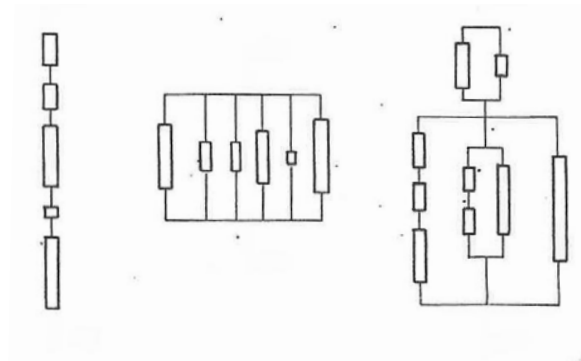


Figura 6. 21. Tipos de conexión

La resistencia final y el comportamiento de la vida útil de la estructura completa depende de la categoría y comportamiento de los componentes que la configuran, así como de la conexión entre ellos.

#### 6.4.1 Consideraciones de fatiga

Los elementos estructurales soportan cargas interiores (flexiones, torsiones,...) que provienen de los esfuerzos externos producidos en circulación.

Una carrocería debe soportar dos tipos básicos de carga. La primera de ellas, que es la que se considera en esta tesis doctoral, es la carga de servicio. La segunda es la carga fuera de servicio: cargas producidas durante el levantamiento del vehículo, al remolcarlo, embarcarlo y esfuerzos producidos en una posible colisión (vuelco en un accidente, choque frontal, etc.).

Hay que considerar las tensiones internas producidas durante el proceso de fabricación y la tensión mecánica que aparece en los elementos de la estructura generada por el peso de los pasajeros y el equipaje.

En la tensión mecánica hay que diferenciar entre las tensiones debidas al peso de pasajeros y equipaje en condiciones estáticas y las tensiones debidas a las variaciones de esta carga (denominada carga útil en la bibliografía especializada) durante la dinámica del autobús. Se dan dos casos extremos: vehículo en vacío y sobrecarga de la carrocería (esta variabilidad depende de las condiciones de uso, autobús o autocar, y del tipo de carrocería).

Según Matolcsy [171], la distribución de la carga útil en vehículos de grandes dimensiones puede aproximarse por la siguiente función de distribución:

$$F(x_2) = 1 - \left( \frac{w - x_2}{w - U} \right)^{\alpha_2} \quad (6. 56)$$

donde  $w$  es el límite de carga útil,  $\alpha_2$  un parámetro relacionado con la desviación típica de la función y  $U$  el límite inferior de la función de distribución.

En realidad,  $U$  se emplea para representar la probabilidad del uso del vehículo sin carga útil.

$$F_0 = F(X_2=0) = 1 - \left( \frac{w}{w - U} \right)^{\alpha_2} \quad (6. 57)$$

es decir,

$$U = \frac{w(\sqrt[\alpha_2]{1 - F_0} - 1)}{\sqrt[\alpha_2]{1 - F_0}} \quad (6. 58)$$

Los esfuerzos que aparecen en la dinámica de un autobús están generados por vibraciones y oscilaciones generadas por la superficie de la carretera al interactuar con la rueda neumática. Posteriormente estos esfuerzos se distribuyen desde la rueda al sistema de suspensión del vehículo. Estos esfuerzos son por tanto aleatorios. En la práctica se emplea como función de entrada de la carretera una normal, o bien, una función de tipo exponencial.

La suma de esfuerzos y tensiones mecánicas asociadas puede calcularse por superposición de estos tres efectos (Figura 6.22):

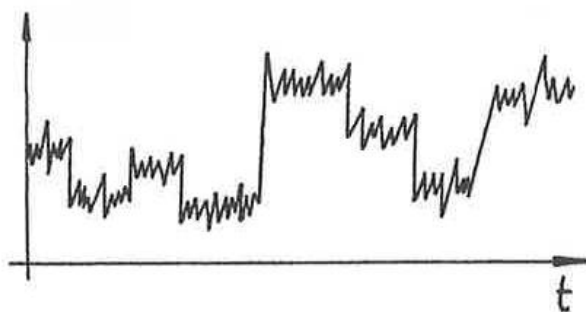


Figura 6. 22. Esfuerzos y tensiones finales

Esta consideración es solamente válida para condiciones elásticas en las que no se produce ninguna deformación permanente. Las no linealidades aparecerán cuando se analizan puntos de concentración de tensiones.

Hay que realizar aquí una consideración importante: la carga útil no es independiente de la carga de operación, es decir, cuando el autobús se encuentra circulando.

Respecto al comportamiento en el tiempo y frecuencia hay que señalar que las tensiones residuales debidas al proceso de fabricación son temporales y no dependen de la frecuencia; sólo dependen del material, de la geometría de las uniones y del propio proceso de fabricación (soldadura, remachado, ...).

Las tensiones derivadas de la carga útil son independientes del tiempo o quizás deben ser consideradas dependientes de frecuencias muy bajas.

Finalmente, mencionar que las tensiones mecánicas derivadas de los esfuerzos de operación son muy sensibles a la frecuencia y, por tanto, dependientes de la función de transferencia carretera-carrocería. En este caso es importante considerar el factor de carga dinámico.

$$D_d = \frac{\sigma_{dyn}}{\sigma_{stat}} \quad (6. 59)$$

Siendo  $\sigma_{dyn}$  la tensión máxima que aparece en la dinámica de la circulación por carretera y  $\sigma_{stat}$  la tensión mecánica que existe en el mismo punto en condiciones de vehículo en reposo y descargado.

Una cuestión aún sin normalizar en el campo del diseño de carrocerías de autobuses y autocares es definir cuáles el tiempo de observación en los ensayos experimentales dinámicos en carretera. Si se quiere obtener información representativa de las condiciones de servicio se plantea en esta tesis doctoral analizar medidas durante 20 km sobre carretera regular y en condiciones de circulación a 80 km/h.

Esencialmente, las diferencias de configuración entre un autobús y un autocar, como ya se ha comentado en el capítulo 1 de esta tesis, vienen determinadas principalmente por la distribución de asientos, zonas de pasillo, bodega, plataformas de acceso al vehículo y plataforma donde pueden viajar pasajeros de pie (si procede).

## CAPÍTULO 6. TORSIÓN DE LA SUPERESTRUCTURA Y TORSIÓN DEL VEHÍCULO

El interior del autocar consiste en una pequeña plataforma que da acceso a dos filas dobles de asientos, adosadas a los laterales del vehículo. La última fila de asientos es corrida y corresponde con el ancho del autocar.

Estas diferencias se basan en la máxima velocidad de circulación establecida por la reglamentación. En un autobús, al ser su circulación por un circuito urbano, los viajeros pueden ir de pie, dado que la velocidad está limitada. En un autocar la circulación es interurbana o en carretera pudiéndose alcanzar los 120 km/h en la actualidad.

Por otra parte, los viajeros de un autocar necesitan desplazar equipajes. Para ello se dispone de una bodega inferior que obliga a que el piso del vehículo está sobreelevado (con una altura del centro de masas mucho mayor que la del autobús, circunstancia que hace que el límite de vuelco del autocar sea inferior que la del autobús). Además, existe un portaequipajes (modo avión) elevado en el techo y a ambos laterales del autocar, circunstancia que aumenta aún más la altura del centro de masas (Figura 6.23)

Respecto de la rigidez a la torsión que ofrece estos dos tipos de diseño es muy distinta. En esta tesis doctoral se contempla este hecho.

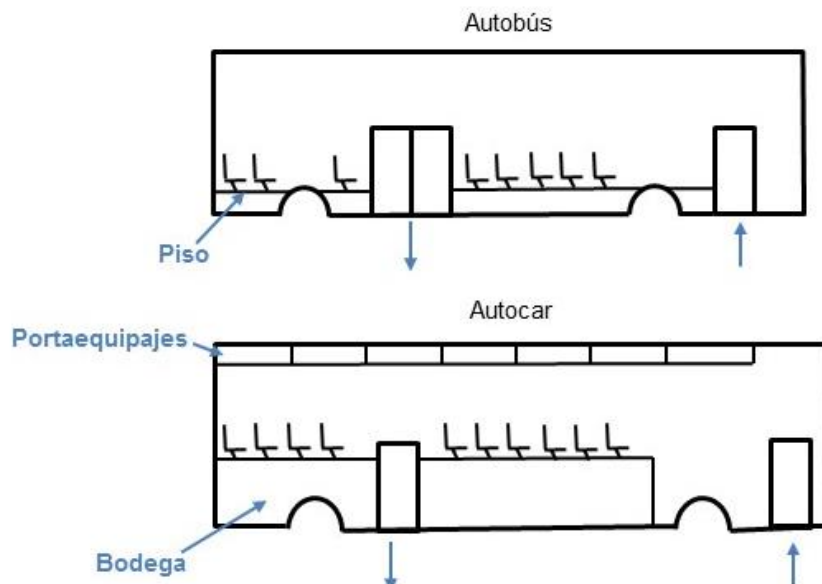


Figura 6. 23. Diseños del interior de un autobús y de un autocar

Observando la figura 6.23 puede deducirse que el comportamiento dinámico de torsión de un autobús será diferente al de un autocar.

#### 6.4.2 Secciones transversales de la carrocería

La distribución de las diferentes secciones transversales de la carrocería de un autobús o de un autocar requiere de un estudio profundo del comportamiento de la estructura.

Una vez definida la estructura resistente de la carrocería debe estimarse el peso total y la distribución del mismo a lo largo del vehículo. A partir de ahí puede apreciarse las secciones transversales presumiblemente más sensibles a fenómenos mecánicos como vuelco, torsión de la carrocería, etc.

A continuación, se analizan dos casos supuestos de distribución de rigidez a la torsión a lo largo del vehículo. En ambos, la línea de techo es paralela al eje longitudinal del vehículo y se supone un reparto de masas asimétrico.

En el primer caso (Figura 6.24) se representa un autobús con los anillos frontal y trasero muy rígidos. Los anillos centrales tienen una resistencia menor e igual para todos ellos.

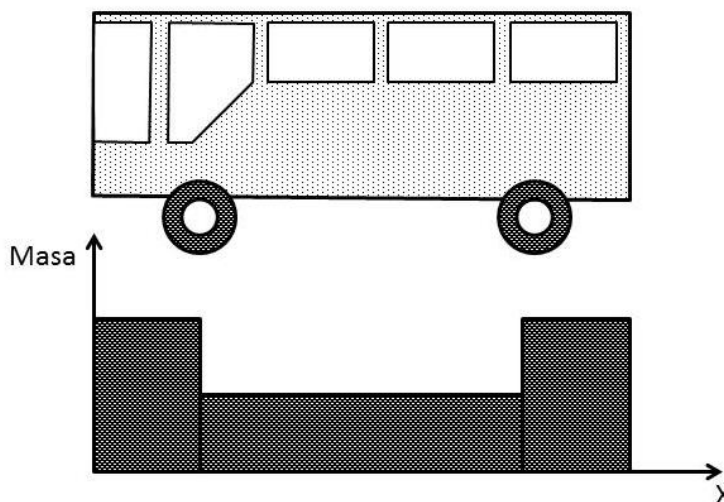


Figura 6. 24. Secciones transversales. Rigidez a la torsión

En un caso más general la rigidez a la torsión será variable a lo largo de la carrocería (Figura 6.25).

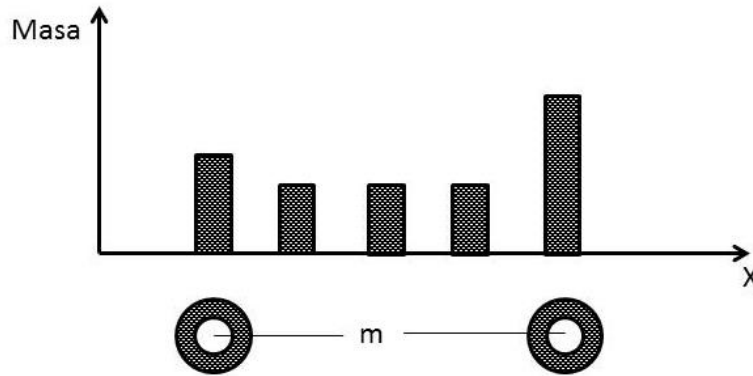


Figura 6. 25. Rigidez a la torsión

Este segundo ejemplo representa mejor el comportamiento a torsión de un vehículo real. Algunos autores simplifican prefiriendo la situación explicada en el primer ejemplo.

En algunas ocasiones, el diseño de los laterales de la carrocería dificulta establecer secciones de igual resistencia, puesto que no puede hablarse en estos casos del concepto de anillo de seguridad (Figura 6.26). En este caso debe analizarse la rigidez a la torsión del vehículo como si este fuera un “todo” en su conjunto.

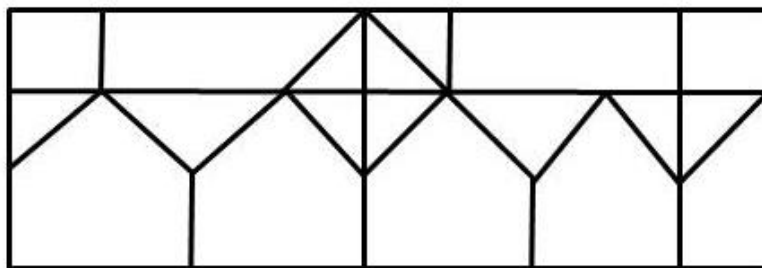


Figura 6. 26. Lateral de la carrocería

El diseño de un autocar es más complejo, ya que, desde el punto de vista de rigidez, la bodega divide longitudinalmente al vehículo (Figura 6.27).

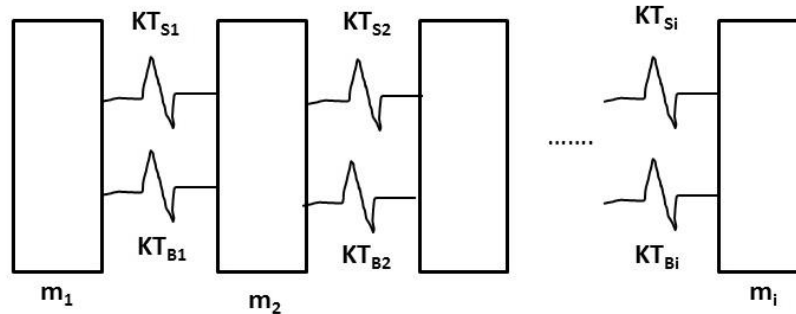


Figura 6. 27. Modelo a torsión discretizado de un autocar

En la Figura 6.27 se presenta un esquema de modelo a torsión discretizado de un autocar (los subíndices de las rigideces S y B corresponden respectivamente, a rigidez a torsión de la zona superior y de la bodega).

Se tiene, por tanto, un diseño de resortes a torsión en paralelo, que conectan respectivamente masas rígidas m. Puede resolverse este caso en el anterior del autobús considerando que la rigidez total de dos resortes en paralelo es otro de rigidez, K:

$$\frac{1}{K} = \frac{1}{K_1} + \frac{1}{K_2} \quad (6. 60)$$

Ambos modelos discretizados propuestos en esta tesis doctoral conectan dos modelos representativos de la dinámica lateral del vehículo. Se define aquí una rigidez a torsión en condiciones dinámicas como aquella que relaciona un par torsor alternante frente a un ángulo de giro constante:

$$K_{Td} = \frac{N_{Ta}}{\phi_{cte}} \quad (6. 61)$$

Este par torsor se genera por el giro lateral de un eje del vehículo y se transmite longitudinalmente a través de la carrocería al otro eje, que sirve de apoyo y reacción, sustentando la estabilidad lateral del autobús o del autocar objeto de estudio.



Suponiendo un giro de  $\phi_a$ , la rigidez a torsión es:

$$K'_{Td} = \frac{N_{Tcte}}{\phi_a} \quad (6. 62)$$

por lo que,

$$\frac{dK'_{Td}}{dt} \neq 0 \quad (6. 63)$$

Se define la velocidad de torsión como la derivada de la rigidez a torsión respecto del tiempo. Dicha velocidad está afectada, entre otras, por la velocidad de circulación del autobús y por la densidad espectral de la carretera:

$$\frac{dK'_{Td}}{dt} = \frac{d}{dt} \left( \frac{N_{Tcte}}{\phi_a} \right) = - \frac{N_{Tcte}}{\phi_a^2} \frac{d\phi_a}{dt} \quad (6. 64)$$

Expresión que determina la velocidad con que torsionan las masas  $m_i$  durante la dinámica del vehículo. Como se ha demostrado anteriormente que, en cualquiera de los dos casos, las masas  $m_i$  están conectadas en serie, la suma de los ángulos girados por cada una de ellas dan lugar al giro a torsión total de la carrocería:

$$\phi_a = \sum_{i=1}^n \phi_{ai} \quad (6. 65)$$

Siendo  $n$  el número de módulos de los que consta la carrocería del autobús,  $\phi_a$  la rotación de la carrocería del autobús y  $\phi_{ai}$  la rotación de cada uno de los módulos que la componen.

Derivando y considerando un comportamiento lineal:

$$\frac{d\phi_a}{dt} = \frac{d}{dt} \sum_{i=1}^n \phi_{ai} \quad (6. 66)$$

Además, el par tursor total generado en la dinámica puede expresarse como:

$$N_{Tcte} = \sum_{i=1}^{n-1} (\pm N_{Ti}) \quad (6. 67)$$

El ángulo girado es,

$$\phi_{ai} = \frac{N_{Ti}}{K_{Ti}} \quad (6. 68)$$

Derivando para toda la carrocería se tiene que:

$$\frac{d\phi_a}{dt} = \sum_{i=1}^n \frac{1}{K_{Ti}} \frac{dN_{Ti}}{dt} \quad (6. 69)$$

Sustituyendo una ecuación en la otra se obtiene:

$$\frac{dK'_{Td}}{dt} = -\frac{N_{Tcte}}{\phi_a^2} \sum_{i=1}^n \frac{1}{K_{Ti}} \frac{dN_{Ti}}{dt} = -\frac{1}{\phi_a^2} \sum_{i=1}^{n-1} N_{Ti} \sum_{i=1}^n \frac{1}{K_{Ti}} \frac{dN_{Ti}}{dt} \quad (6. 70)$$

$$\frac{dN_{Ti}}{dt} = \frac{dN_{Ti}}{dK'_{Td}} \frac{dK'_{Td}}{dt} \quad (6. 71)$$

Despejando,

$$\frac{dK'_{Td}}{dt} = -\frac{1}{\phi_a^2} \sum_{i=1}^{n-1} N_{Ti} \sum_{i=1}^n \frac{1}{K_{Ti}} \left( \frac{dN_{Ti}}{dK'_{Td}} \frac{dK'_{Td}}{dt} \right) \quad (6. 72)$$

Se define la velocidad de variación de la rigidez a torsión respecto del tiempo como:

$$v_{K_T} = \frac{dK'_{Td}}{dt} \quad (6. 73)$$

Luego,

$$v_{K_T} = -\frac{1}{\phi_a^2} \sum_{i=1}^{n-1} N_{Ti} \sum_{i=1}^n \frac{1}{K_{Ti}} \left( \frac{dN_{Ti}}{dK'_{Td}} v_{K_T} \right) \quad (6.74)$$

Por tanto, queda:

$$v_{K_T} \left[ 1 + \frac{1}{\phi_a^2} \sum_{i=1}^{n-1} N_{Ti} \sum_{i=1}^n \frac{1}{K_{Ti}} \frac{dN_{Ti}}{dK'_{Td}} \right] = 0 \quad (6.75)$$

En pequeñas oscilaciones se cumple:

$$v_{K_T} = 0 \quad (6.76)$$

En otros casos, se verifica que:

$$N_{Tcte} \sum_{i=1}^n \frac{1}{K_{Ti}} \frac{dN_{Ti}}{dK'_{Td}} = \phi_a^2 \quad (6.77)$$

Es decir,

$$\sum_{i=1}^n \frac{1}{K_{Ti}} \frac{dN_{Ti}}{dK'_{Td}} = \frac{\phi_a^2}{N_{Tcte}} \quad (6.78)$$

La expresión anterior significa que para oscilaciones elevadas, la variación del par torsor relativo entre módulos respecto de la rigidez a torsión es constante para todo el autobús.

A diferencia de los autores anteriormente mencionados, se supone en esta tesis que la estructura del autobús está anclada al piso en sus ejes y que sobre ella actúa, como momento de torsión, la diferencia de los momentos de reacción en ambos ejes debidos a la rigidez de balanceo. Hay que considerar que la caja no torsiona alrededor

del eje central sino alrededor de un eje de giro situado fuera de éste (la distribución de masa varía a lo largo de la longitud del autobús como consecuencia de la acción de la suspensión neumática y de que el diseño de la carrocería es asimétrico). En la Figura 6.28 se muestra un modo de torsión de la carrocería calculado según MEF. Se trata de una sollicitación combinada, consistente en una flexión alrededor del eje vertical y una torsión debido a que el eje de simetría del autobús y el eje de giro sobre el que torsiona no son paralelos. Por tanto, no puede suponerse que el momento torsor sea constante.

Por tanto, en el modelo teórico propuesto anteriormente se considera la existencia de un momento torsor que reacciona contra la masa no suspendida, variando con esto el empuje vertical que las ruedas ejercen sobre la calzada.

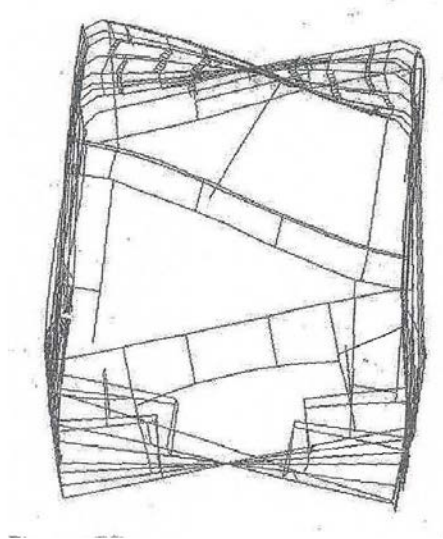


Figura 6. 28. Segundo modo. Modo de torsión pura

## 6.5 Eje de torsión

Dado que se considera, en el apartado anterior, que la caja no torsiona alrededor del eje central, debe analizarse el eje de torsión del autobús.

Se supone como dimensiones del autobús: anchura,  $b$ , altura,  $b$ , y longitud  $L$ . Se considera como sistema de referencia el posicionado en la cara posterior del autobús con el origen en el centro de la misma (Figura 6.29).

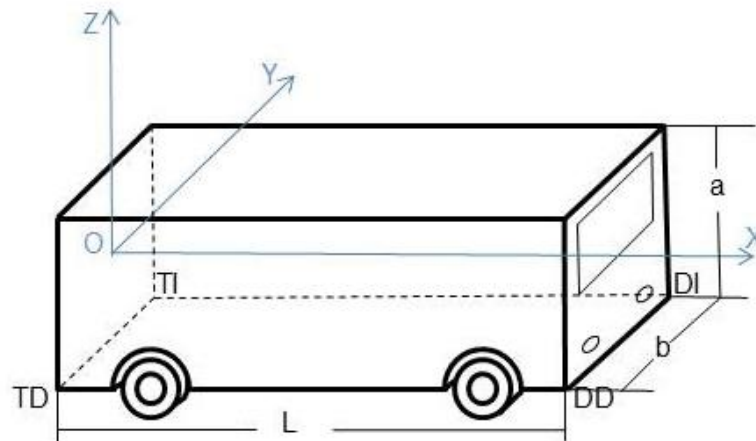


Figura 6. 29. Dimensiones

Como se ha comentado anteriormente, para pequeñas deformaciones se supone que después de la torsión el rectángulo  $a \times b$  se convierte en un prisma de caras  $a \times b$ . Asimismo se supone que en estas condiciones no existe alabeo (Figura 6.30)

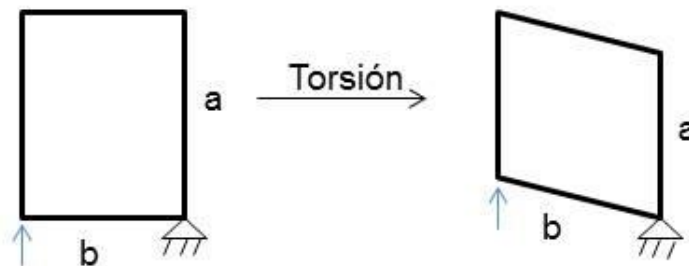


Figura 6. 30. Sección rectangular tras torsión sin alabeo.

Se considera que se levanta uno de los neumáticos una altura  $\Delta$ , manteniendo las otras tres ruedas en contacto con la calzada. El valor de  $\Delta$  viene siempre acotado por la condición de despegue de una de las otras tres ruedas. En estas condiciones se ha representado el paralelepípedo prismático rectangular al levantar la rueda delantera derecha, RDD, una altura  $\Delta$  (Figura 6.31).

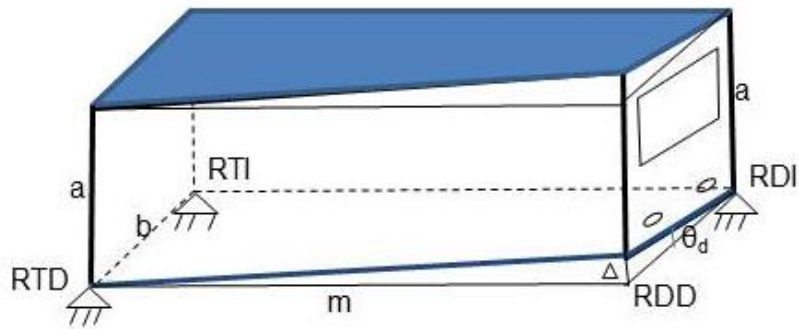


Figura 6. 31. Levantamiento de la rueda delantera derecha, RDD.

Hay que señalar que se considera la distancia:

$$RTD - RDD = RTI - RDI \quad (6. 79)$$

y coincide con la distancia entre ejes o batalla, m. Siendo:

- RTD: rueda trasera derecha
- RDD: rueda delantera derecha
- RTI: rueda trasera izquierda
- RDI: rueda delantera izquierda

Evidentemente, pese a la restricción impuesta en el ensayo consistente en que una rueda asciende mientras las otras tres permanecen en contacto con el suelo, los vértices delanteros, izquierdo y derecho, y los vértices traseros, izquierdo y derecho, no están sujetos a dicha restricción, por lo que tienen libertad de movimientos. Esto se debe a que el peso del módulo delantero del vehículo, de longitud  $V_d$  (voladizo delantero), y el módulo trasero, de longitud  $V_t$  (voladizo trasero), tienen suficiente masa (tanto en vacío como en carga) como para provocar una torsión respecto de los ejes delantero y trasero, respectivamente, del autobús (Figura 6.32).

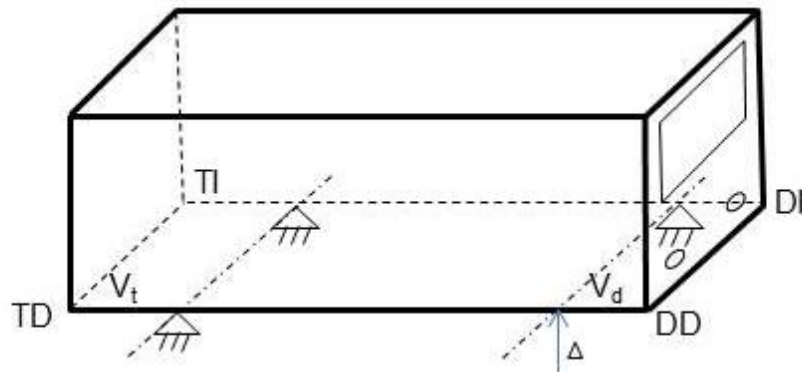


Figura 6. 32. Restricciones

Se sabe además que:

$$L = m + V_d + V_t \quad (6. 80)$$

Es lógico suponer que, con las condiciones impuestas, las deformaciones verticales de un punto cualquiera de la carrocería se mantienen siempre en el plano vertical que lo contiene y que es perpendicular al eje longitudinal medio (X) del vehículo.

Para contemplar un caso más general se supondrá que las ruedas del eje delantero se levantan “indistintamente” una altura  $\Delta_d$  y las ruedas del eje trasero una altura  $\Delta_t$ .

Se plantea a continuación el caso de levantamiento de la rueda delantera una altura  $\Delta_d$  (Figura 6.33).

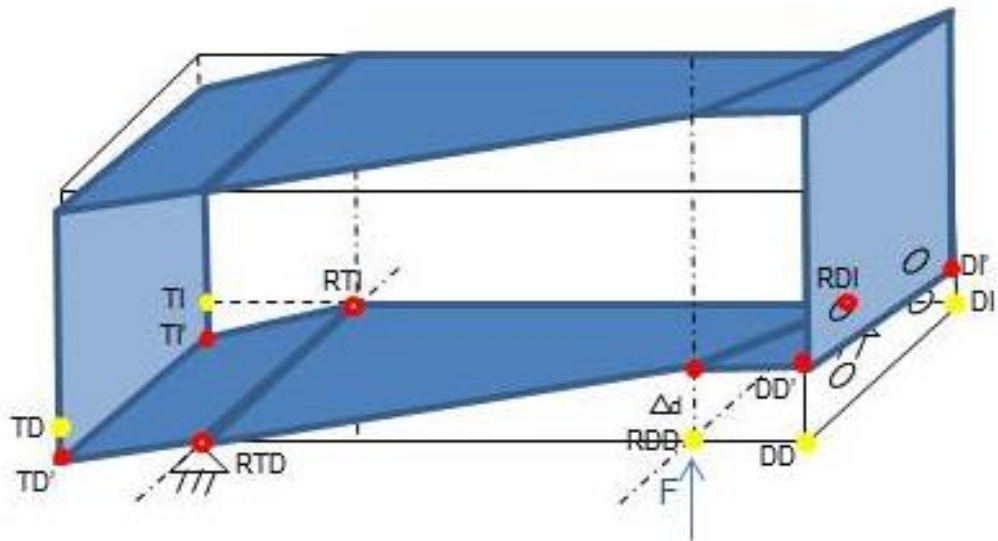


Figura 6. 33. Torsión por levantamiento  $\Delta_d$  de la RDD

(Los puntos indicados en amarillo representan los puntos en su posición inicial y los puntos en rojos representan las posiciones después de levantar la rueda derecha y producirse la torsión).

Se aprecia que se obtienen, para las condiciones anteriormente expuestas, tres prismas diferenciados provenientes de la deformación por torsión de cada uno de ellos. Se ha representado el caso hipotético de los vértices del voladizo delantero ascendiendo en su vertical y los del voladizo trasero descendiendo también en su vertical. En la práctica, como se verá más adelante, suele repetirse este patrón.

Representando la vista frontal del autobús antes y después de la deformación (estas últimas se señalan con ') (Figura 6.34).



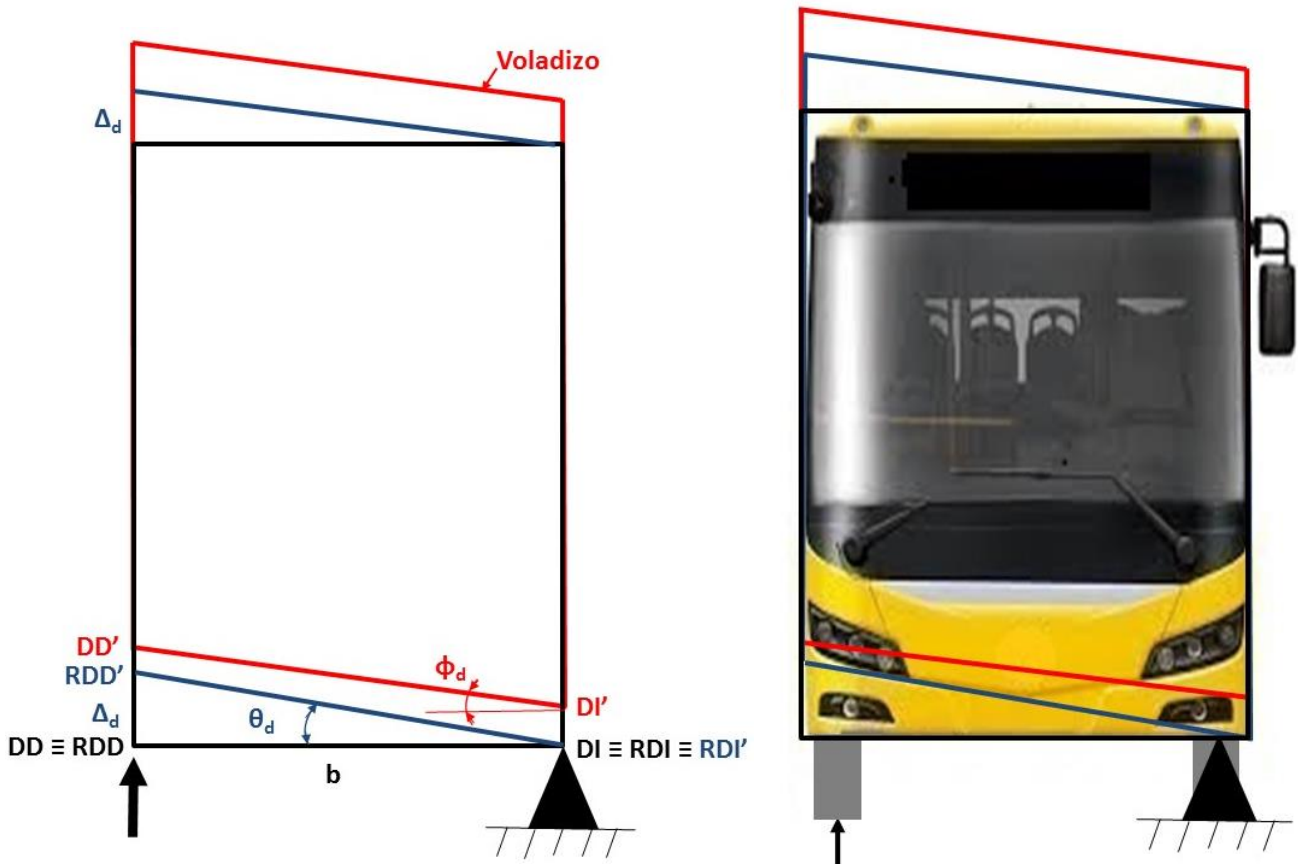


Figura 6. 34. Frontal del vehículo antes y después de la deformación

En la Figura 6.34,  $\theta_d$  representa el ángulo girado por el eje delantero ante el levantamiento  $\Delta_d$  y  $\phi_d$  el ángulo girado por la parte delantera, voladizo delantero, del autobús con respecto a la línea horizontal ante dicho levantamiento.

Tomando como sistema de referencia el sistema inercial O,X,Y anteriormente definido (Figura 6.29) y dado que los vértices de la carrocería no están sometidos a ninguna ligadura, se considera el caso general:

$$DD - DD' \neq DI - DI' \quad (6. 81)$$

La recta  $DD' - DI'$  forma un ángulo  $\phi_d$  con la horizontal. Por tanto,

$$\tan \theta_d = \frac{\Delta_d}{b} \quad (6.82)$$

$$\tan \phi_d = \frac{(DD' - DD) - (DI' - DI)}{b} \quad (6.83)$$

En estas ecuaciones  $\Delta_d$  (desplazamiento) y  $b$  (ancho de la carrocería) son conocidos y las alturas  $DD$ ,  $DD'$ ,  $DI$  y  $DI'$  son cotas medidas experimentalmente en el ensayo de torsión.

Procediendo análogamente para el eje trasero (ver Figura 6.35):

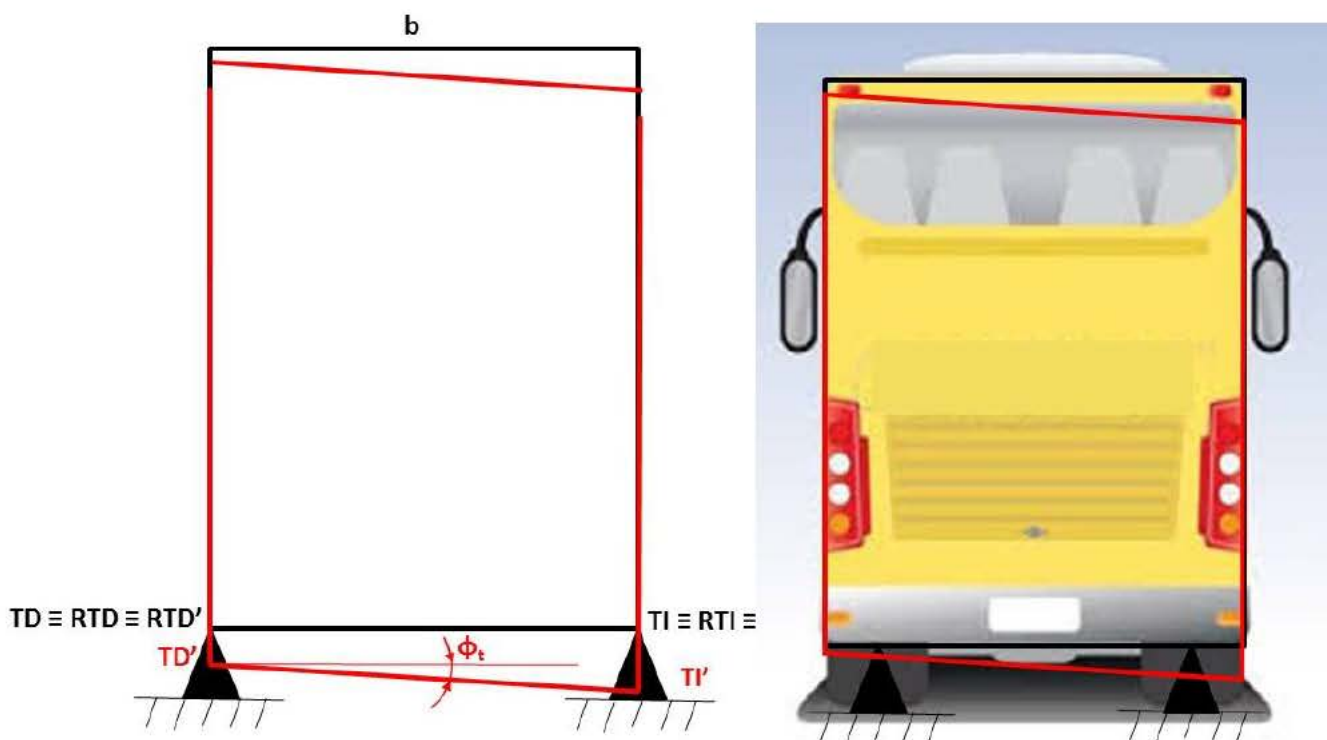


Figura 6.35. Eje trasero

Y dado que  $\tan \theta_t = 0$

$$\tan \phi_t = \frac{(TI - TI') - (TD - TD')}{b} \quad (6.84)$$

## CAPÍTULO 6. TORSIÓN DE LA SUPERESTRUCTURA Y TORSIÓN DEL VEHÍCULO

En cualquier caso, se considerará el módulo de las expresiones anteriores para que la diferencia de alturas sea positiva.

Según todo lo expuesto, ante una torsión debida a una elevación  $\Delta_d$ , se sabe que:

- La porción de carrocería comprendida entre ambos ejes torsiona un ángulo  $\theta_d$ :

$$\theta_d = \arctan \frac{\Delta_d}{b} \quad (6. 85)$$

- El voladizo delantero torsiona un ángulo  $\phi_d$  respecto del eje horizontal

$$\phi_d = \arctan \frac{(DD' - DD) - (DI' - DI)}{b} \quad (6. 86)$$

Respecto del eje delantero torsiona  $\theta_d \pm \phi_d$  (depende del signo de  $\phi_d$ ).

- El voladizo trasero torsiona un ángulo  $\phi_t$  respecto del eje horizontal

$$\phi_t = \arctan \frac{(TI - TI') - (TD - TD')}{b} \quad (6. 87)$$

Respecto del eje trasero torsionará  $\theta_t \pm \phi_t$  (depende del signo de  $\phi_t$ ) y dado que  $\theta_t$  es nulo torsionará  $\phi_t$ .

- El ángulo total de torsión al que se ve sometida la totalidad de la carrocería es:

$$\theta_{TOTAL} = \theta_d \pm \phi_d \pm \phi_t \quad (6. 88)$$

ya que la restricción impuesta al eje trasero obliga a que  $\theta_t = 0$ .

Para un sólido homogéneo el eje de torsión coincide con el eje longitudinal medio y pasa por el Centro de Gravedad (Figura 6.36):

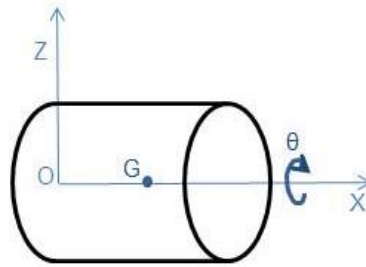


Figura 6. 36. Eje de torsión de un sólido homogéneo e isotrópico

En los casos estudiados, considerando exclusivamente la torsión de la carrocería sufrida entre ejes, no ocurre lo mismo debido a las condiciones de ensayo.

En la Figura 6.37 se representa el caso ideal de la posición del eje de torsión y la del caso que nos ocupa:

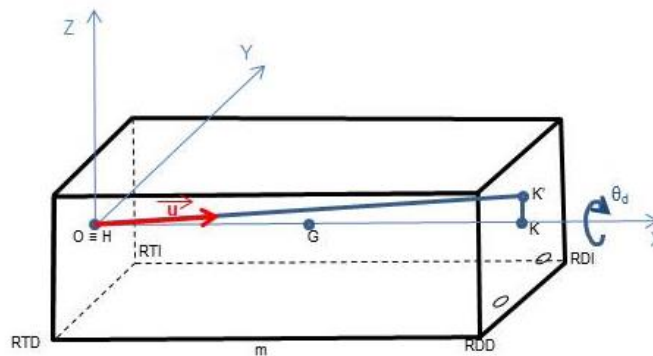


Figura 6. 37. Eje de torsión

El eje de torsión pura, eje longitudinal del vehículo, viene definido por la recta HK, mientras que el eje real de torsión, considerando la inexistencia de alabeos, por deformaciones pequeñas, viene definido por la recta HK' (Figura 6.38).

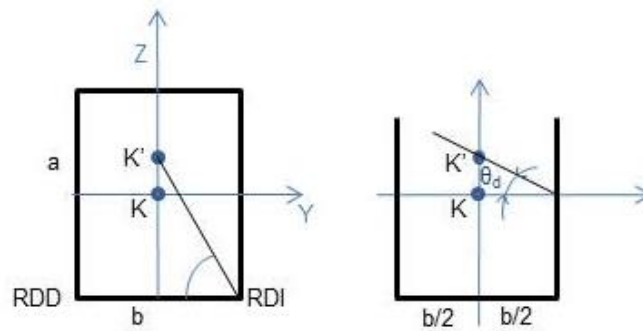


Figura 6. 38. Frontal eje de torsion

Las coordenadas de H y de K' respecto del sistema O, X, Y y Z son:

- $K'(m, 0, \frac{b}{2} \tan \theta_d)$
- $H(0,0,0)$

Luego la recta que une ambos puntos y que representa el eje real de torsión es la siguiente (expresada en paramétricas de  $\vec{u}$ ):

$$\frac{X_{K'} - X_H}{u_1} = \frac{Y_{K'} - Y_H}{u_2} = \frac{Z_{K'} - Z_H}{u_3} \quad (6. 89)$$

Y dado que el vector  $\vec{u}$  es

$$\vec{u} = \vec{u}(m, 0, \frac{b}{2} \tan \theta_d)$$

queda:

$$\frac{X_{K'}}{m} = \frac{Y_{K'}}{0} = \frac{Z_{K'}}{\frac{b}{2} \tan \theta_d} \quad (6. 90)$$

$$X_{K'} \frac{b}{2} \tan \theta_d = Z_{K'} m \quad (6. 91)$$

$$X_{K'} = \frac{2m}{b \tan \theta_d} Z_{K'} \quad (6. 92)$$

Tal y como se justificó anteriormente  $\theta_d$  se ve afectado por el valor de  $\pm\phi_d \pm \phi_t$ . Por otra parte, el sistema de suspensión no se comporta de forma rígida. Si se tiene en cuenta estas consideraciones, el ángulo de torsión final es  $\theta_d$  corregido de valor  $\theta_T$ :

$$\theta_T = \theta_d \pm \phi_d \pm \phi_t \quad (6. 93)$$

Por tanto, el eje de torsión es:

$$Y_{K'} = 0 \quad (6. 94)$$

$$X_{K'} = \frac{2m}{b \tan \theta_T} Z_{K'} \quad (6. 95)$$

Análogamente se razona con los otros tres ejes.

Por otra parte, el par con que torsiona la carrocería (respecto de la rueda opuesta del mismo eje) es:

$$N_T = F_e b \quad (6. 96)$$

siendo  $F_e$  la fuerza de elevación y  $b$  el ancho de la carrocería. Como

$$N_T = K_T \theta_T \quad (6. 97)$$

se tiene

$$F_e = K_T \frac{\theta_T}{b} \quad (6. 98)$$

o bien,

$$K_T = F_e \frac{b}{\theta_T} \left[ \frac{N m}{grado} \right] \quad (6. 99)$$

expresión que permite determinar la rigidez a torsión de la carrocería.

Suponiendo, como ya se había indicado, que la carrocería es un sólido homogéneo y lineal debería suponerse que la rigidez a torsión obtenida entre ruedas

debe ser constante, de lo que, para las cuatro ruedas (suponiendo alturas de elevación distintas):

$$F_{e_{dd}} \frac{b}{\theta_{T_{dd}}} = F_{e_{di}} \frac{b}{\theta_{T_{di}}} \quad (6. 100)$$

$$F_{e_{td}} \frac{b}{\theta_{T_{td}}} = F_{e_{ti}} \frac{b}{\theta_{T_{ti}}} \quad (6. 101)$$

Es decir, se cumple que:

$$F_{e_{dd}} \theta_{T_{di}} = F_{e_{di}} \theta_{T_{dd}} \quad (6. 102)$$

$$F_{e_{td}} \theta_{T_{ti}} = F_{e_{ti}} \theta_{T_{td}} \quad (6. 103)$$

Admitiendo que el peso por eje se reparte por igual entre ambas ruedas, ante una misma elevación  $\Delta_d$  o  $\Delta_t$ :

$$\theta_{T_{di}} = \theta_{T_{dd}} \quad (6. 104)$$

$$\theta_{T_{ti}} = \theta_{T_{td}} \quad (6. 105)$$

luego,

$$F_{e_{dd}} = F_{e_{di}} \quad (6. 106)$$

$$F_{e_{td}} = F_{e_{ti}} \quad (6. 107)$$

O lo que es lo mismo:

$$K_{T_d} = F_{e_d} \frac{b}{\theta_{T_d}} \quad (6. 108)$$

$$K_{T_t} = F_{e_t} \frac{b}{\theta_{T_t}} \quad (6. 109)$$

Se concluye que deben admitirse dos rigideces a torsión distintas, según se eleve una rueda del eje delantero o una rueda del eje trasero.

En la dinámica de un autobús cuando circula por la carretera y debido a las irregularidades de la misma, los neumáticos oscilan verticalmente siguiendo el

comportamiento aleatorio de la carretera. Suele adoptarse un sistema de referencia inercial cuyo eje X coincide con la horizontal (Figura 6.39)

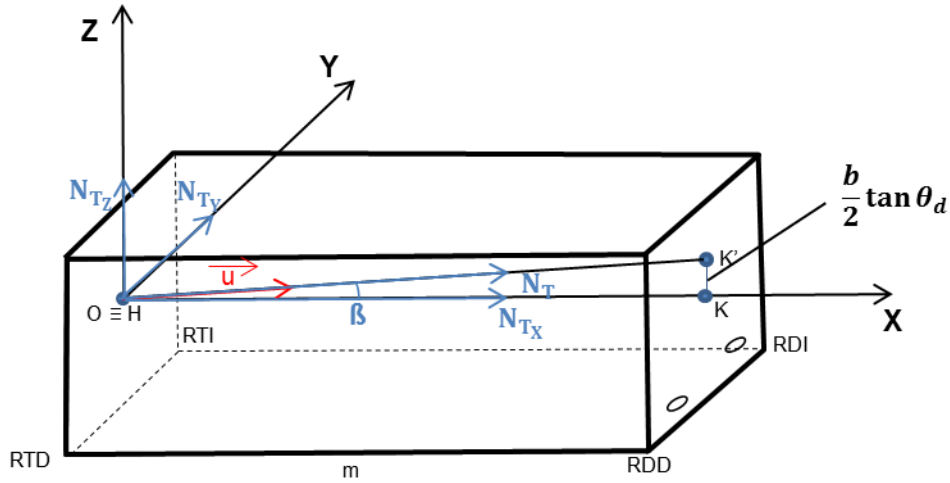


Figura 6. 39. Torsión y par torsor efectivo

Las ecuaciones representativas del movimiento vienen, por tanto, referenciadas según este sistema coordenado. Al torsionar la estructura con el citado movimiento el par torsor resultante está orientado según el eje X. Como la carrocería torsiona según la dirección de  $\bar{u}$ , se define en esta tesis doctoral el *par torsor efectivo*:

$$\bar{N}_T = N_{T_x}\bar{i} + N_{T_y}\bar{j} + N_{T_z}\bar{k} \quad (6. 110)$$

donde  $N_{T_y}$  y  $N_{T_z}$  contribuyen a la flexión de la carrocería pero no a la torsión. Por tanto, el par torsor efectivo queda:

$$\bar{N}_{T_e} = N_{T_x}\bar{i} \quad (6. 111)$$

Donde:

$$N_{T_x} = N_T \cos \beta = N_T \frac{m}{\sqrt{\left(\frac{b}{2} \text{sen } \theta_d\right)^2 + m^2}} = N_T \frac{2m}{\sqrt{b^2 \text{sen}^2 \theta_d + 4m^2}} \quad (6. 112)$$



Luego, a la vista de los resultados se puede concluir que los esfuerzos verticales que aparecen sobre las ruedas, producto de la circulación del vehículo, se ven minorados por el efecto de la carrocería. Parte de la energía transmitida a las ruedas se transforma en torsionar la estructura y el resto lo hace flexionándole según los ejes de coordenadas Y y Z.

El par torsor total en una rueda es:

$$N_T = F_e b \quad (6. 113)$$

Como consecuencia de la acción elástica de la carrocería resulta que el par de torsión efectivo es:

$$N_{T_x} = F_e \frac{2mb}{\sqrt{b^2 \text{sen}^2 \theta_d + 4m^2}} \quad (6. 114)$$

La *rigidez efectiva* a la torsión es por tanto:

$$K_{T_{Efectiva}} = \frac{N_{T_x}}{\theta_d} = 2F_e \frac{mb}{\theta_d \sqrt{b^2 \text{sen}^2 \theta_d + 4m^2}} \quad (6. 115)$$

El par torsor efectivo varía en función de m, b y  $\theta_d$ . Se indica a continuación su variación respecto a m; de forma análoga se obtendría las expresiones en función de b y  $\theta_d$ :

$$\frac{\partial N_{T_x}}{\partial m} = 2F_e b m \left[ -\frac{1}{2} (b^2 \text{sen}^2 \theta + 4m^2) \right]^{-\frac{3}{2}} 8m + 2F_e b (b^2 \text{sen}^2 \theta + 4m^2)^{-\frac{1}{2}} \quad (6. 116)$$

La energía almacenada por la carrocería cuando ésta torsiona es:

$$E_p = \frac{1}{2} K_{T_{Efectiva}} \Delta_d^2 = \frac{F_e \Delta_d^2}{\theta_d} \frac{mb}{\sqrt{b^2 \text{sen}^2 \theta_d + 4m^2}} \quad (6. 117)$$

Esta energía es devuelta a la rueda cuando desaparece la irregularidad de la calzada. Este efecto conlleva que la carrocería asiente más sobre la calzada, aumentando con esto el límite de vuelco (valor de aceleración lateral que, ejercido sobre el centro de masas del autobús, hace que éste comience a volcar). Se observa en la expresión anterior que, a mayor batalla y mayor ancho entre ruedas, mayor es la energía acumulada y por tanto el vuelco aparece más tarde.

### 6.5.1 Efectos de los voladizos del autobús sobre la torsión

El efecto que el voladizo ejerce sobre a la torsión del autobús puede ser o no favorable al vuelco ya que puede contribuir a que la carrocería almacene mayor energía potencial. En los primeros capítulos de esta tesis doctoral se explica que, por diseño y construcción, la distribución de masas en la carrocería es muy heterogénea. La carrocería hasta ahora se ha considerado homogénea entre ejes del autobús, pero, debido a la desigual distribución de pesos, no puede afirmarse lo mismo respecto a los voladizos.

El voladizo trasero acumula mucha masa respecto del voladizo delantero. Ahí se aloja el motor, parte de la transmisión y dos filas de asientos (generalmente nueve ocupantes) (ver Figura 6.40). El voladizo delantero soporta el sistema de dirección, el conductor y el acompañante. Son dos casos muy diferentes respecto de la masa que soportan.



Figura 6. 40. Motor (vista trasera del autocar)

Se considera la aportación a la torsión del voladizo delantero (Figura 6.41):

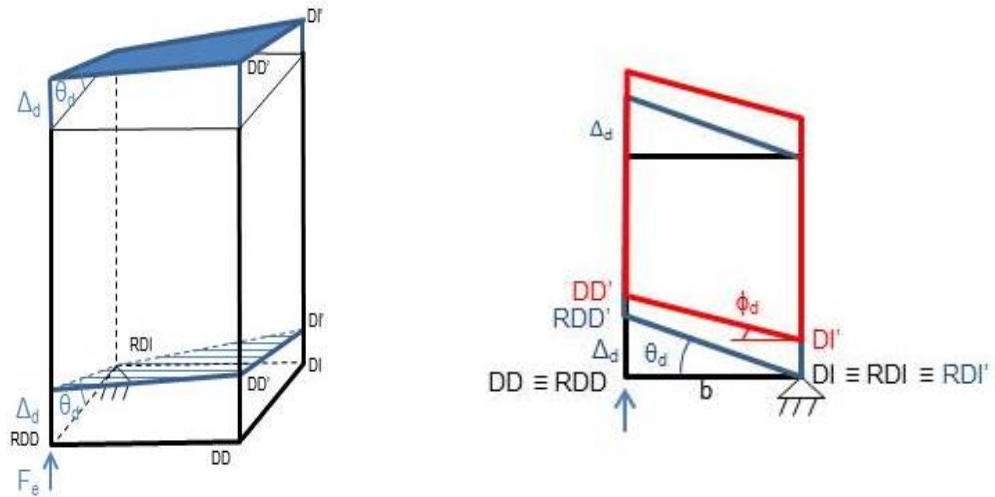


Figura 6. 41. Torsión. Voladizo delantero

presentándose dos posibles casos (ver Figura 6.42).

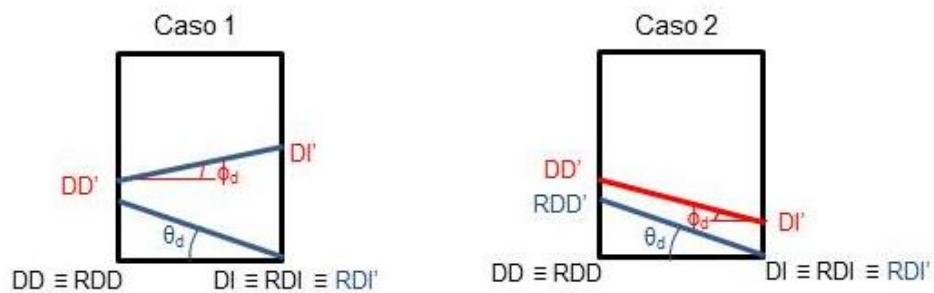


Figura 6. 42. Ángulos voladizo delantero

según ascienda más un vértice que el otro

caso 1:  $\theta_d - \phi_d$

caso 2:  $\theta_d + \phi_d$

en el segundo caso el voladizo delantero torsiona en el mismo sentido que el prisma intermedio entre ejes (aumentando la energía potencial). En el primer caso el voladizo delantero se opone a la torsión del prisma intermedio.

De igual forma se puede realizar esta discusión con el voladizo trasero.

### **6.5.2 Consideraciones realistas**

Obtener muchos de los parámetros del vehículo mencionados en este apartado suele ser complejo debido a que es difícil obtenerlos para el bastidor, luego para la carrocería y aplicando el principio de superposición sumarlo con su signo.

Si se desea obtener parámetros reales es necesario determinarlos con el vehículo en condiciones de funcionamiento: suspensión, bastidor y carrocería hacen un todo, dando lugar a un vehículo autoportante.

Se considera en esta tesis doctoral el vehículo sin ventanas, ni elementos de terminación esenciales para la protección de los pasajeros respecto a agentes climáticos, caídas, etc (referente a techo, suelo interior, costados, asientos y guarnecidos). El motivo es la pluralidad de diseños existentes en el mercado o cuya vigilancia daría lugar a otra tesis doctoral.

## **6.6 Ensayos estáticos**

Los ensayos necesarios para la obtención de los datos requeridos en la presente tesis, se llevan a cabo en las instalaciones de Castrosua S.A. (Villagarcía de Arosa. Pontevedra) sobre una superestructura de autocar propiedad de la empresa (Figura 6.43).



Figura 6. 43. Superestructura de autocar

La superestructura está formada por perfiles estructurales resistentes de calidad St-44 y St-52. Se trata de perfiles huecos de sección transversal rectangular y pared delgada. Su proceso de fabricación consiste en laminado en frío y posteriormente un proceso de conformado y soldadura. Se observa en la fotografía que la superestructura se encuentra montada sobre el bastidor del vehículo. La carrocería aún no dispone del piso interior, del chapado o cerramiento del techo, laterales, frontal ni trasera. Tampoco dispone de vidrios (el vidrio de las ventanas contribuye considerablemente al aumento de la rigidez torsional del vehículo). Estos elementos contribuyen fuertemente a aumentar dicha rigidez.

A continuación, se detallan las dimensiones de la superestructura objeto de ensayo, así como el peso de la misma y algunas características (Figura 6.44).

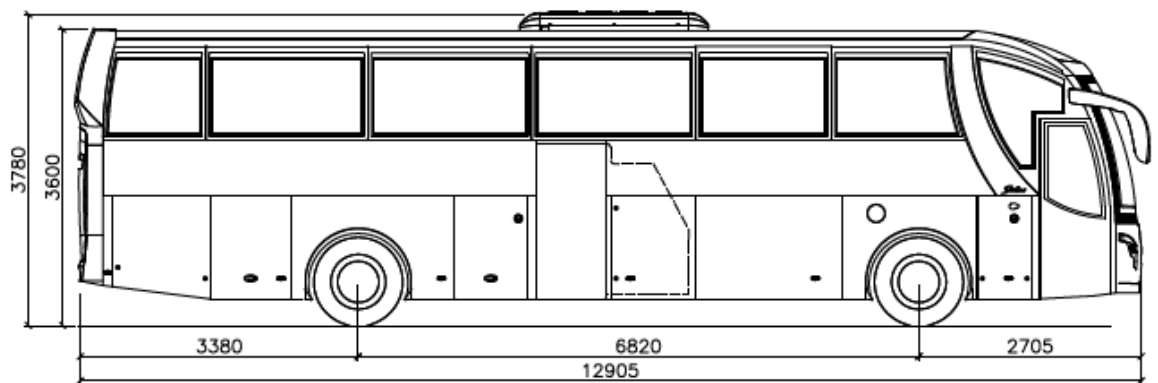


Figura 6. 44. Dimensiones principales (mm) superestructura de un autocar

La anchura del vehículo es 2.550 mm.

El peso de la superestructura es de 85.946 N. Su peso en orden de marcha es 139699 N con una distribución de:

- Eje delantero: 51.940 N
- Eje trasero: 87.759 N

La diferencia de peso estriba en el peso del bastidor y de los ocupantes.

El autocar es de categoría M3 y tendrá 60 asientos con sistemas de retención de los ocupantes.

### 6.6.1 Metodología del ensayo

A continuación, se describe la metodología para la realización de los ensayos necesarios que permitan la obtención de los datos para la determinación de la rigidez a torsión del autocar y los ángulos girados.

En la realización de los ensayos se utilizaron básculas para la medición de pesos en rueda y gatos hidráulicos para torsión de la estructura, tal y como se muestra en las Figuras 6.45 y 6.46.

A medida que se levanta una rueda, utilizando el gato hidráulico, el peso del vehículo se redistribuye entre las otras (al torsionar la carrocería, los esfuerzos internos varían y dan lugar a reacciones en rueda distintas al peso inicial que gravita en ellas).

## CAPÍTULO 6. TORSIÓN DE LA SUPERESTRUCTURA Y TORSIÓN DEL VEHÍCULO

Dado que se ensaya el conjunto bastidor – carrocería, los valores obtenidos serán muy inferiores a los que se obtienen en un cálculo por elementos finitos donde no se simula el bastidor. Al comienzo de este capítulo se mencionan algunos modelos numéricos de comportamiento del bastidor.



(a)



(b)



Figura 6. 45. Gatos hidráulicos (a) y básculas (b)



Figura 6. 46. Realización de ensayos

La metodología de los ensayos es la siguiente:

En primer lugar, se pesa la superestructura, obteniéndose el peso por rueda. A continuación, se mide la altura de los cuatro extremos inferiores de la superestructura (delanteros y traseros izquierdo y derecho: Di, Dd, Ti y Tt respectivamente) y de cuatro puntos más, opuestos dos a dos, junto a cada rueda (a, b, c y d) tal y como se muestra en el esquema de la Figura 6.47. La medida en altura de los puntos a, b, c y d sirve para averiguar, posteriormente, torsiones intermedias de la carrocería.

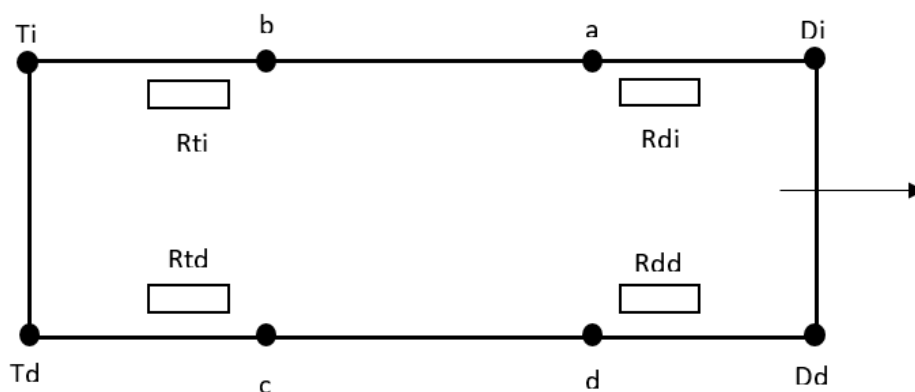


Figura 6. 47. Puntos de medida



## CAPÍTULO 6. TORSIÓN DE LA SUPERESTRUCTURA Y TORSIÓN DEL VEHÍCULO

De este modo se van a calcular los ángulos girados por cuatro (4) secciones transversales del autobús, que se denominarán trasero (T), delantero (D) y dos intermedios (a-d y b-c).

Dado que se levantarán en altura, una a una, las cuatro (4) ruedas del vehículo, se obtienen torsiones diferentes, que dan lugar a una transmisión de cargas distintas en las otras tres ruedas.

En este caso, con el gato se levanta la rueda delantera derecha (Rdd) una altura determinada (5 cm). Una vez levantada, se mide las fuerzas que está soportando cada una de las tres ruedas apoyadas y se vuelve a medir la altura de cada uno de los puntos anteriores, con objeto de calcular la nueva geometría de la carrocería.

Este procedimiento se repite para el resto de las ruedas: rueda delantera izquierda (Rdi), rueda trasera izquierda (Rti) y rueda trasera derecha (Rtd), realizándose el mismo tipo de medición.

A partir de estas medidas se calcula el ángulo girado, el par ejercido en cada ensayo y la rigidez de cada sección. Los valores obtenidos se muestran en las siguientes gráficas: Figura 6.48 para los ángulos obtenidos y Figura 6.49 para las rigideces.

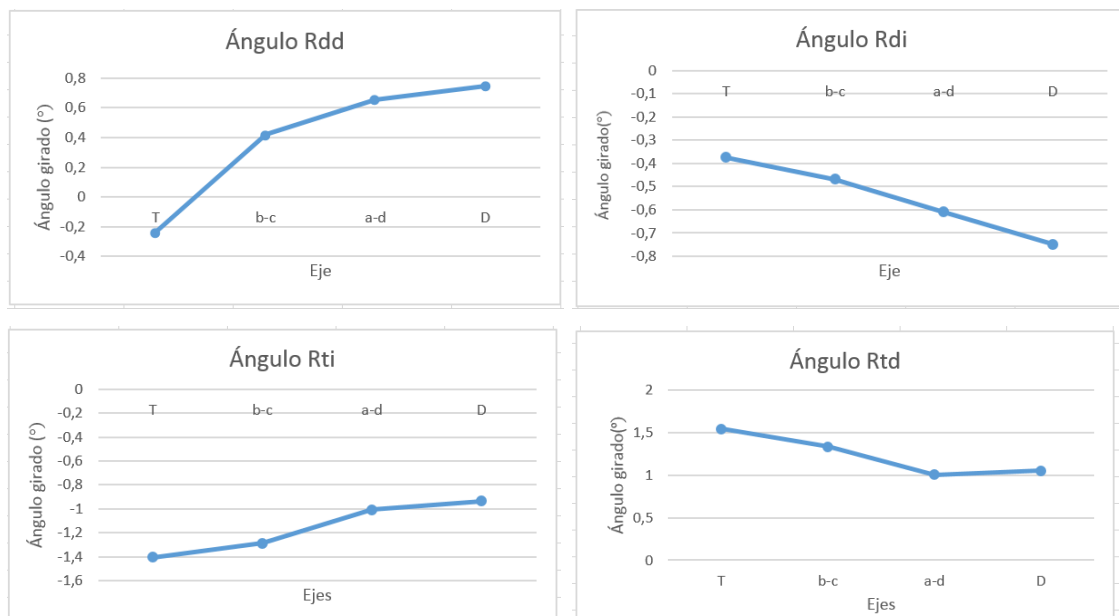


Figura 6. 48. Ángulos girados por eje según rueda levantada

Para construir cada uno de los gráficos de la figura 6.48, se comparan, dos a dos, los incrementos medidos en altura (con su signo) sufridos por puntos extremos de la misma sección transversal. Estos incrementos, según su tangente (considerando la anchura de la carrocería), dan lugar a un cierto ángulo girado por una sección transversal. Se obtienen cuatro valores de ángulo, uno por eje antes mencionado, que en la figura son D, a-d, b-c y T. Uniendo los cuatro valores mediante segmentos rectos se tiene la variación del ángulo girado a lo largo de la longitud de la carrocería.

Se han obtenido varios juegos de curvas, en base a levantar, alternativamente cada una de las cuatro ruedas. La elevación de los neumáticos desde los 30 mm hasta los 100 mm. La cota máxima en altura se alcanza cuando la carrocería no puede torsionar más y una de las ruedas del vehículo despegas del suelo. En el caso del autobús la carrocería es muy rígida y no admitió en los ensayos cotas de levantamiento superiores a los 100 mm.

A continuación, a modo de ejemplo, se muestran resultados concernientes a levantamientos, con el gato, de 50 mm.

Observando la primera gráfica de la figura 6.48, correspondiente al levantamiento con el gato hidráulico de la rueda delantera derecha, se tienen cuatro valores angulares. La sección transversal D, lógicamente, gira el ángulo mayor; la torsión va disminuyendo gradualmente según la medida que se realice a lo largo de la carrocería. Podrían obtenerse resultados más precisos si en vez de unir los cuatro puntos por rectas, se hiciera adjuntándolas a una cierta curva del tipo cuadrático o cúbico (por ejemplo). La diferencia entre el ángulo girado por la sección D y la correspondiente a la sección T, indica el ángulo total con que gira la carrocería en estas circunstancias.

En este caso es muy importante hacer la apreciación de que, para cierto valor de longitud de la carrocería, el ángulo girado se hace nulo, cambiando de signo a partir de esta zona del vehículo. Esto quiere decir que existe una porción de la carrocería que favorece la torsión en vez de oponerse a ella.

El diseño de la estructura de la carrocería, en cuanto a formas, número y dimensiones de las barras que la configuran y de los materiales empleados, condiciona la manera de torsionar el autobús o autocar.

Esto no ocurre en los otros tres casos de levantamiento de una rueda. Ninguno de ellos presenta un cambio de signo.

También hay que mencionar el caso de levantamiento de la rueda delantera izquierda, Rdi, y el de la rueda trasera izquierda, Rti. En ambos gráficos se observa una disminución del ángulo de torsión a medida que se consideran puntos alejados del levantamiento pero en este caso el signo es siempre negativo.

Sin embargo, en la figura correspondiente al levantamiento de la rueda trasera derecha, Rtd, se observa que los ángulos de giro torsional son siempre positivos.

En primer lugar, hay que indicar que en los gráficos de la figura 6.48 se observa el distinto comportamiento de la carrocería cuando ésta se torsiona. Ésta es una de las condiciones perseguidas en esta tesis doctoral: la torsión de la carrocería de un autobús o de un autocar, al presentar un comportamiento asimétrico, hace que el eje de torsión no coincida con el eje X, longitudinal medio del vehículo. Según sea la perturbación producida en rueda, la torsión adquiere una dirección privilegiada, obligando a la suspensión a trabajar de una manera muy determinada (y distinta a su comportamiento ante perturbaciones en otras ruedas).

Queda demostrado así que considerar en este tipo de vehículos una torsión uniforme es una afirmación muy alejada de la realidad.

Entrando más en detalle, si se compara los ángulos obtenidos en las dos primeras figuras, correspondientes al ángulo Rdd y al Rdi, se observa la tendencia de que al levantar una cierta altura la rueda delantera derecha, la correspondiente a la rueda opuesta del mismo eje llega a alcanzar valores negativos. Las alturas de las ruedas traseras equivalentes Rtd y Rti siguen un comportamiento similar.

Hay que resaltar que, a la hora de determinar el valor de la rigidez de la carrocería, por definición debe descontarse el peso que gravita en cada rueda.

En la Figura 6.49 se muestran las curvas de las rigideces obtenidas en cada ensayo. Se considera como signo negativo para su análisis, si bien las rigideces no pueden ser de valor negativo, aquellos ensayos en que el par ejercido y el ángulo girado son de sentido opuesto. Para determinar el valor de la rigidez se ha considerado el peso que gravita en las ruedas (empleando las básculas).

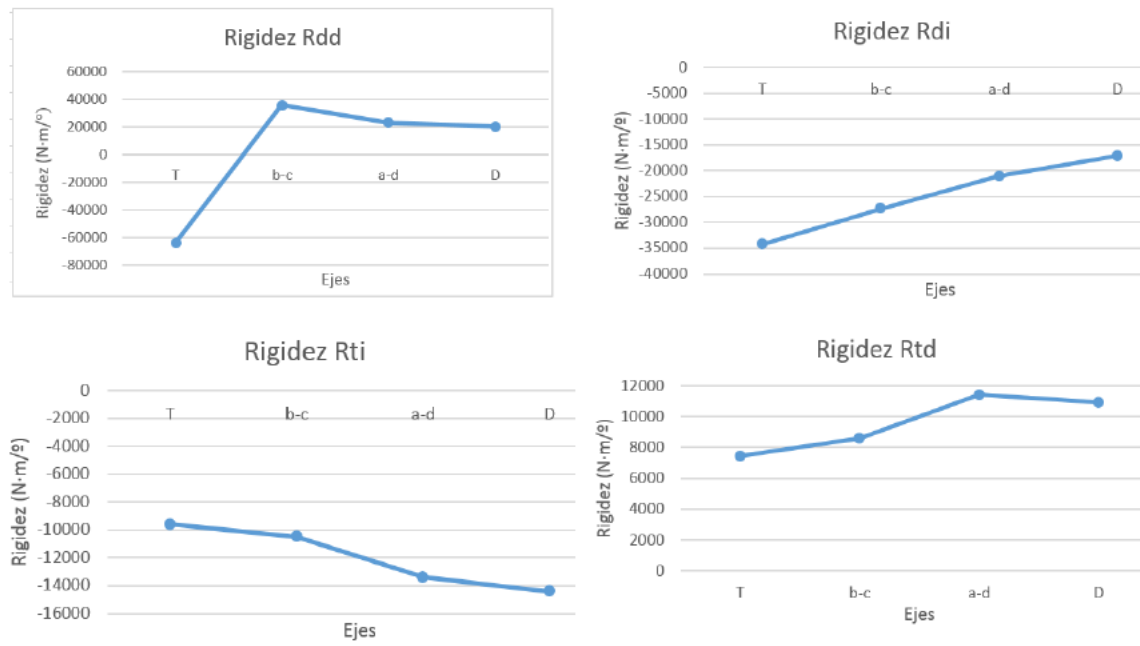


Figura 6. 49. Rigidez en cada eje en cada ensayo, según rueda levantada.

## CAPÍTULO 6. TORSIÓN DE LA SUPERESTRUCTURA Y TORSIÓN DEL VEHÍCULO

En la Figura 6.50 se muestran los resultados de las rigideces en una única gráfica para su comparación:

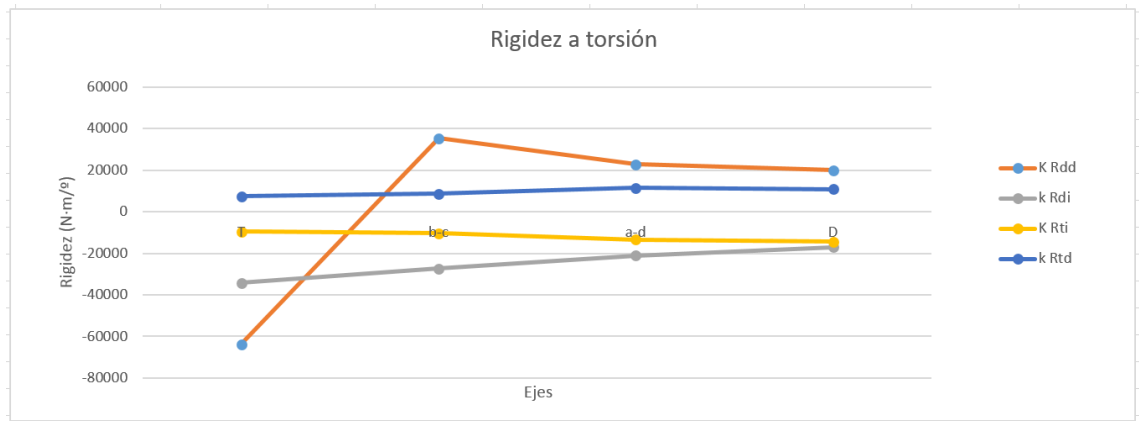


Figura 6. 50. Rigideces a torsión obtenidas I

En la Figura 6.51, se muestran en valor absoluto las rigideces obtenidas.

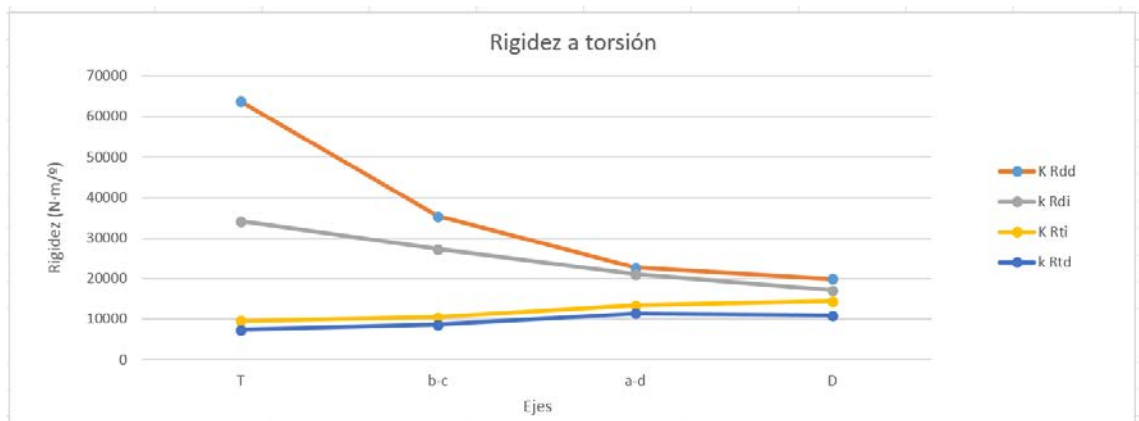


Figura 6. 51. Rigideces a torsión obtenidas II

Se observa que para el eje delantero el valor de la rigidez obtenido es más parecido, obteniéndose mayor dispersión según se avanza longitudinalmente, en la superestructura hacia la parte trasera del autobús.

Cabe destacar la semejanza de los valores obtenidos en los ensayos en los que se ha levantado un neumático del eje trasero.

Tal y como se indicaba al comienzo de este capítulo, la teoría del potencial interno establece que la estructura al torsionarse almacena una energía potencial que, devuelve posteriormente en su totalidad, contribuyendo así a reforzar el efecto estabilizador que otorga la suspensión.

Dado que se ha obtenido mediante ensayos la rigidez a torsión correspondiente a las cuatro ruedas, puede obtenerse la energía potencial asociada empleando la expresión,

$$V = \frac{1}{2}K_T\theta^2 \quad (6. 118)$$

siendo V la energía potencial acumulada por una estructura de rigidez torsional  $K_T$ , que gira un máximo valor angular  $\theta$ .

En la Figura 6.52 se muestra los valores de energía potencial acumulada para las cuatro secciones transversales del vehículo.

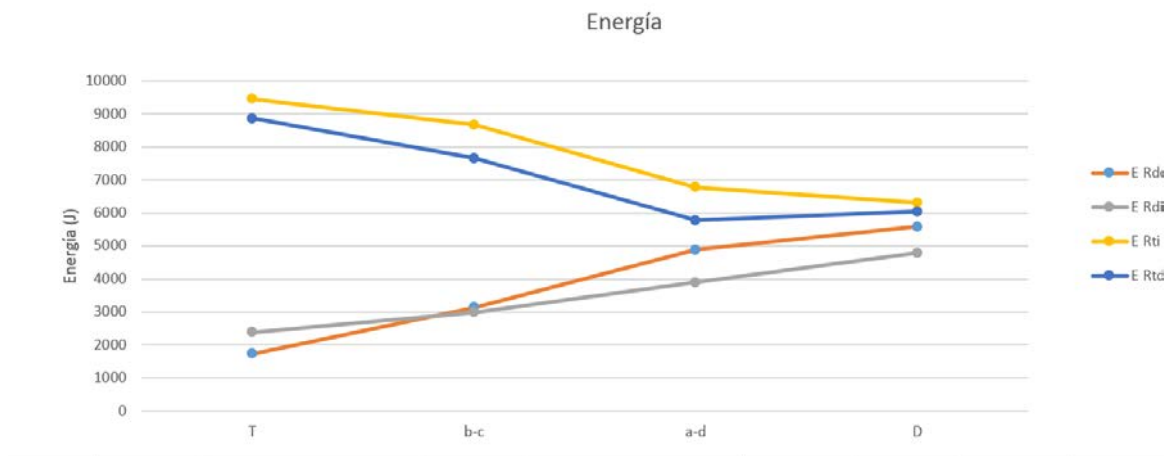


Figura 6. 52. Energía potencial acumulada por el conjunto carrocería - bastidor

Se observa una acumulación cuasi-simétrica de energía a lo largo de la longitud del vehículo. Los valores máximos alcanzan los 10.000 Julios, valor muy considerable para tener en cuenta. Hay que mencionar que la simetría longitudinal obedece en signo a la distribución de ejes, delantero y trasero respectivamente, hecho que refuerza considerablemente la teoría de plantear la dinámica lateral del vehículo como dos

modelos planos (correspondientes a cada uno de los ejes) unidos por un resorte que trabaja a torsión.

Además, analizada la gráfica, se ve que la zona correspondiente al eje delantero acumula menos energía potencial que la zona del eje trasero. La explicación plausible para explicar este fenómeno es que la distribución de masas discretas aumenta progresivamente de delante hacia atrás. El motor, transmisión, etc se aloja en la zona trasera del vehículo (voladizo).

Se concluye que la determinación de la energía potencial acumulada es imprescindible a la hora de abordar nuevos diseños de este tipo de vehículos. Puede mencionarse aquí que la distribución de pesos queda condicionada sustancialmente a la hora de ubicar:

- Asientos de pasajeros.
- Plataformas de pasajeros de pie
- Aire acondicionado
- Depósito de combustible
- Tipo de tracción (trasera, delantera, central)
- Nuevos sistemas de propulsión: diésel, gas GNC, hidrógeno, GLP, etc.

Como conclusiones generales de este capítulo hay que mencionar:

- Existen modelos numéricos aproximativos que simulan el comportamiento a torsión del bastidor de un autobús o de un autocar
- En la mayoría de los casos, en modelos de elementos finitos sólo se calcula la carrocería, sin considerar el efecto bastidor
- Los autores que hasta la fecha han estudiado con más profundidad la torsión no consideran que el eje de torsión no coincida con el de simetría longitudinal del vehículo

- En esta tesis doctoral se demuestra que debe considerarse un par torsor cuya dirección no coincide con la del sistema de referencia X, coincidente con la dirección de marcha del vehículo

Es un error obtener conclusiones en base exclusivamente al comportamiento de la superestructura.

Es imprescindible contemplar la torsión de forma enmarcada respecto al comportamiento del vehículo en su dinámica lateral. Esto se verá en el capítulo siguiente dedicado a ensayos dinámicos del vehículo completo.

Es imprescindible calcular el potencial interno de la estructura en su conjunto, ya que permite analizar ulteriores decisiones de donde colocar ciertos elementos necesarios para el funcionamiento del vehículo.

Finalmente, hay que expresar aquí la complejidad y el gran coste que supone la investigación en este tipo de cuestiones por el instrumental necesario para hacer los ensayos, personal auxiliar y el disponer de locales, así como, de la propia estructura del autobús.



# 7 PROTOTIPO DE SISTEMA ELECTRÓNICO EMBARCADO

---

Antes de realizar los ensayos en carretera, capítulo 8 de esta tesis doctoral, se dedica este capítulo al diseño de un prototipo de electrónica embarcada de bajo coste (coste muy inferior al de los equipos que se utilizan habitualmente en los ensayos de carretera).

Dada la extensión de este trabajo, se plantea aquí el diseño conceptual y las características que el prototipo ha de tener, según electrónica Arduino, para un posterior desarrollo.

Con el embarque del dispositivo en el autobús se determinará el ángulo de balanceo del vehículo en tiempo real, en función de la velocidad medida por un sensor y del radio de curvatura de su trayectoria, determinado por su localización GPS.

Adicionalmente el sistema electrónico puede calcular otros parámetros significativos de la dinámica lateral del autobús:

- Comportamiento de la suspensión, es decir, distancia que se alarga el fuelle neumático del lado interior de la curva y distancia que se acorta el fuelle neumático del lado exterior de la curva.
- Momento de torsión de la estructura.
- Momento de reacción que ejerce la suspensión al balanceo.

- Momento de reacción que ejercen los neumáticos al balanceo.

La validación del sistema electrónico se realizará mediante la instalación de un sensor inercial que sirva para determinar el ángulo de balanceo real.

Todos los sistemas desarrollados deben ir embarcados en el vehículo, de tal forma que sea sencilla tanto su instalación como su uso, sin necesidad de utillaje extra. Los sistemas deben ser portátiles, de sencilla instalación y lo suficientemente versátiles como para poder modificar los parámetros relacionados con vehículo de manera rápida (Figura 7.1).

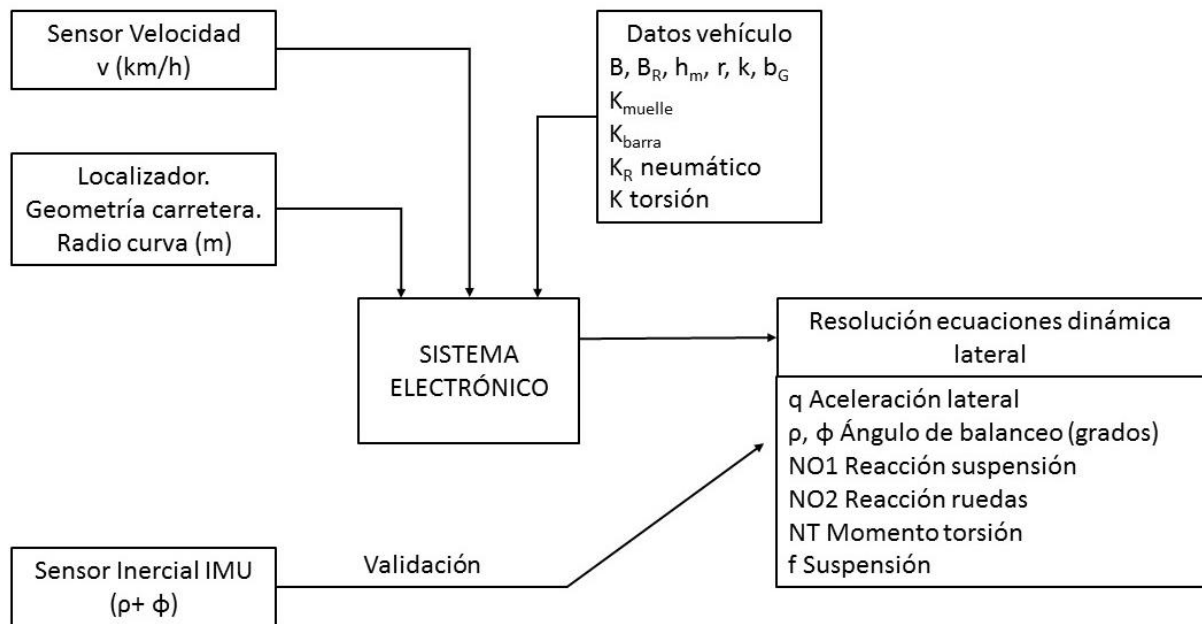


Figura 7. 1. Diseño conceptual

## 7.1 Sistemas embarcados. Requisitos

Los sistemas embarcados generalmente son sistemas computacionales diseñados para la realización de una o varias tareas concretas, enfocadas normalmente a su uso en tiempo real. La diferencia con los ordenadores de propósito general es que estos últimos están diseñados para cubrir una amplia gama de tareas y necesidades.

Debido al avance tecnológico de la informática y de la electrónica, cada vez es más frecuente poder disponer de vehículos automóviles con sistemas embarcados. Entre éstos cabe destacar, el sistema de control de estabilidad (ESC), los sistemas capaces de dar información en tiempo real de variables como la inclinación del vehículo, la presión de las ruedas, etc (Figura 7.2).



Figura 7. 2. Sistemas embarcados en vehículos

Los sistemas embarcados no sólo se utilizan para visualizar el estado del vehículo como tal; sirven de herramienta para múltiples funciones, entre otras, sistemas de entretenimiento (instalados en aviones, trenes, autocares y demás medios de transporte incorporan paneles para acceder a medios audiovisuales de entretenimiento) y localización geográfica del vehículo (Figura 7.3).



Figura 7. 3. Ejemplo de electrónica embarcada en un avión

A continuación, se exponen varios ejemplos de su utilización:

- *Automóviles de competición:* La importancia de estos sistemas y su necesidad se hace evidente en este tipo de vehículos (Figura 7.4). Se monitoriza por electrónica varios parámetros que realizan telemetrías en tiempo real y obtienen toda la información sobre presión de ruedas, tiempos de paso por sectores, mapas de calor del motor y neumáticos.

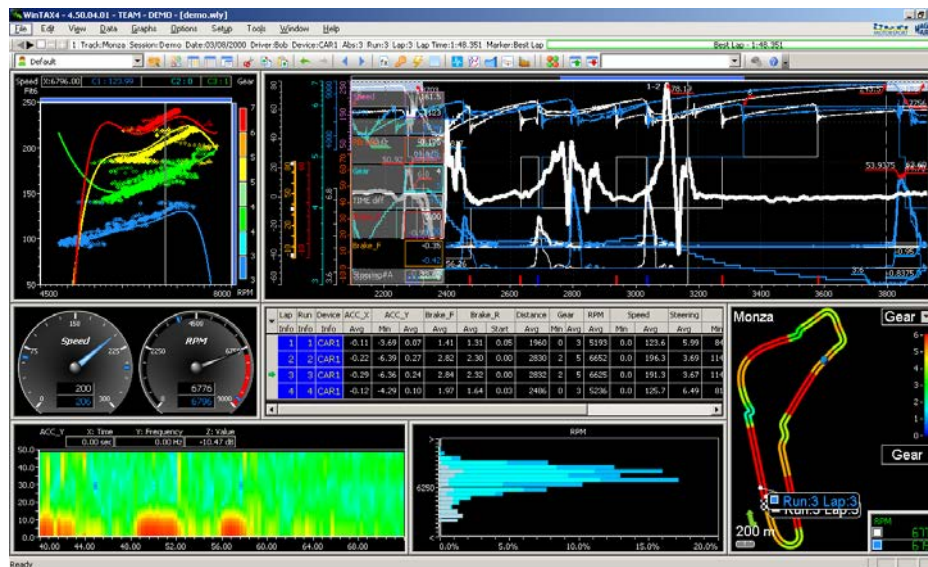


Figura 7. 4. Electrónica embarcada en vehículos de competición

- *Flotas de autobuses:* Estos dispositivos, conectados a una centralita, proporcionan información de la ubicación de los vehículos que, una vez procesada, permiten mantener informados a los usuarios de los tiempos de espera estimados (Figura 7.5). Para una misma línea con varios autobuses realizando un trayecto, el sistema muestra información de la ubicación de todos los vehículos, permitiendo determinar los tiempos de espera en cada parada y las desviaciones que puedan surgir respecto a los tiempos programados.



Figura 7. 5. Ejemplo de sistema electrónico para control de flotas

## 7.2 Elementos constituyentes del sistema embarcado

### 7.2.1 Sistema de procesamiento

Para procesar los datos se precisa un ordenador portátil con las características indicadas en la Tabla 7.1:

Tabla 7. 1. Ordenador portátil: características necesarias

Procesador	AMD-Quad Core i7
Velocidad del procesador	1,9 GHz
Memoria RAM	4GB
Tipo de sistema	64 bits
Sistema Operativo	Windows 8.1
USB	2x2.0 + 1x3.0
Dimensiones	49,6 x 31 x 6,4 (medidas en cm)
Disco duro	1.000 GB

Para el cálculo, en tiempo real, de las variables del modelo planteado se utiliza, como sistema de procesamiento, una placa Arduino. Para las pruebas iniciales se utiliza Arduino Uno y Arduino Mega 2560. Aunque existen múltiples sistemas de procesamiento [202], con mejores rendimientos en tiempos de adquisición y en velocidad de procesamiento, se utiliza esta placa, como se indica en el siguiente apartado de este capítulo, por su adaptación a las necesidades del sistema.

### 7.2.1.1 Introducción a Arduino

Arduino es una plataforma de electrónica "open-source" o de código abierto que cuenta con un software y hardware fáciles de utilizar. Está compuesta por circuitos impresos, que integran un microcontrolador y un entorno de desarrollo integrado (IDE) propios, enfocados al aprendizaje y a la posibilidad de realizar proyectos interactivos [27, 175, 176, 177, 227].

Toda la plataforma tanto para sus componentes de hardware como de software son liberados con licencia de código abierto. Este hecho permite libertad de acceso a ellos, creando así una comunidad muy extensa en todo el mundo basada en los proyectos compartidos y en sus soluciones empleando Arduino.

Los entornos de desarrollo y lenguaje de programación de Arduino [29, 200] y las placas en las que se ejecutan han sido desarrollados simultáneamente; se asegura, así, tanto la compatibilidad como la sencillez de desarrollo (Figura 7.6).

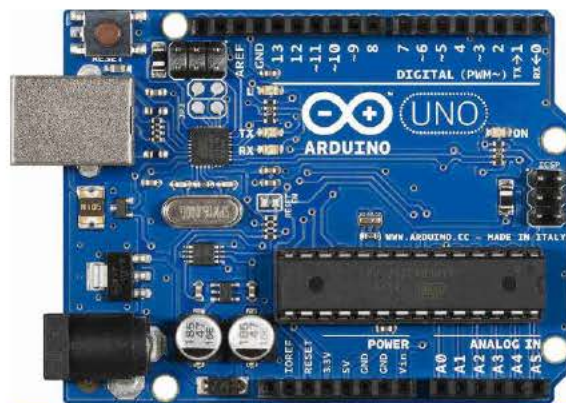


Figura 7. 6. Placa electrónica Arduino

Arduino puede ser utilizado para desarrollar elementos autónomos, para conectarse a otros dispositivos o para interactuar con otros programas. Es decir, como microcontrolador o interfaz:

- *Microcontrolador*: tiene un programa descargado desde un ordenador y funciona de forma independiente; controla y alimenta determinados dispositivos y toma

decisiones, de acuerdo al programa descargado, interactuando con el mundo físico mediante sensores y actuadores.

- *Interfaz entre un ordenador u otro dispositivo:* ejecuta una determinada tarea para que un dispositivo la entienda.

### **7.2.1.2 Software de Arduino**

Arduino cuenta con un entorno de desarrollo integrado (IDE, Integrated Desktop Development Environment) para todas las plataformas (Windows, Linux, Mac) que facilita la programación. Normalmente este sistema dispone de un editor de código fuente, unas herramientas de construcción automáticas y un depurador.

El microcontrolador en la placa Arduino se programa mediante el lenguaje de programación Arduino (basado en Wiring) y el entorno de desarrollo Arduino (basado en Java) [226]. La estructura del IDE y del sistema de programación es simple y se basa en:

- *Librerías:* Arduino cuenta con librerías, cada una de ellas diseñada para cumplir una función o especificación, que permite al programa desarrollar la aplicación que se busca. Dado que se trata de código abierto, estas librerías se pueden importar desde la página web oficial de Arduino o pueden ser facilitadas por otros usuarios del sistema.
- *Configuración inicial:* Esta parte del código se ejecuta sólo al empezar el programa, es decir, al configurar la placa con los parámetros y variables.
- *Programa en bucle (loop):* La función loop es la función que se ejecuta continuamente para desarrollar el proyecto. Existen funciones fuera de este loop pero son llamadas desde éste.

### **7.2.1.3 Hardware de Arduino**

El hardware Arduino más simple consta de una placa con un microcontrolador y unos puertos de entrada y salida.

Los microcontroladores más habituales son los AVR (Atmega168, Atmega328, Atmega1280 y Atmega8) y los CortexM3 de ARM y, aunque son plataformas diferentes, permiten la ejecución de los mismos programas. La tensión utilizada por las placas es

diferente en ambos microprocesadores: los AVR utilizan tensiones de 5 Voltios y los CortexM3 de 3,3 Voltios.

Para seleccionar un hardware de Arduino se debe considerar el número de conexiones, el procesador, la memoria y, sobre todo, el número de entradas y salidas.

A continuación, se muestra, en la Tabla 7.2, a modo de ejemplo, las características más relevantes de tres placas de Arduino.

Tabla 7. 2. Comparativa de placas Arduino

Prestaciones	Arduino Uno	Arduino Mega 2560	Arduino Leonardo
Microcontrolador	ATmega328V	ATmega2560	ATmega32u4
Voltaje de operación	5 V	5 V	5 V
Voltaje de entrada	7-12 V	7-12 V	7-12 V
Pines digitales I/O	14 (de los cuales 6 proporcionan salida PWM) (*)	54 (de los cuales 15 proporcionan salida PWM) (*)	20 (de los cuales 7 proporcionan salida PWM)(*)
Pines de entradas analógicas	6	16	12
Corriente pines analógicos	40 mA	40 mA	40 mA
Memoria	32 KB	256 KB	32 KB
SRAM	2 KB	8 KB	2,5 KB
EEPROM	1 KB	5 KB	1 KB
Velocidad del reloj	16 MHz	16 MHz	16 MHz

(\*) PWM: Pulse-Width-Modulation

Las placas Arduino se pueden adquirir ya ensambladas o en forma de kits; en este último caso el usuario crea su propia placa con las características deseadas (Figura 7.7).



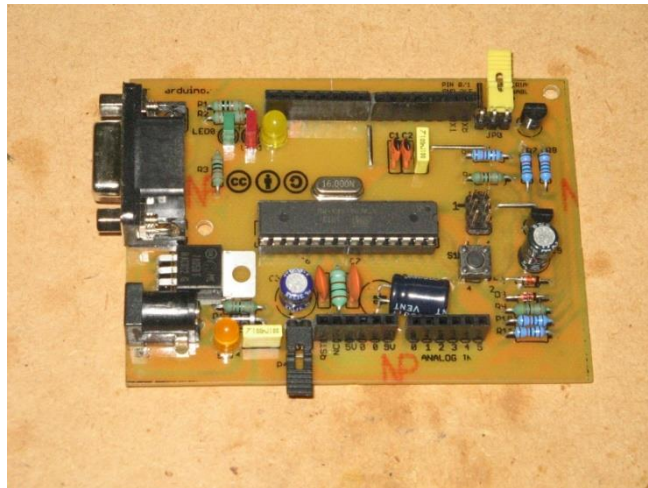


Figura 7. 7. Placa Hardware de Arduino

La versatilidad en programación y ensamblaje, la facilidad para encontrar sensores de bajo coste, la funcionalidad y la buena relación procesamiento/coste conducen a que cualquiera de los Arduinos, descritos en la Tabla 7.2, pueda ser utilizado para los fines deseados en esta tesis doctoral.

#### 7.2.1.4 Velocidad de procesamiento de Arduino

Para comprobar los tiempos de procesamiento de Arduino se han realizado dos programas muy sencillos. En el primero se toma la medida procedente de una señal analógica externa (Señal A) y se programa la siguiente operación:

$$B = A \cdot 8 \quad (7.1)$$

En el segundo se introducen dos variables (una medida por un sensor y la otra introducida en el programa) y dos ecuaciones (Expresiones 7.2 y 7.3):

$$B = 3 \cdot A + 47 \quad (7.2)$$

$$C = dato + \cos(B) \quad (7.3)$$

Para la programación de la placa se tiene en cuenta la velocidad de conexión de ésta con el ordenador que se realiza mediante la conexión USB que tiene la placa. A través de esta conexión se envía la información procesada al ordenador para visualizarla.

Para fijar la resolución de las señales, que se van a “sensar” y transformar de valor analógico a digital, se tienen en cuenta los bits de resolución. Los bits permiten hacer combinaciones; cuantos más bits tenga la placa mayor número de combinaciones se pueden realizar, obteniendo de cada una de ellas una medida diferente del sistema analógico.

La primera prueba, expresión 7.1, concluye con un tiempo medio de respuesta de 95,2 milisegundos y la segunda, expresión 7.2, con un tiempo medio de 187,2 milisegundos. Los tiempos de respuesta se consideran muy aceptables.

Para el diseño del prototipo de electrónica embarcada se realiza una primera prueba considerando la velocidad como un valor y no como una variable a medir por el sensor. Esta aproximación se realiza para determinar si el cálculo de las incógnitas a través de las ecuaciones, en sí mismo, provoca un cuello de botella en el sistema Arduino. Esta prueba se realiza con una placa Arduino UNO y con una placa Arduino MEGA 2560. En el ordenador, conectado a la placa Arduino mediante un programa en Processing, se almacenan los datos de partida y los datos medidos.

Processing es un lenguaje y un entorno de programación de código abierto basado en Java, enfocado al desarrollo de proyectos multimedia. Permite comunicar Arduino con el ordenador portátil, utilizando este último como display de la información y sistema de almacenamiento. La interfaz creada permite modificar las variables correspondientes a las características del autobús de una manera muy intuitiva y sin necesidad de modificar el código desarrollado en Arduino.

### **7.2.2 Sensores**

Un sensor es un objeto capaz de detectar magnitudes físicas, llamadas variables de instrumentación, y transfórmalas en variables eléctricas. La variable de instrumentación puede ser, por ejemplo, aceleración o inclinación; la magnitud eléctrica puede ser, por ejemplo, una capacidad eléctrica, como en un sensor de humedad, o una tensión eléctrica, como en un termopar.

Para el funcionamiento de la electrónica a implementar se requiere medir principalmente dos magnitudes, el ángulo de inclinación y la velocidad del vehículo.

En el mercado actual, la adquisición de sensores es fácil y a precios muy variados dependiendo de las características demandadas. Teniendo en cuenta las características de los sensores utilizados en el prototipo, se seleccionan sensores de bajo coste.

Uno de los sensores elegidos proporciona información de velocidad y posición; sus señales, salidas digitales, se interpretan en el sistema de adquisición y procesamiento. Este sistema, en el que se han introducido previamente los valores característicos de cada vehículo (constantes de rigidez, ancho de vía, ...), procesa las señales y proporciona los valores de las incógnitas programadas. Los datos resultantes se visualizan en un display, en tiempo real, y se almacenan en un dispositivo.

En la Tabla 7.3 se muestra, a modo de ejemplo y por establecer un orden de magnitud de precios, cuatro tipos de sensores.

Tabla 7. 3. Sensores

			
Fuerza (500N)	Hidrogeno (10000ppm)	Temperatura (-40°C a 100°C)	Flexión (7cm)
< 10 euros	< 10 euros	< 3 euros	< 10 euros

### 7.2.2.1 Sensores de velocidad

Para medir los ángulos de balanceo en ambos ejes es necesario disponer de un sensor capaz de medir de manera directa o indirecta la velocidad del vehículo durante la curva.

A continuación, se describen los diferentes tipos de sensores a considerar:

### **a) Sensor de velocidad fotoeléctrico de barrera**

Estos sensores requieren ser anclados a la rueda del vehículo. Presentan el inconveniente de proporcionar medidas no muy precisas si el neumático está desgastado o la presión del mismo no es la adecuada; además, debido al movimiento que realiza la masa suspendida frente a la no suspendida durante la curva, el sensor puede verse desplazado verticalmente respecto a la posición de la pieza.

Este sensor es muy similar al utilizado en los velocímetros de los vehículos: extrapola una velocidad lineal mediante la medida de la velocidad angular de la rueda o del eje secundario de la caja de cambios.

Si el diámetro de la rueda o del neumático se ve alterado, la medida de la velocidad no es válida y el resultado del cálculo es erróneo. Por ejemplo, si se cambian los neumáticos del vehículo por unos nuevos o se incrementa la presión de los mismos, el diámetro aumenta; esto significa que, por cada revolución de la rueda, el vehículo avanza más y por tanto la velocidad es mayor. Inversamente, si el diámetro de las ruedas se reduce (por el desgaste de los neumáticos o por una carga muy pesada que “comprima” los mismos), el vehículo recorre menos distancia y por lo tanto la velocidad es inferior. Aunque estas diferencias de diámetro son pequeñas, de pocos milímetros, si se aumenta la velocidad y se aumenta la distancia recorrida pueden ser importantes para las mediciones a realizar.

### **b) Sensor de velocidad por módulo GPS**

En la actualidad todos los GPS's muestran dentro de su display un velocímetro. Con una buena señal GPS es posible recibir un valor de velocidad más preciso que el recibido a través del velocímetro del propio vehículo.

Los navegadores GPS, utilizando los satélites GPS, calculan la velocidad del vehículo midiendo la distancia que éste recorre y el tiempo empleado. De forma repetida localizan la posición exacta del vehículo, calculan la distancia que ha recorrido y el tiempo empleado; con estos datos proporcionan un valor real de la velocidad.

La precisión del GPS está determinada por la calidad y la potencia de la señal del satélite. Este sistema se utiliza, por ejemplo, como validación de medidas tomadas por radares de velocidad móviles (Figura 7.8).

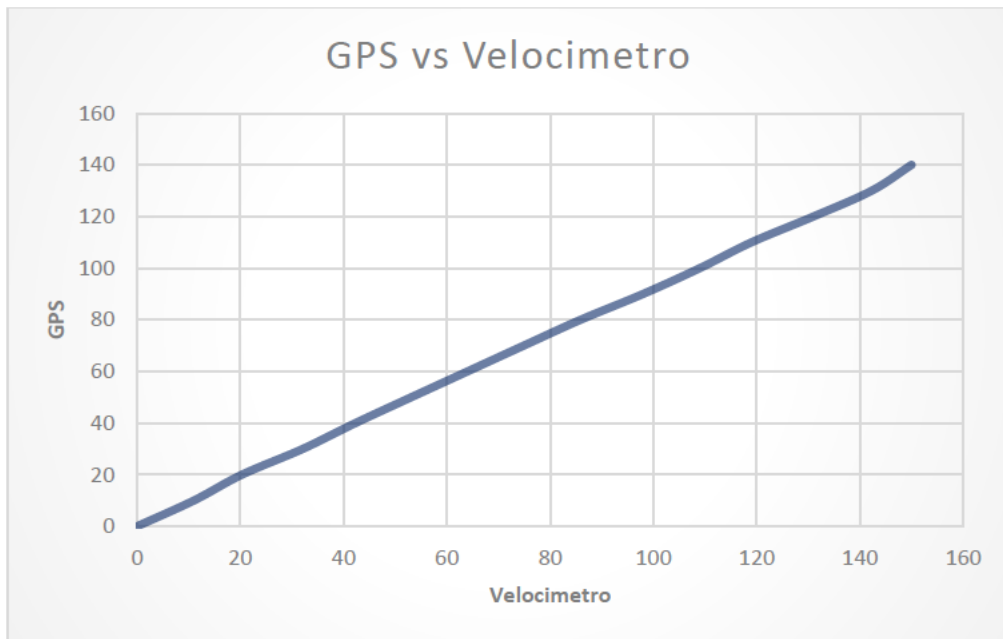


Figura 7. 8. Curva de la DGT para baremar el error en radares móviles

En la actualidad existen varios módulos GPS compatibles con Arduino que permiten que el valor de la velocidad calculado sea accesible para el sistema de procesamiento de manera simple y rápida.

El módulo elegido es el diseñado por la empresa americana *SparkFun electronics*. Se trata de una placa adaptada para Arduino del módulo GPS GP3906-TLP - un receptor GPS de 66 canales que cuenta con una arquitectura MediaTek MT3339 y una velocidad de actualización de hasta 10Hz. El módulo GPS transmite actualizaciones de posición a través de un UART serial que registra estos valores en una tarjeta  $\mu$ SD o los muestra en tiempo real.

UART, *Universal Asynchronous Receiver-Transmitter*, es un dispositivo que controla los puertos y dispositivos en serie. Se encuentra integrado en la placa base o en la tarjeta adaptadora del dispositivo.

En la Tabla 7.4 se muestran las características principales de la placa electrónica.

Tabla 7. 4. Características de la placa electrónica

<b>Chipset</b>	MTK MT3339
<b>Frecuencia</b>	1.574,42 MHz
<b>Canales</b>	66
<b>Dimensiones</b>	16*16*6,7 mm
<b>Peso</b>	6g
<b>Tensión alimentación</b>	DC 3,3V $\pm$ 5%
<b>Consumo</b>	30 Ma
<b>Temperatura de operación</b>	-30 °C a 85 °C
<b>Precisión en posición</b>	3 m
<b>Precisión en velocidad</b>	0,1 m/s
<b>Precisión en aceleración</b>	0,1 m/s <sup>2</sup>
<b>Precisión de tiempo</b>	10 ns
<b>Ratio de actualización</b>	10 Hz
<b>Altitud máxima</b>	18000 metros
<b>Velocidad máxima</b>	515 m/s
<b>Aceleración máxima</b>	4G

Las características de este módulo son las adecuadas para medir la variable velocidad con una precisión de 0,1 m/s y dentro del rango de trabajo (velocidades inferiores a 515 m/s). Teniendo en cuenta las características técnicas y el coste de adquisición, 50 euros, se concluye que se trata de un sistema de coste reducido que cumple con las especificaciones del prototipo propuesto en esta tesis doctoral.

En la Figura 7.9 se muestra el esquema del módulo completo: receptor GPS, ranura para tarjetas  $\mu$ SD, pines UART para la comunicación con Arduino y ranura para la inserción de una pila de moneda que permite mantener el registro de tiempo (hora y fecha actual) aunque la placa se encuentre apagada.

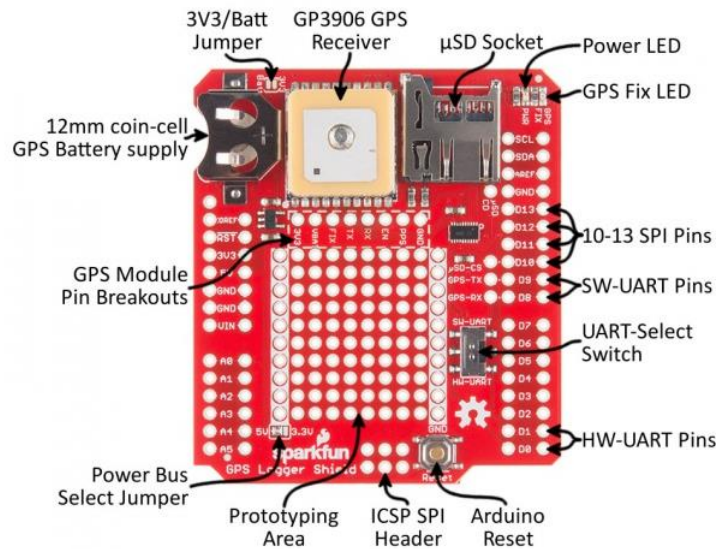


Figura 7. 9. Módulo GPS seleccionado

### 7.2.2.2 Sensores de ángulo

Los sensores de ángulo se utilizan para medir el ángulo de balanceo del autobús respecto a un sistema de referencia fijo, en este caso la calzada.

Para el desarrollo del prototipo se estudia dos tipos de sensores: acelerómetros y sensores inerciales.

#### a) Medida indirecta a través de un acelerómetro

Los acelerómetros son dispositivos electromecánicos que detectan las fuerzas de aceleración, estáticas o dinámicas. Las fuerzas estáticas incluyen la gravedad; las fuerzas dinámicas pueden incluir vibraciones y movimiento. Los acelerómetros pueden medir en un solo eje, en dos o en tres; estos últimos son los más utilizados.

Algunos acelerómetros se basan en materiales piezoeléctricos (Figura 7.10). Poseen unas estructuras cristalinas que, cuando se ven sometidas a algún tipo de tensión mecánica (por ejemplo, una aceleración), vibran generando una tensión eléctrica

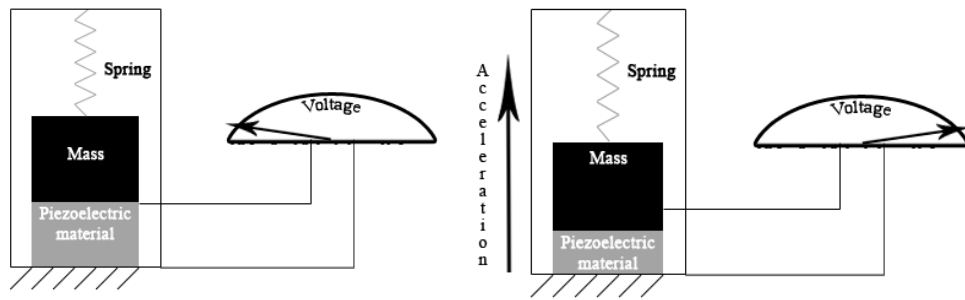


Figura 7. 10. Acelerómetro piezoeléctrico

Los acelerómetros de uso más extendido contienen en su estructura interna una serie de placas capacitivas (Figura 7.11). Algunas de estas placas son fijas; otras se encuentran unidas a resortes que se desplazan en función tanto de la dirección como de la magnitud de las fuerzas de aceleración aplicadas sobre el sensor. Como estas placas se ven sometidas a un movimiento y, por tanto, la distancia y posición entre ellas varía, la capacitancia varía. A partir de estos cambios en la capacitancia se puede determinar la aceleración

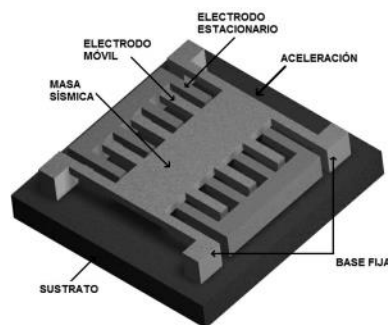


Figura 7. 11. Acelerómetro capacitivo

Actualmente la oferta de acelerómetros de bajo coste, que pueden conectarse con casi el 100% de los procesadores, es muy amplia. En la Tabla 7.5 se muestran las características del acelerómetro triaxial MMA8452Q.



Tabla 7. 5. Acelerómetro de bajo coste.

Voltaje de alimentación	1.95 a 3.6 V
Temperatura de operación	-40°C a 85°C
Tasa de datos de salida	1.56 Hz a 800 Hz
Rango de medida	Variable: 2g,4g y 8g.
Sensibilidad	2g: 1024 bits/g
Offset	±17mg
Precio	10 euros

El ángulo de inclinación se puede obtener a través de la medida que proporciona el acelerómetro. Si el acelerómetro se encuentra en un estado de reposo, sin recibir la acción de fuerzas, sólo mide una aceleración en el eje Z cuyo valor es el de la gravedad (Figura 7.12. a); si el acelerómetro se gira, la gravedad se proyecta en dos componentes (Figura 7.12. b).

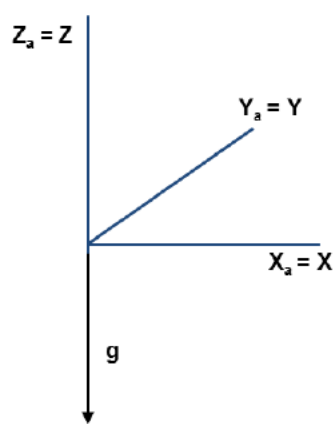


Figura 7.12. a

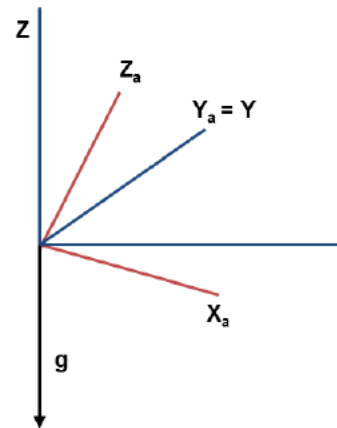


Figura 7.12. b

Figura 7. 12. Determinación del ángulo de balanceo con un acelerómetro

El acelerómetro como tal no conoce su posición pero sí los componentes de la fuerza de gravedad. Estos valores se utilizan para calcular el ángulo de inclinación utilizando la siguiente expresión:

$$\text{Inclinación} = a \tan\left(\frac{F_{xa}}{F_{za}}\right) \quad (7.4)$$

Este tipo de sistemas son útiles para medir inclinaciones basándose en la fuerza de la gravedad. Debido a la elevada sensibilidad que presentan, a la influencia de otras fuerzas, no pueden ser utilizados si existen otras aceleraciones distintas a la gravedad ya que los cálculos, para obtener la inclinación del sistema, serían erróneos. Debido a lo expuesto, no se considera viable utilizar un acelerómetro como sistema de medida del ángulo de torsión en una prueba dinámica como la que se plantea.

**b) Medida directa a través de un inclinómetro (sensor diferencial)**

Para solucionar el problema indicado en el apartado anterior, se utiliza un sensor inercial.

Un sensor inercial es un sensor que mide aceleración y velocidad angular; se utiliza en aplicaciones de captura y análisis de movimiento. Está compuesto por acelerómetros que miden la aceleración lineal con la que se mueve el sensor, mediante giróscopos que miden la velocidad angular, y por magnetómetros que proporcionan información del norte magnético.

En el prototipo que se propone se utiliza el sistema de *sbg systems* modelo IG-500 que presenta las siguientes características (Figura 7.13 y Tabla 7.6):

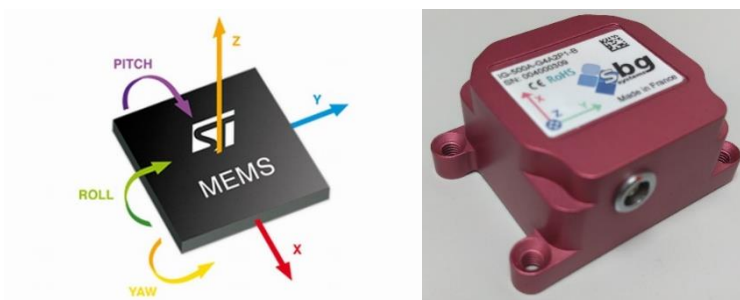


Figura 7. 13. Sensor inercial (inclinómetro)

Tabla 7. 6. Características del sensor inercial (inclinómetro)

Dimensiones	36 x 49 x 22 mm,
Peso	40g
Temperatura de operación	-40°C a 85°C
Tensión de alimentación	3,3V a 30V
Consumo	400mW
Frecuencia de muestreo	10kHz
Tiempo de puesta en marcha	1s
Rango de sensado	360°
Límite de impacto	1000g
Rango del acelerómetro	±5g
Rango del giróscopo	±300°/s
Rango del magnetómetro	±1,2Gauss
Offset del acelerómetro	<0,05°
Offset del giróscopo	<0,05°
Offset del magnetómetro	<0,1°
Resolución	0,05°
Precisión	0,35°

Teniendo en cuenta las características de estos sensores inerciales, Tabla 7.6, se consideran óptimos para su utilización en el prototipo. La precisión y la resolución que presentan son las adecuadas para la medición de las inclinaciones que el vehículo experimenta. El embarque en el vehículo se ve favorecido por su reducido tamaño y peso.

Este sensor inercial cuenta con un software propio que permite visualizar en tiempo real el movimiento del sensor y guardar todos los datos para su visualización y procesamiento.

La empresa distribuidora de este módulo ofrece librerías que permiten trabajar con estos datos tanto en Matlab como en LabView y C. Por tanto, en un desarrollo futuro se puede implementar un programa que realice la comparación entre el valor medido por el sensor inercial y el valor obtenido a través del desarrollo de las ecuaciones calculadas con Arduino.

## 7.3 Montaje de los sistemas

### 7.3.1 Sensor de velocidad por módulo GPS

En primer lugar, se sueldan los pines en el módulo GPS para poderlo conectar a la placa Arduino (Figura 7.14). Este módulo está especialmente diseñado para su uso con la placa dado que sus orificios, para la colocación de los pines, se encuentran completamente alineados con los pines del Arduino. Después de soldar los pines, se conecta el módulo a la placa Arduino y el Arduino al ordenador para poder programar en el IDE de Arduino y realizar los ensayos.

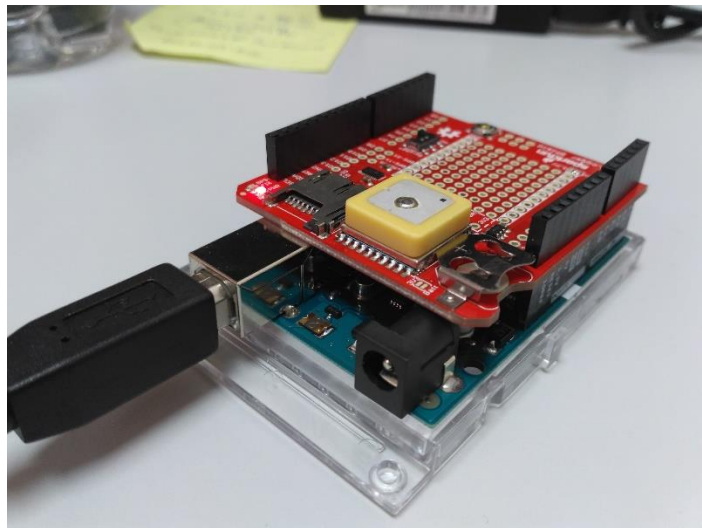


Figura 7. 14. Módulo electrónico completo (GPS y placa Arduino)

Para utilizar el módulo GPS de forma óptima se utiliza las librerías proporcionadas por el fabricante. Dichas librerías cuentan con funciones que permiten obtener todas las variables que puede medir el módulo de una manera rápida y sencilla. Además, junto con las librerías se incorporan ejemplos para probar y calibrar el sistema.

Para poder obtener una señal suficientemente buena y una correcta triangulación de la señal es necesario conectar con al menos cuatro satélites. Así pues, durante los ensayos se debe monitorizar en todo momento el número de satélites a los que se tiene acceso para determinar si la medida es válida.

El modulo GPS es capaz de medir diferentes magnitudes (Tabla 7.7). Es importante mantener las mismas unidades en mediciones y ecuaciones.

Tabla 7. 7. Magnitudes a medir. Unidades

Función	Magnitud a medir	Unidades de medida
tinyGPS.location.lat()	Latitud	Grados decimales
tinyGPS.location.lng()	Longitud	Grados decimales
tinyGPS.altitude.feet()	Altitud	Pies
tinyGPS.course.deg()	Trayectoria	Grados
tinyGPS.speed.mph()	Velocidad	Millas por hora
tinyGPS.satellites.value()	Nº satélites	-

Realizado el montaje, se lleva a cabo el primer ensayo, comprobación de la posición por GPS, con los resultados indicados en la Tabla 7.8. El GPS se conecta a cuatro satélites y muestra la posición exacta donde se realiza el ensayo. Se concluye que la precisión del módulo es correcta.

Tabla 7. 8. Primer ensayo: posición por GPS

```

Lat: 40.332859
Long: -3.766555
Alt: 2189.63
Course: 241.43
Speed: 0.60
Date: 24/11/2016
Time: 7:37:35
Sats: 4

Lat: 40.332855
Long: -3.766558
Alt: 2189.63
Course: 249.74
Speed: 0.60
Date: 24/11/2016
Time: 7:37:36
Sats: 4
                    
```

The image shows a mobile application interface for GPS tracking. On the left, there is a data overlay with two sets of coordinates and other metrics. The top set shows coordinates 40.332859, -3.766555, altitude 2189.63, course 241.43, speed 0.60, date 24/11/2016, time 7:37:35, and 4 satellites. The bottom set shows slightly different coordinates and a course of 249.74. On the right, a map of Madrid is displayed, with a red location pin marking the current position near the University of Carlos III. The map shows streets like Calle de Serrano and Plaza de San Nicolás.

### 7.3.2 Sensor de ángulo por inclinómetro

Este sensor tiene una única salida tipo LEMO4. Su montaje es sencillo: sólo se precisa el cable que acompaña al módulo para conectar el sensor al ordenador. Por tanto, este sistema debe ir conectado siempre al ordenador.

A través del programa se obtienen los valores de la posición del inclinómetro, pudiéndose representar en gráficas cada una de las variables a medir (Figura 7.15):

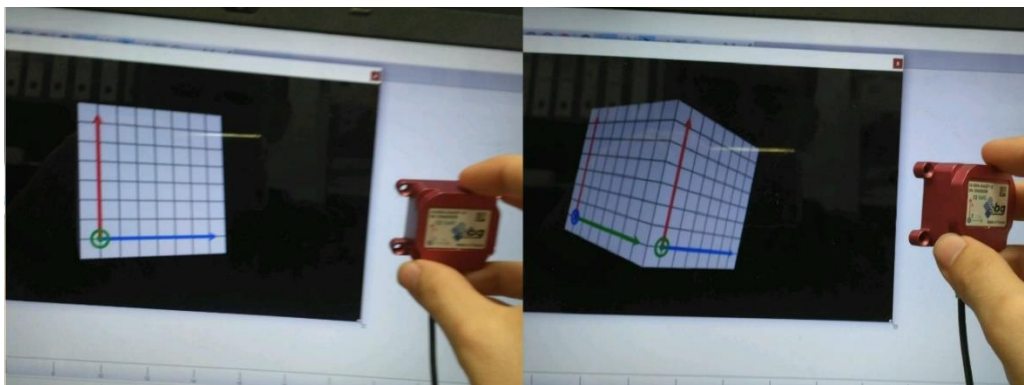


Figura 7. 15. Software del inclinómetro

Las variables que se pueden medir son las siguientes:

- Ángulos de Euler.
- Cuaternios.
- Aceleración en los tres ejes.
- Orientación en los tres ejes.
- Valor magnético en cada eje.
- Temperatura.

Para realizar el ensayo, el sensor se debe posicionar en el piso del autobús, encima de cada eje. Las mediciones obtenidas se almacenan en el ordenador para obtener el ángulo de torsión y poder comparar estos valores con los obtenidos mediante las ecuaciones características correspondientes.

## 7.4 Ensayos de validación

Se debe comprobar por separado el funcionamiento de los sistemas que integran la electrónica (GPS, placa electrónica Arduino, inclinómetro). Posteriormente se ha de realizar una matriz de ensayos de validación del equipo para comparar las diferencias, si existen, entre los ángulos de balanceo calculados por Arduino y los ángulos medidos por el inclinómetro.

En los ensayos a realizar se debe modificar la aceleración lateral, a la que se ve sometido el autobús, siguiendo el siguiente protocolo:

### **Ensayos con velocidad constante:**

El módulo de GPS debe controlar que los ensayos se realizan a velocidad constante. Los radios de curvatura deben ser diferentes para obtener variaciones de la aceleración lateral.

### **Ensayos con radio de curvatura constante:**

Estos ensayos se deben realizar tomando siempre la misma curva y, por tanto, manteniendo el radio de curvatura constante. Se ha de modificar la velocidad con el objetivo de obtener variaciones en la aceleración lateral.

Una validación satisfactoria del prototipo diseñado en esta tesis doctoral supondría obtener un equipo con las prestaciones de los sistemas utilizados actualmente con un ahorro importante de costes.





## 8 ENSAYOS EN PISTA

---

Dentro de los trabajos de esta tesis doctoral se han realizado ensayos en carretera para analizar el comportamiento de un autocar a su paso por una curva y validar las hipótesis y ecuaciones desarrolladas en el capítulo 5, obteniéndose la relación entre el ángulo de balanceo y la aceleración lateral para un vehículo real.

Los ensayos dinámicos se han realizado en vías próximas a las instalaciones de la empresa Castrosua en el municipio de Vilagarcía de Arousa (Pontevedra). En la Figura 8.1 se muestra el autocar objeto de ensayo.



Figura 8. 1. Autocar objeto de ensayo

Las condiciones de realización del ensayo implican las siguientes consideraciones:

- Sólo se dispone de una unidad de medición inercial (IMU, del inglés *Inertial Measurement Unit*) por lo que se decide situarla lo más próxima posible al centro de gravedad del autocar. La unidad de medición inercial se utiliza para medir los ángulos de balanceo y las aceleraciones. Al disponer de una sola unidad IMU no se considera el efecto de la torsión en las ecuaciones del capítulo 5 simplificando el modelo a un solo eje.
- Se asume que en el autocar tanto el centro de gravedad como el centro de balanceo están situados transversalmente en su plano medio, es decir,  $b_G = b = 0$  en las ecuaciones del capítulo 5.
- No se tiene en cuenta la rigidez lateral del neumático.

De acuerdo con las consideraciones anteriores, el sistema de ecuaciones del capítulo 5 queda como sigue:

$$\phi = \frac{2 f_i}{B_R} \quad (8. 1)$$

$$N_{O1} = K_{muelle} f_i B_R + K_{barrera} \phi \quad (8. 2)$$

$$N_{O1} = (q + \rho + \phi) S h_m \quad (8. 3)$$

$$N_{O2} = K_\rho \rho \quad (8. 4)$$

$$N_{O2} = (\rho + q)[A r + S (k + r)] + N_{O1} \quad (8. 5)$$

Utilizando las expresiones 8.1, 8.2 y 8.3, se obtiene:

$$N_{O1} = \left( K_{muelle} \frac{B_R^2}{2} + K_{barra} \right) \phi = (q + \rho + \phi) S h_m \quad (8.6)$$

De la expresión 8.6 se deduce  $\phi$  en función de  $q+\rho$

$$\phi = \frac{(q + \rho) S h_m}{cte2 - S h_m} \quad (8.7)$$

Igualando la expresión 8.4 con la 8.5, se obtiene:

$$K_\rho \rho = (\rho + q)[A r + S(k + r)] + \left( K_{muelle} \frac{B_R^2}{2} + K_{barra} \right) \phi \quad (8.8)$$

Por tanto el valor de la aceleración lateral,  $q$ , queda definido en función de  $\rho$ :

$$q = \frac{K_\rho - cte3}{cte3} \rho \quad (8.9)$$

Las constantes mencionadas toman los siguientes valores:

$$cte1 = A r + S(k + r) \quad (8.10)$$

$$cte2 = K_{muelle} \frac{B_R^2}{2} + K_{barra} \quad (8.11)$$

$$cte3 = cte1 + cte2 \frac{S h_m}{cte2 - S h_m} \quad (8.12)$$

En la Tabla 8.1 se incluyen los parámetros considerados para el autocar ensayado y, aplicando las ecuaciones anteriores, se obtiene la relación teórica entre el ángulo de balanceo y la aceleración lateral (Figura 8.2).

Tabla 8. 1. Parámetros de diseño del autocar objeto de ensayo

Datos asumidos para el autocar ensayado		
B	Ancho de vía (mm)	2.100
Br	Distancia entre fuelles neumáticos (mm)	1.600
S	Peso masa suspendida por eje (kg)	7.000
A	Peso masa no suspendida por eje (kg)	1.000
hm	Cota CDG respecto al centro balanceo (mm)	800
k	Cota centro de balanceo respecto a eje de ruedas (mm)	250
r	Radio del neumático (mm)	500
K <sub>muelle</sub>	Rigidez de un fuelle del sistema de suspensión (N/m)	200.000
K <sub>barra</sub>	Rigidez de la barra estabilizadora (Nm/rad)	49.027
K <sub>R</sub>	Rigidez radial de los neumáticos (kg/mm)	65

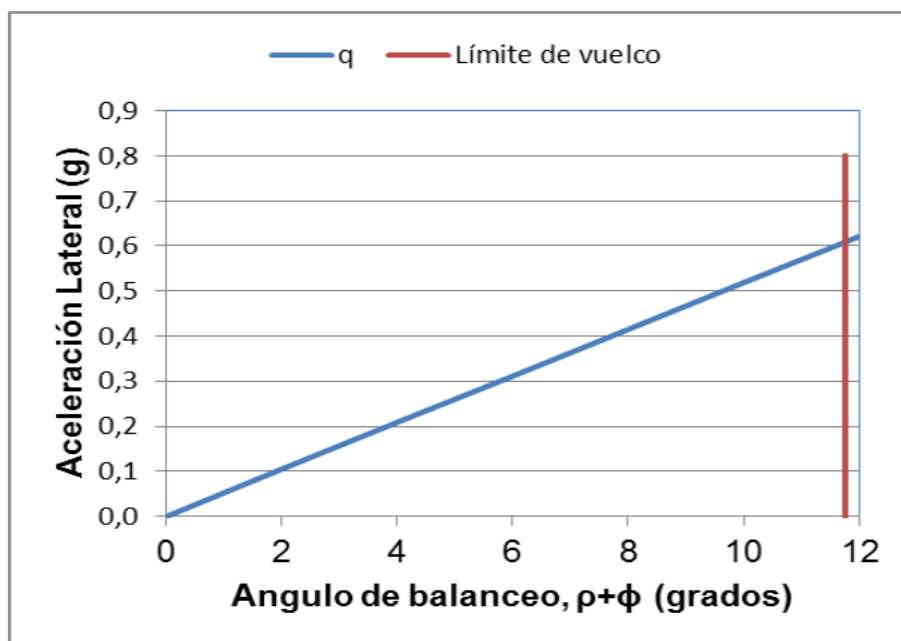


Figura 8. 2. Relación teórica de aceleración lateral frente al balanceo

En la Figura 8.2 se representa el límite de vuelco calculado según la expresión:

$$K_{\rho} \rho = (S + A) \frac{B}{2} \quad (8. 13)$$

El gráfico de la Figura 8.2 caracteriza, de forma genérica, el comportamiento a balanceo de la suspensión del autocar. Para aceleraciones laterales nulas se obtiene un balanceo nulo que se incrementa, con un comportamiento de rigidez constante o creciente, hasta el punto donde se produce el vuelco del autocar.

En la realidad, una vez se alcanza el tope de compresión de la suspensión de una rueda, la rigidez aumenta hasta llegar al tope de extensión de la otra rueda del mismo eje. Es decir, la aceleración límite de vuelco real alcanza valores más altos que el representado en la figura.

De la relación teórica entre aceleración lateral y ángulo de balanceo (Figura 8.2) se puede deducir la relación que existe entre la velocidad del autocar y el ángulo de balanceo para un radio de curva dado. En la Figura 8.3 se recoge esta relación para una de las rotondas ensayadas de radio igual a 12 m.

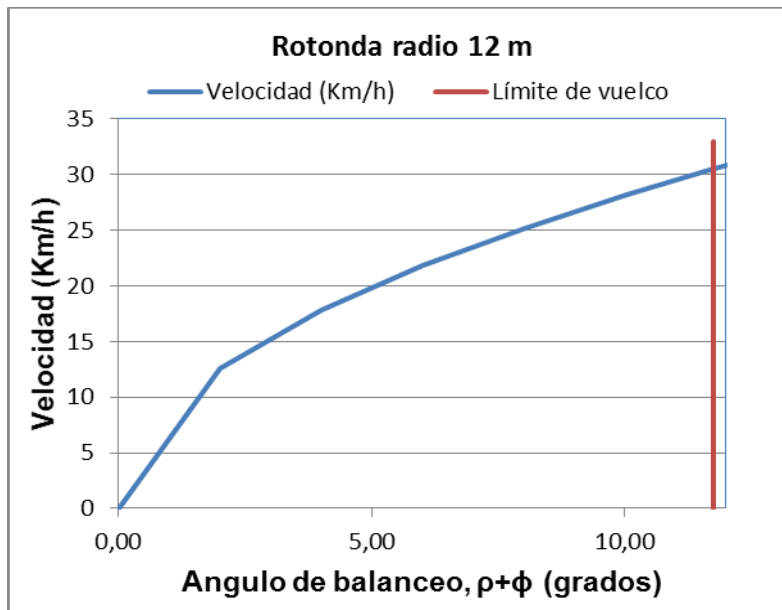


Figura 8. 3. Ángulo de balanceo teórico en rotonda de radio 12m.

## 8.1 Equipos

Para la realización de los ensayos de esta tesis se han utilizado los siguientes equipos del Departamento de ingeniería mecánica de la UC3M y de la empresa Castrosua:

- Sensor por GPS para medida de velocidad, aceleraciones y ángulos mediante **VBOX-3i-SL100H**. Incorpora:
  - GPS diferencial
  - Dos antenas para ángulo de guiñada, cabeceo y balanceo
  - Dos salidas analógicas (16 bits)
  - Dos salidas digitales (24bits)
  - Cuatro entradas analógicas
  - Dos puertos CAN
  - Un puerto serie USB
  - Entrada digital para trigger
- Unidad Inercial RLVBIMU03- IP65 incluyendo cable RLCAB030-S configuración serie + alimentación y RLCAB005-CS comunicación CAN
- Acelerómetros, amplificadores y unidad de registro

### 8.1.1 VBOX

El equipo utilizado en el ensayo, VBOX 3i, es el producto más avanzado de la gama VBOX. La incorporación de un avanzado GPS/GLONASS permite registrar todos los datos de la dinámica del autobús en tiempo real, con gran precisión y a una frecuencia de muestreo de 100 datos por segundo.

La posibilidad de integrar varios módulos al equipo principal, como el IMU (Figura 8.4), o su conectividad mediante USB o Bluetooth, lo convierten en un equipo muy versátil. Éste equipo integra un procesamiento de datos basado en Filtros de Kalman para mejorar los datos leídos por los distintos sensores en tiempo real, aumentando la calidad de las medidas.



Figura 8. 4. IMU (Inertial Measurement Unit)

El IMU permite obtener de manera precisa parámetros como ángulos de balanceo (Roll), guiñada (Yaw) o cabeceo (Pitch). El sistema inercial o IMU se basa en la navegación inercial, obteniendo valores corregidos en las zonas en las que las antenas de VBOX no acceden a suficientes satélites.

VBOX dispone de un software específico denominado VBOX TOOLS que permite el procesamiento y análisis de los datos recogidos (Figura 8.5).

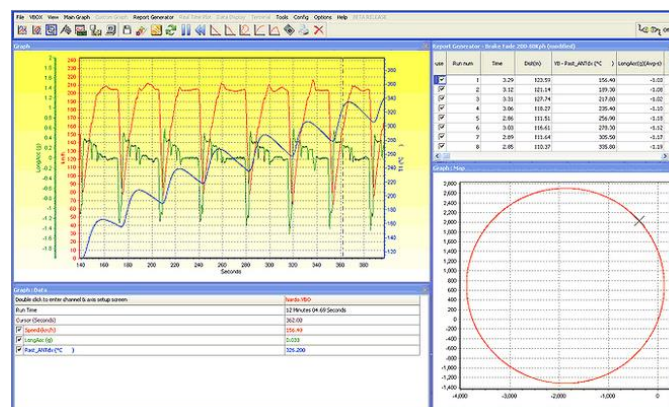


Figura 8. 5. Procesamiento de datos con VBOX

En la Figura 8.6 se indican las distintas conexiones del equipo para la recepción y salida de datos.

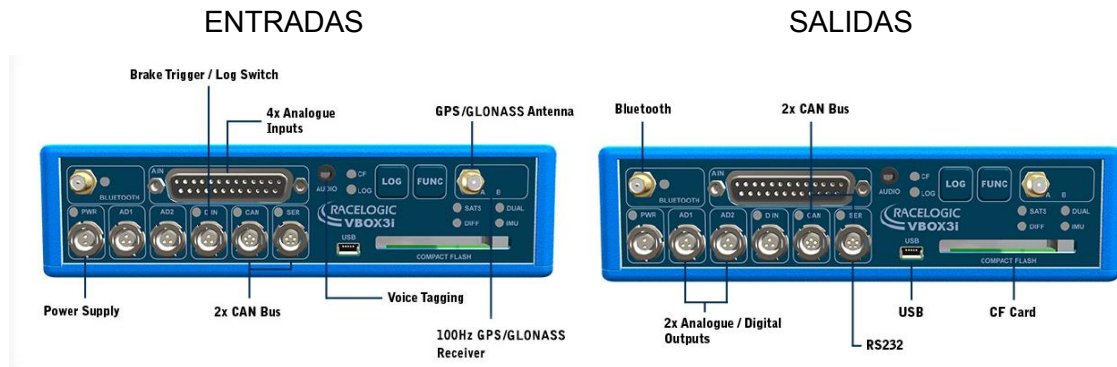


Figura 8. 6. Entradas y salidas del equipo VBOX

Los datos que recoge el equipo son: posición, velocidad, aceleraciones y ángulos en los tres ejes coordenados. En la Figura 8.7 se muestra la instalación de las antenas que incorpora el equipo para posicionamiento por GPS.



Figura 8. 7. Antenas del VBOX para posicionamiento por GPS



## **8.2 Resultados de los ensayos dinámicos**

Se analiza el comportamiento lateral del autocar para diferentes tipos de trayectorias: circulación en rotonda, cambio de carril y curva en carretera (Figuras 8.8 a 8.10).

A continuación, se muestran las velocidades, ángulos de balanceo y aceleración lateral obtenida en cada uno de los tipos de ensayo:

- Circulación en rotonda: Figuras 8.11 a 8.13
- Cambio de carril: Figuras 8.14 a 8.16
- Curva en carretera: Figuras 8.17 a 8.19

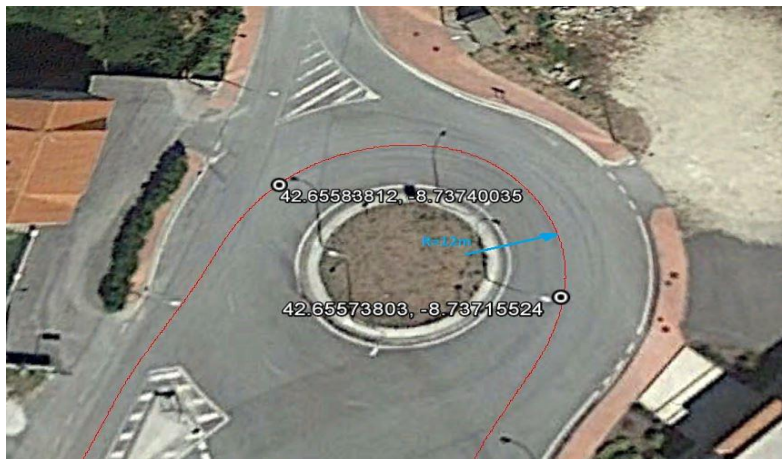


Figura 8. 8. Ensayo rotonda 023\_R23. Radio curvatura 12 m.

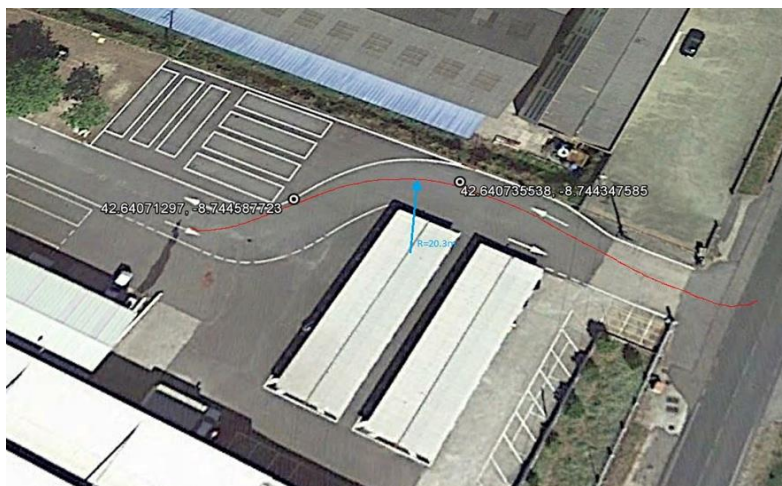


Figura 8. 9. Ensayo cambio de carril 003\_CC1. Radio curvatura 20,3 m.



Figura 8. 10. Ensayo curva en carretera C3\_025. Radio curvatura 121 m.

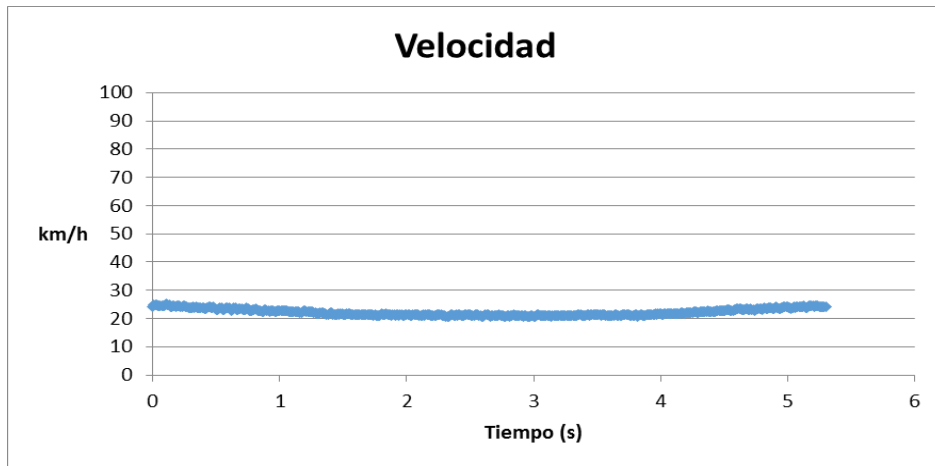


Figura 8. 11. Ensayo en rotonda 023\_R23. Velocidad

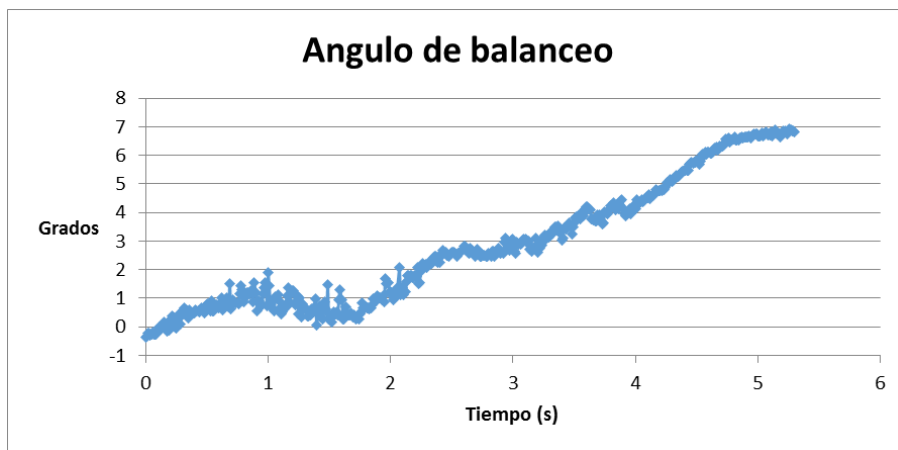


Figura 8. 12. Ensayo en rotonda 023\_R23. Ángulo de balanceo

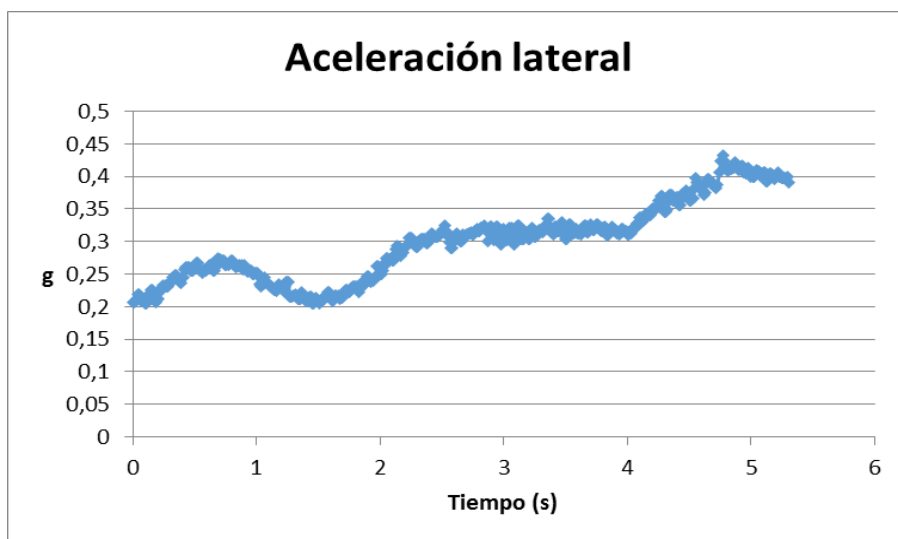


Figura 8. 13. Ensayo en rotonda 023\_R23. Aceleración Lateral

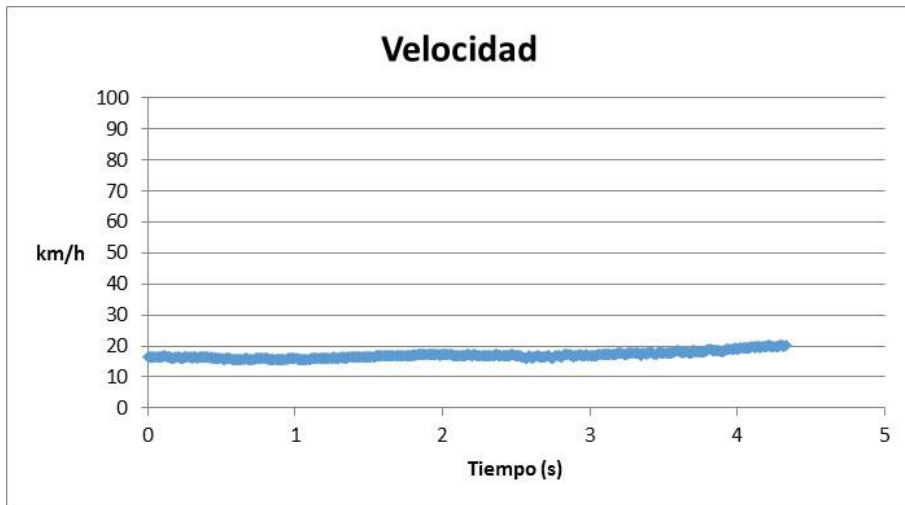


Figura 8. 14. Ensayo de cambio de carril 003\_CC1. Velocidad.

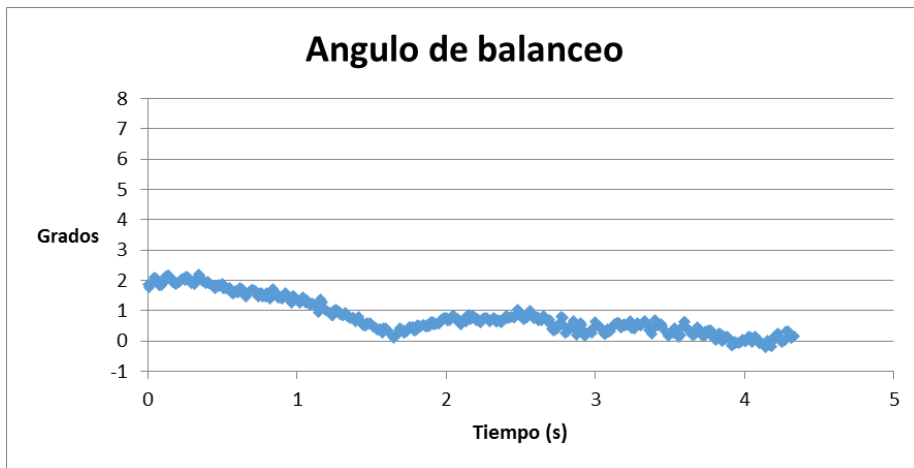


Figura 8. 15. Ensayo de cambio de carril 003\_CC1. Ángulo de balanceo

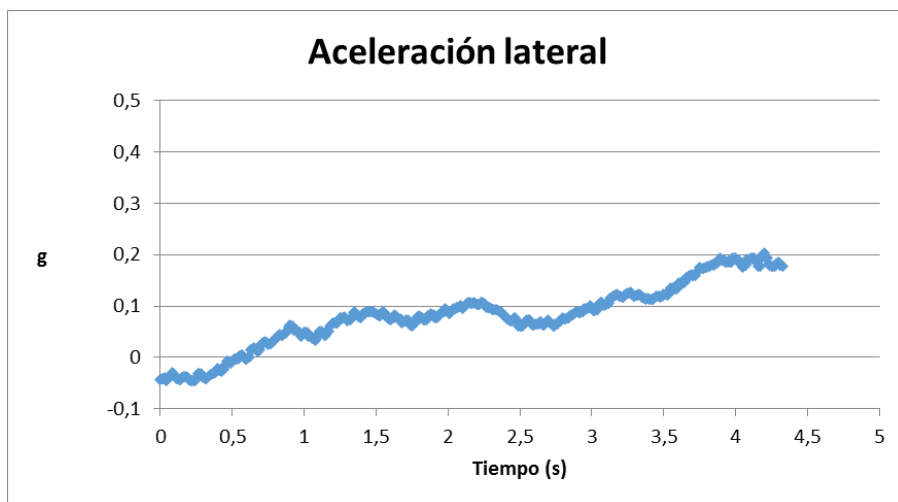


Figura 8. 16. Ensayo de cambio de carril 003\_CC1. Aceleración Lateral

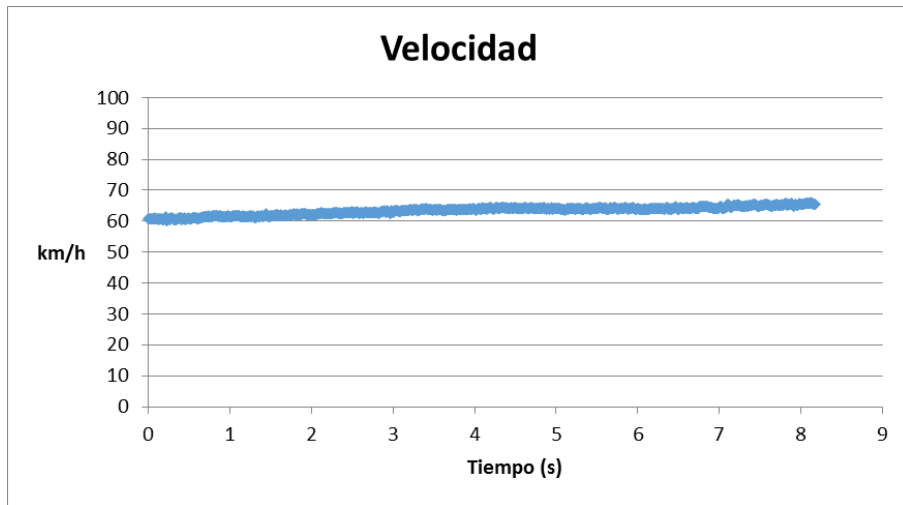


Figura 8. 17. Ensayo de curva en carretera C3\_025. Velocidad

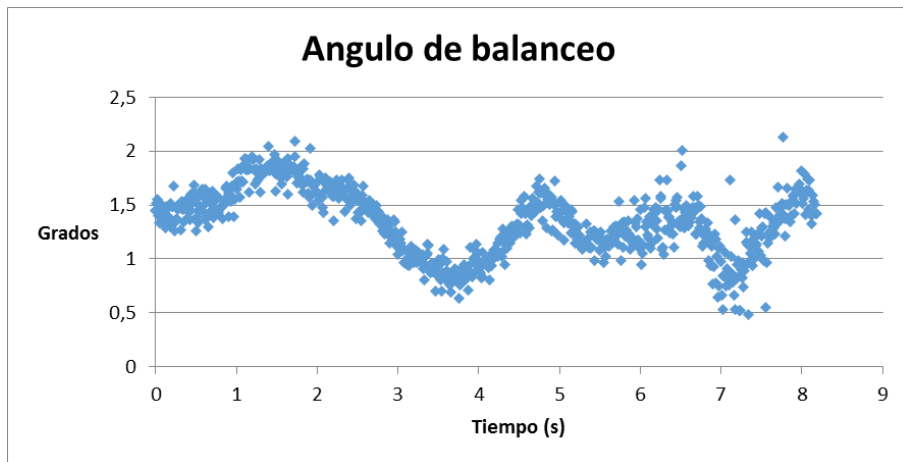


Figura 8. 18. Ensayo de curva en carretera C3\_025. Ángulo de balanceo

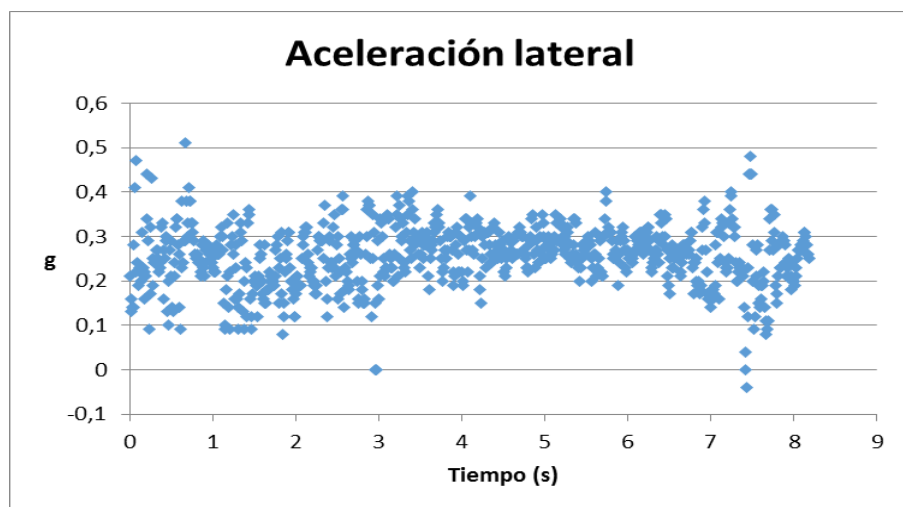


Figura 8. 19. Ensayo de curva en carretera C3\_025. Aceleración Lateral

Como se puede observar en las anteriores figuras (Figuras 8.8 a 8.19), tanto en el ensayo de cambio de carril como en el ensayo de curva en carretera se obtienen unos ángulos de balanceo y aceleraciones laterales poco significativas. Esto se debe a que en el ensayo de cambio de carril se circula a muy baja velocidad (15 km/h) y en el ensayo de curva en carretera, la velocidad no es suficientemente alta (60 km/h) para el elevado radio de giro de la curva (121 m). El ensayo más representativo de los realizados es el correspondiente a la rotonda de radio 12 m que permite obtener la relación experimental entre la aceleración lateral y ángulo de balanceo para el autocar objeto del ensayo (Figura 8.20).

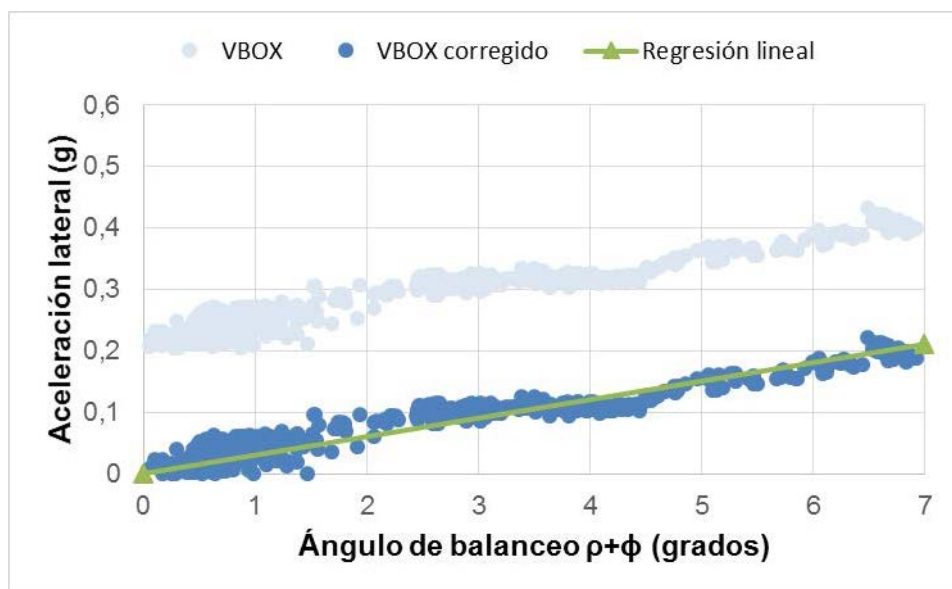


Figura 8. 20 Relación aceleración lateral - ángulo de balanceo

De la Figura 8.20 se extraen las siguientes conclusiones:

Tanto el modelo teórico como los datos medidos tienen un comportamiento lineal con pendiente constante. La aceleración lateral medida en el ensayo presenta un ligero sesgo de 0,2 g, dado que para ángulos de balanceo nulos debería tomar un valor nulo. Se ha incluido en la figura la corrección de este sesgo (VBOX corregido), y utilizando mínimos cuadrados, la línea recta que mejor se ajusta a los datos medidos (Regresión lineal).

En la Figura 8.21 se compara el modelo teórico presentado al inicio de este capítulo y representado en la Figura 8.2 con la recta de regresión lineal de los datos medidos, observándose que la pendiente de los datos medidos es menor que la pendiente del modelo teórico y que los ensayos se han realizado a una velocidad que proporciona un elevado coeficiente de seguridad frente al vuelco del autocar.

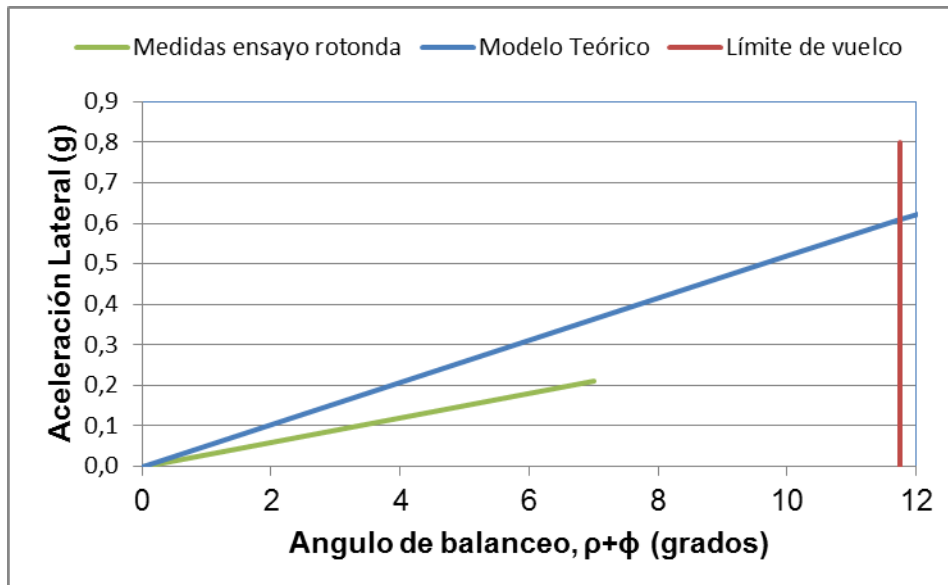


Figura 8. 21. Comparación medidas ensayo y modelo teórico

Las posibles causas para explicar la discrepancia entre las pendientes de los datos medidos y la pendiente del modelo teórico son las siguientes:

- Causas asociadas al protocolo utilizado para la realización del ensayo: sistema de fijación de los equipos al vehículo e incertidumbre de los equipos de medida
- Parámetros de diseño del autocar (Tabla 8.1) considerados en el modelo teórico

Para evaluar el efecto de los parámetros de diseño del autocar se realiza el análisis de sensibilidad que aparece en la Tabla 8.2 y que permite identificar los parámetros que más impactan a la relación de la aceleración lateral con el ángulo de balanceo.

Tabla 8. 2. Impacto en la pendiente de la recta de aceleración lateral frente al balanceo

	Parámetro	+10%	-10%	
B	Ancho de vía	6,97%	-8,39%	
Br	Distancia entre fuelles neumáticos	15,31%	-15,39%	
S	Peso masa suspendida por eje	-11,68%	14,24%	
A	Peso masa no suspendida por eje	-0,15%	0,15%	
Hm	Cota CDG respecto centro balanceo	-10,37%	12,27%	
k	Cota centro de balanceo	-0,53%	0,53%	
R	Radio del neumático	-1,20%	1,22%	
$K_{muelle}$	Rigidez fuelle suspensión	7,50%	-7,90%	
$K_{barra}$	Rigidez barra estabilizadora	1,47%	-1,48%	
$K_R$	Rigidez radial neumáticos	3,56%	-4,11%	

En función de los valores de la Tabla 8.2 se puede concluir que los parámetros que más afectan a la relación de la aceleración lateral frente al balanceo son la distancia entre fuelles neumáticos, el peso de la masa suspendida y la cota del CDG. En la Figura 8.22 se representan los resultados del análisis de sensibilidad realizado



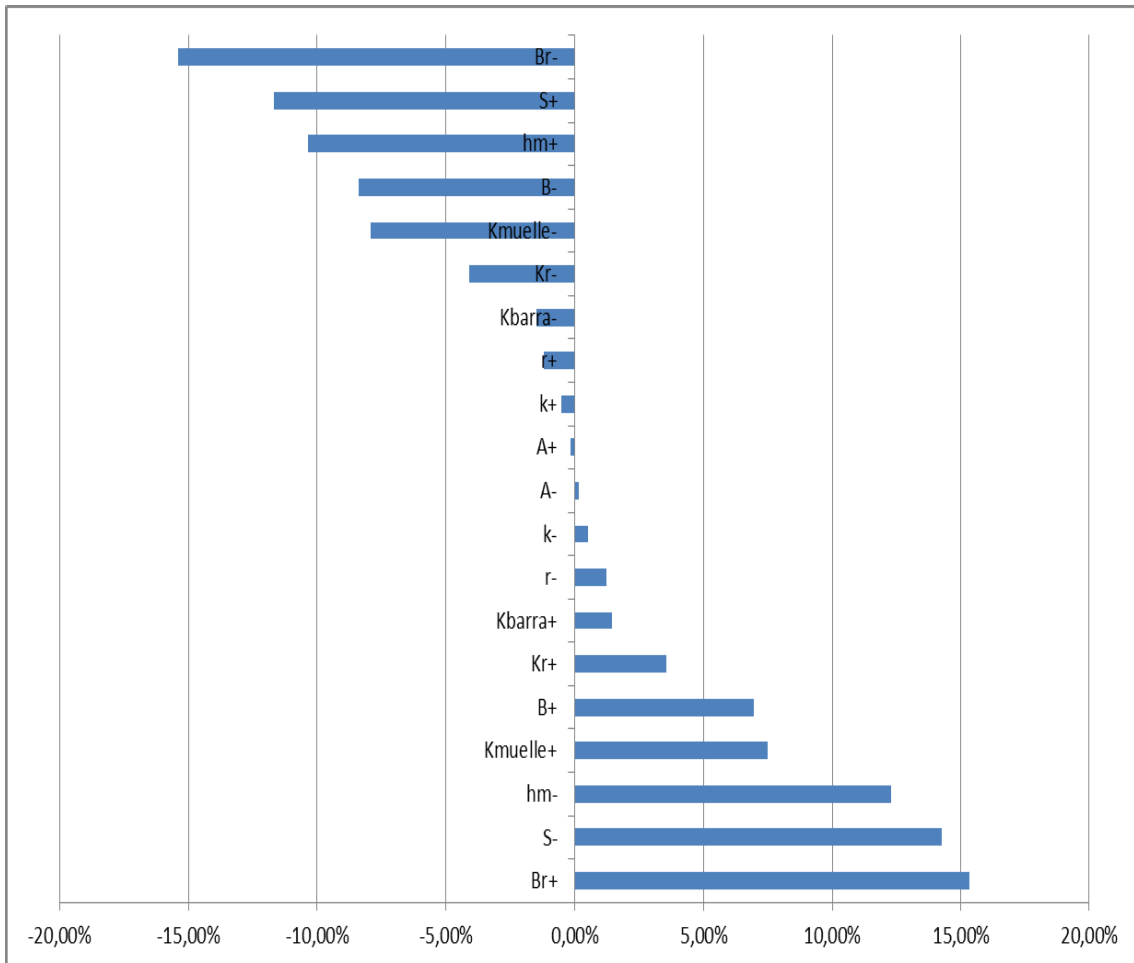


Figura 8. 22. Impacto en la pendiente de la recta de aceleración lateral frente al balanceo



## 9 CONCLUSIONES

---

En la presente tesis doctoral se concluye que el diseño de la estructura de la carrocería y la elección del sistema de suspensión son factores primordiales para determinar el valor de la rigidez a la torsión.

Se propone una metodología experimental para evaluar la rigidez a torsión de la carrocería, por tramos (dependiendo del tipo de vehículo) y globalmente. Se confirma que los voladizos trasero y delantero afectan considerablemente al valor de la rigidez torsional, y que el eje de torsión no coincide con el eje de simetría longitudinal del vehículo

Se ha analizado la energía potencial acumulada durante la torsión de un autocar observándose su distribución a lo largo de la longitud del vehículo. Se ha comprobado que la distribución de carga en el vehículo y la relación de pesos entre los ejes afectan significativamente a la acumulación de la energía potencial.

Se ha comprobado que la energía potencial acumulada durante la torsión refuerza el efecto estabilizador de la suspensión. Esto se debe a que la estructura del autocar devuelve dicha energía cuando cesan las sollicitaciones que han provocado la torsión (fuerza centrífuga y/o rugosidad de la calzada). Este efecto conlleva que la carrocería asiente más sobre la calzada aumentando con esto el límite de vuelco del autocar. Por tanto, se concluye que la determinación de la energía potencial acumulada durante la torsión es un factor a tener en cuenta en el diseño de nuevos autocares.

Se ha planteado un modelo matemático que representa la dinámica lateral de un autobús a su paso por curva. El modelo considera un par torsor que liga dos modelos de vuelco planos; uno representa un modelo plano de estabilidad lateral para el eje delantero y el otro modelo el mismo fenómeno para el eje trasero. Se ha validado dicho modelo mediante ensayos en carretera comprobándose que las ecuaciones de dinámica lateral basadas en un modelo plano son suficientes para abordar el comportamiento en curva de autobuses y autocares. Se ha realizado un análisis de sensibilidad para determinar los parámetros más significativos que afectan al ángulo de balanceo del autocar, concluyendo que estos son: la separación entre fuelles neumáticos y su rigidez, el peso de la masa suspendida y la cota del centro de gravedad respecto al centro de balanceo.

Se han analizado los parámetros influyentes para la determinación del límite de vuelco. Se ha detallado cómo contribuye cada uno de ellos en el factor de estabilidad de un autobús. Se ha demostrado que la rigidez a torsión del autobús constituye un parámetro de seguridad frente al vuelco.

Se ha realizado el diseño conceptual de una electrónica embarcada que, provista de sensores de reducido coste, permita determinar en tiempo real los parámetros que caracterizan el comportamiento en curva de un vehículo. Se han iniciado los primeros trabajos con un prototipo para reducir los costes de los ensayos.

## 10 DESARROLLOS FUTUROS

---

Validado el modelo propuesto en esta tesis, se propone como desarrollo futuro estudiar las siguientes nuevas líneas de investigación:

- Determinar las incertidumbres de los parámetros empleados en las ecuaciones de la dinámica lateral del autobús para obtener, mediante una simulación de Montecarlo, la función de distribución de probabilidad del límite de vuelco.
- Completar el prototipo del sistema electrónico embarcado mejorando el sistema de procesamiento y el análisis de datos.
- Explicitar criterios de diseño de estructuras de autobuses con base en la energía potencial acumulada durante los estados de carga que generan torsión.



# 11 BIBLIOGRAFÍA

---

- [1] Aarsha, A., Kannan, R. *A Comparative Analysis of a Navigation Platform Designed in Arduino and FPGA*, Communication and Signal Processing (ICCSP), International Conference 2016.
- [2] ADR 59/00 *Omnibus Rollover Strength* (Australia). Relativo a la resistencia al vuelco lateral de autobuses y autocares.
- [3] Ait-Salem, O., Rodríguez, A. *International Journal of Heavy Vehicle Systems*. Vol. 14, No. 1. pp. 57-69. 2007.
- [4] Alade, G. A. *Structural Analysis of Ladder Frames Under Torsion*. Master's thesis, Universidad de Leeds. 1974.
- [5] Alcalá, E. *Optimización de las Superestructuras de Autobuses y Autocares sometidos a vuelco lateral*. Tesis doctoral. ETSII-UPM. 1997.
- [6] Alcalá, E., Martín, A., Badea, F., Pérez, J., Arribas, D., Lagunilla, R. *Tendencias en Cálculo Estructural y Optimización de Autobuses y Autocares*. Instituto Universitario de Investigación del Automóvil, INSIA-UPM. Revista COIIM N° 54. Noviembre-Diciembre 2011.
- [7] Alcalá, E., Martín, A., Grimaldi, R. *Non-linear Simulation Modeling of Flexural Bending for Bus and Coach Structural Joints*. World Automotive Congress. FISITA 2010.

- [8] Allen, R. W., Rosenthal, T. J., Klyde, D. H., Hogue, J. R. *Computer Simulation Analysis of Light Vehicle Lateral / Directional Dynamic Stability*. Vehicle Dynamics and Simulation. SAE paper No. 010124. 1999
- [9] Allen, R. W., Szostak, H. T., Rosenthal, T. J., Klyde, D. H. *Field Testing and Computer Simulation Analysis of Ground Vehicle Dynamic Stability*, SAE paper No. 900127. 1990.
- [10] Álvarez-Caldas, C., San Román, J. L., Rodríguez, S., Olmeda, E., *Methodology to Determine Stresses Due to Own Weight by Using Residual Stresses Techniques*, Experimental Techniques. Vol. 30, No. 4. pp. 29-32, 2006.
- [11] Andersson, D., Eriksson, P. *Handling and Ride Comfort Optimization of an Intercity Bus*. Vehicle System Dynamics Supplement, 41:547-556. 2004.
- [12] Andrade, L. E., Méndez, P. X. *Estudio del Diseño de una Carrocería con Análisis de Esfuerzos Estáticos y Dinámicos de un Autobús de la marca Patricio Cepeda Calificada con Norma ISO 9001-2008 mediante la Aplicación de un Software para el Cálculo de las Fuerzas*. Tesis doctoral. Escuela Politécnica del Ejército. Ecuador. 2012.
- [13] Aparicio, F. *Seguridad de Autobuses y Autocares*. Seminario sobre seguridad en autobuses y autocares. UPM. Diciembre de 1992.
- [14] Aparicio, F. *Exigencias de Seguridad Pasiva de Autobuses y Autocares*. Anales de las Jornadas sobre Autobuses y Autocares: Diseño, Fabricación, Explotación y Seguridad. UPM. Diciembre de 1993.
- [15] Aparicio, F. *Estabilidad lateral en autobuses y autocares*. Anales de las Jornadas sobre Autobuses y Autocares: Reglamentación, Fabricación, Explotación y Seguridad. UPM. Diciembre de 1994.
- [16] Aparicio, F., García, A., Díaz-Carrasco, A., Villagarcía, T. *Deformación Plástica de los Perfiles Huecos de Acero Utilizados en la Superestructura de Autocares y Autobuses*. VII Congreso Nacional de Ingeniería Mecánica. 1988.
- [17] Aparicio, F., Lozano, J. A. *Estudio de Accidentes de Tráfico en Carretera con Implicación de Autocares*. Memoria de investigación GIVET, ETSII-UPM. Madrid 1992.



- [18] Aparicio, F., Vera, C., Díaz, V. *Teoría de los Vehículos Automóviles*. Sección de Publicaciones, ETSII-UPM. 1995.
- [19] Atahan, A. O. *International Journal of Heavy Vehicle Systems*. Vol. 10. No. 4. pp. 321-343. 2003.
- [20] Ascabus. *Informe Sector Carrocero de Autobuses y Autocares y el Transporte de Viajeros en Cifras*. 2012.
- [21] Austin, R. *Roof Strength Testing and Real-world Roof Intrusion in Rollovers*. National Highway Traffic Safety Administration. Report no. DOT-HS-811-365. USA. 2010.
- [22] Automotive Testing, Inc. *The Hump in Roll Rate Feedback: Source and Countermeasures*. Report No. 030112. Documentation of Automobile Performance. Pennington, New Jersey.
- [23] Automotive Testing, Inc. *On-Road Rollover Testing: Outrigger Height and Data Filtering*. Revised Report No. 011500. Documentation of Automobile Performance. Pennington, New Jersey. 2002.
- [24] Automotive Testing, Inc. *Specification for the ATI Reverse-Steer Rollover Test Protocol*. Pennington, New Jersey. 2003.
- [25] Automotive Testing, Inc. *Tire Shoulder Wear in Repetitive Rollover Testing*. Report No. 111901. Documentation of Automobile Performance. Pennington, New Jersey.
- [26] Badea, F., Alcalá, E., Grimaldi, R., Orgando, A., Aparicio, F. Optimización de uniones y estructuras de autobuses. XVIII Congreso Nacional de Ingeniería Mecánica, 2010.
- [27] Banzi, M. *Getting Started with Arduino*, 2nd Edition, O'Reilly, ISBN: 978-1-449-309879. 2011.
- [28] Bathe, K. J. *The Finite Element Analysis of Shells – Fundamentals*. USA: Springer 2011.
- [29] Bayle, J. C. *Programming for Arduino*. ISBN: 978-1-84951-758-4. Mayo 2013.

- [30] Belsare, V., Pathak, C., Kulkarni, M. *Rollover Analysis of Passenger Bus as per AIS-031*. International Journal of Engineering, Research and Development, Vol. 4 (5). pp. 49-59. 2012.
- [31] Bernard, J., Shannan, J., Vanderploeg, M. *Vehicle Rollover on Smooth Surfaces*, SAE paper No. 891991. 1989.
- [32] Blue, D. W., Kulakowski, B. T. *Effects of Horizontal-Curve Transition Design on Truck Roll Stability*, J. of Tran. Engineering, Vol. 117, No. 1. pp. 91-102. 1991.
- [33] Bo-Chiuan, C. *Warning and Control for Vehicle Rollover Prevention*, Master's thesis, Department of Mechanical Engineering and Applied Mechanics, University of Michigan, 2001.
- [34] Bojanowski, C. *Verification, Validation and Optimization of Finite Element Model of Bus Structure for Rollover Test*. Master's thesis, Florida State University. 2009.
- [35] Botto, P. *Injuries Caused by Coach Crashed in France*. ELIMIA ERGONOMICS 89, Jonkoping Suede, 1989.
- [36] Butkunas, A. A. *Analysis of Vehicle Structures*, Int. J. of Vehicle design, Vol. 5, no 1 & 2. pp. 67-85, January 1984.
- [37] Canova, J., *Vehicle Design Evaluation Using the Digital Proving Ground*, International Truck & Bus Meeting & Exposition, Portland, OR, USA, 2000.
- [38] CARE (Community database on Accidents on the Roads in Europe). *Bases de Datos de Accidentes de Tráfico de la Unión Europea Internacionales: CARE*. Octubre 2006.
- [39] Castejón, L., Miravete, A., Cuartero, J. *International Journal of Heavy Vehicle Systems*. Vol. 13, No. 4. pp. 281-297. 2006.
- [40] Castejón, L., Miravete, A., Larrodé, E. *Intercity Bus Rollover Simulation*. Int. J. of Vehicle Design, Vol. 26. No. 2/3. 2001.
- [41] Cebón, D. *Interaction Between Heavy Vehicles and Roads*. SAE SP- 951.
- [42] Cech, I.I. *Anti-Roll and Active Roll Suspensions*. Vehicle System Dynamics, No. 33. pp. 91-106. 2000.

- [43] Cendrero, B., Truyols, S. *El Transporte: Aspectos y Tipología*. Delta Publicaciones. 2008.
- [44] Chace, M. A., Wielenga, T.J. *A Test and Simulation Process to Improve Rollover Resistance*. Vehicle Dynamics and Simulation 1999. SAE.
- [45] Chen, C., Tomizuka, M. *Lateral Control of Commercial Heavy Vehicles*. Vehicles System Dynamics, No. 33. pp. 391- 420. 2000.
- [46] Christensen, J. e. *Effects of Roof Crush Loading Scenario upon Body in White Using Topology Optimization*. International Journal of Crashworthiness. 2011.
- [47] Cöhring, E. *Present Status and Future Development of Active and Passive Safety of Buses*. BUS'92. Proceeding of the Institution of Mechanical Engineers. London 1992.
- [48] Coll, C. *Metodología de Experimentación y Ensayos. Estudio de Esfuerzos en Autobuses de Estructura Autoportante*. Departamento de Investigaciones ENASA, 1971.
- [49] D'Ausilio, A. *Arduino: A Low-cost Multipurpose Lab Equipment, Behavior Research Methods*, Vol. 44, 2. pp. 305-313. October 2012.
- [50] Dahlberg, E. *Predicción del Vuelco en Vehículos Comerciales mediante Consideraciones Energéticas*. Scania CV AB, Södertälje. Royal Institute of Technology, Stockholm. 2014.
- [51] De Castro, M. *Enciclopedia del Camión: Frenos y Suspensión*. Grupo CEAC, S.A. 1994.
- [52] Detwiler, D. *Computer aided structural optimization of automotive body structure*. SAE paper No. 960523. 1996.
- [53] Díaz, V., Vera, C. *Elementos Elásticos de una Suspensión*. Master en Ingeniería de los Vehículos Automóviles. UPM. 1999.
- [54] Díaz, V., San Román, J.L., Álvarez, C., Quesada, A., *Metodología para la Determinación de Tensiones debidas al Peso Propio en Estructuras de Vehículos mediante Técnicas de Liberación de Tensiones Residuales*. Revista Mecánica Experimental. No. 9. pp. 85-91. 2003.

- [55] Díaz, V. *Predicción del límite de vuelco de autobuses y autocares*. Concurso al cuerpo de catedráticos de Universidad, Escuela Politécnica Superior, Universidad Carlos III de Madrid, 1995.
- [56] Díaz, V., Boada, M. J. L., Gauchía, A., Boada, B. L., *Simplified Dynamic Torsional Model of an Urban Bus*. International Journal of Heavy Vehicle Systems. Accepted on 2008.
- [57] Díaz, V., Olmeda, E., Gauchía, A., García-Pozuelo, D., Boada, B. L., Boada, M. J. L., Fuentes, J. *Automóviles y Ferrocarriles*. ISBN: 978-84-362-6568-2. Editorial: UNED. 2012.
- [58] Dirección General de Tráfico. *Anuario Estadístico de Accidentes 2015*.
- [59] Directiva 70/157/CEE del Consejo de 6 de febrero de 1970 relativa a la aproximación de las legislaciones de los Estados miembros sobre el nivel sonoro admisible y el dispositivo de escape de los vehículos a motor.
- [60] Directiva 70/220/CEE del Consejo de 20 de marzo de 1970 relativa a la aproximación de las legislaciones de los Estados miembros en materia de medidas contra la contaminación atmosférica causada por las emisiones de los vehículos de motor.
- [61] Directiva 70/221/CEE del Consejo de 20 de marzo de 1970 relativa a la aproximación de las legislaciones de los Estados miembros sobre los depósitos de carburante y los dispositivos de protección trasera de los vehículos de motor y de sus remolques.
- [62] Directiva 70/222/CEE del Consejo de 20 de marzo de 1970 relativa a la aproximación de las legislaciones de los Estados miembros sobre el emplazamiento de las placas traseras de matrícula de los vehículos a motor y de sus remolques.
- [63] Directiva 70/311/CEE del Consejo de 8 de junio de 1970 relativa a la aproximación de las legislaciones de los Estados miembros sobre los mecanismos de dirección de los vehículos a motor y de sus remolques.
- [64] Directiva 71/320/CEE del Consejo de 26 de julio de 1971 relativa a la aproximación de las legislaciones de los Estados miembros sobre los dispositivos de frenado de determinadas categorías de vehículos a motor y de sus remolques.

- [65] Directiva 72/245/CEE del Consejo de 20 de junio de 1972 relativa a las interferencias de radio (compatibilidad electromagnética) de los vehículos.
- [66] Directiva 72/306/CEE del Consejo de 2 de agosto de 1972 relativa a la aproximación de las legislaciones de los Estados miembros sobre las medidas que deben adoptarse contra las emisiones de contaminantes procedentes de los motores diésel destinados a la propulsión de vehículos.
- [67] Directiva 74/61/CEE del Consejo de 17 de diciembre de 1973 relativa a la aproximación de las legislaciones de los Estados miembros sobre los dispositivos de protección contra la utilización no autorizada de los vehículos a motor.
- [68] Directiva 74/297/CEE del Consejo de 4 de junio de 1974 relativa a la aproximación de las legislaciones de los Estados miembros sobre acondicionamiento interior de los vehículos a motor (comportamiento del dispositivo de conducción en caso de colisión).
- [69] Directiva 74/408/CEE del Consejo de 22 de julio de 1974 relativa a los asientos, a sus anclajes y a los apoyacabezas de los vehículos a motor.
- [70] Directiva 76/115/CEE del Consejo de 18 de diciembre de 1975 relativa a la aproximación de las legislaciones de los Estados miembros sobre los anclajes de los cinturones de seguridad de los vehículos a motor.
- [71] Directiva 76/756/CEE del Consejo de 27 de julio de 1976 relativa a la aproximación de las legislaciones de los Estados miembros sobre la instalación de los dispositivos de alumbrado y de señalización luminosa de los vehículos a motor y de sus remolques.
- [72] Directiva 76/757/CEE del Consejo de 27 de julio de 1976 relativa a la aproximación de las legislaciones de los Estados miembros sobre los catadióptricos de los vehículos a motor y de sus remolques.
- [73] Directiva 76/762/CEE del Consejo de 27 de julio de 1976 relativa a la aproximación de las legislaciones de los Estados miembros sobre los faros antiniebla delanteros de los vehículos de motor.

- [74] Directiva 76/758/CEE del Consejo de 27 de julio de 1976 relativa a la aproximación de las legislaciones de los Estados miembros sobre las luces de gálibo, las luces de posición, delanteras y traseras, las luces de frenado, las luces de circulación diurna y las luces de posición laterales de los vehículos de motor y de sus remolques.
- [75] Directiva 76/759/CEE del Consejo de 27 de julio de 1976 relativa a la aproximación de las legislaciones de los Estados miembros sobre los indicadores de dirección de los vehículos de motor y de sus remolques.
- [76] Directiva 76/760/CEE del Consejo de 27 de julio de 1976 relativa a la aproximación de las legislaciones de los Estados miembros sobre los dispositivos de alumbrado de la placa de matrícula de los vehículos de motor y de sus remolques.
- [77] Directiva 76/761/CEE del Consejo de 27 de julio de 1976 relativa a la aproximación de las legislaciones de los Estados miembros sobre los proyectores para vehículos de motor que realizan la función de luces de carretera o de cruce y sobre las fuentes luminosas (lámparas de incandescencia u otras) destinadas a unidades de luces homologadas de los vehículos de motor y de sus remolques.
- [78] Directiva 77/389/CEE del Consejo de 17 de mayo de 1977 relativa a la aproximación de las legislaciones de los Estados miembros sobre los dispositivos de remolque de los vehículos a motor.
- [79] Directiva 77/538/CEE del Consejo de 28 de junio de 1977 relativa a la aproximación de las legislaciones de los Estados miembros sobre las luces antiniebla traseras de los vehículos a motor y de sus remolques.
- [80] Directiva 77/539/CEE del Consejo de 28 de junio de 1977 relativa a la aproximación de las legislaciones de los Estados miembros sobre los proyectores de marcha atrás de los vehículos a motor y de sus remolques.
- [81] Directiva 77/540/CEE del Consejo de 28 de junio de 1977 relativa a la aproximación de las legislaciones de los Estados miembros sobre las luces de estacionamiento de los vehículos a motor.

- [82] Directiva 77/541/CEE del Consejo de 28 de junio de 1977 relativa a la aproximación de las legislaciones de los Estados miembros sobre los cinturones de seguridad y los sistemas de retención de los vehículos a motor.
- [83] Directiva 78/316/CEE del Consejo de 21 de diciembre de 1977 relativa a la aproximación de las legislaciones de los Estados miembros sobre el acondicionamiento interior de los vehículos a motor (identificación de los mandos, luces-testigos e indicadores).
- [84] Directiva 80/1269/CEE del Consejo de 16 de diciembre de 1980 relativa a la aproximación de las legislaciones de los Estados miembros sobre la potencia de los motores de los vehículos a motor.
- [85] Directiva 88/77/CEE del Consejo de 3 de diciembre de 1987 relativa a la aproximación de las legislaciones de los Estados miembros sobre las medidas que deben adoptarse contra la emisión de gases y partículas contaminantes procedentes de motores de encendido por compresión destinados a la propulsión de vehículos, y contra la emisión de gases contaminantes procedentes de motores de encendido por chispa alimentados con gas natural o gas licuado del petróleo destinados a la propulsión de vehículos.
- [86] Directiva 92/6/CEE del Consejo de 10 de febrero de 1992 relativa a la instalación y a la utilización de dispositivos de limitación de velocidad en determinadas categorías de vehículos de motor en la Comunidad.
- [87] Directiva 92/22/CEE del Consejo de 31 de marzo de 1992 relativa a los cristales de seguridad y a los materiales para acristalamiento de los vehículos de motor y sus remolques.
- [88] Directiva 92/23/CEE del Consejo de 31 de marzo de 1992 sobre los neumáticos de los vehículos de motor y sus remolques así como de su montaje.
- [89] Directiva 94/20/CE del Parlamento Europeo y del Consejo de 30 de mayo de 1994 relativa a los dispositivos mecánicos de acoplamiento de los vehículos de motor y sus remolques y a su sujeción a dichos vehículos.

- [90] Directiva 95/28/CE del Parlamento Europeo y del Consejo de 24 de octubre de 1995 sobre el comportamiento frente al fuego de los materiales utilizados en la fabricación del interior de determinadas categorías de vehículos a motor.
- [91] Directiva 97/27/CE del Parlamento Europeo y del Consejo de 22 de julio de 1997 relativa a las masas y dimensiones de determinadas categorías de vehículos de motor y de sus remolques y por lo que se modifica la Directiva 70/156/CEE.
- [92] Directiva 2001/85/CE del Parlamento Europeo y del Consejo de 20 de noviembre de 2001 relativa a las disposiciones especiales aplicables a los vehículos utilizados para el transporte de viajeros con más de ocho plazas además del asiento del conductor, y por lo que se modifican las Directivas 70/156/CEE y 97/27/CE.
- [93] Directiva 2003/97/CE del Parlamento Europeo y del Consejo de 10 de noviembre de 2003 relativa a la aproximación de las legislaciones de los Estados miembros sobre la homologación de los dispositivos de visión indirecta y de los vehículos equipados con estos dispositivos, por la que se modifica la Directiva 70/156/CEE y se deroga la Directiva 71/127/CEE.
- [94] Directiva 2005/66/CE del Parlamento Europeo y del Consejo de 26 de octubre de 2005 relativa al uso de sistemas de protección delantera en vehículos de motor y por la que se modifica la Directiva 70/156/CEE del Consejo.
- [95] Elcoate, C.D., Denno, R.J., Bouchard, P.J., Smith, M.C., *3-Dimensional Repair Weld Simulations*, Proc. 2nd International Conference on Integrity of High Temperature Welds, IoM Communications, pp. 10-12. London, 2003.
- [96] El-Gindy, M., Hosamel-deen, Y. H. *Sensitivity Parametric Analysis of UMTRI Static Roll Model*, Int. J. of Vehicle Design, Vol. 10. No 2. pp. 187-209. 1989.
- [97] Erdogan, L., Guenther, D. A. *Suspension Parameter Measurement Using Side-Pull Test To Enhance Modeling of Vehicle Roll*. Vehicle Dynamics and Simulation 1999. SAE.



- [98] Eslaminasab, N., Biglarbegan, M., Melek, W. W., Farid, M. *International Journal of Heavy Vehicle Systems*. Vol. 14, No. 2. pp. 135-157. 2007.
- [99] Feng, G. *Finite element analysis for bus body structure*. Jixie Gongchenf Xuebao/Chin.J.Mech. Engng., 35:91-95. 1999
- [100] Fernández, G. *Predicción del Límite de Vuelco de Autobuses y Autocares*. Tesis Doctoral, Escuela Politécnica Superior, Universidad Carlos III de Madrid. 2001.
- [101] Fernández, M. G., Díaz, V. *Modelo Teórico para Predecir el Límite de Vuelco de un Autobús*. XIV Congreso Nacional de Ingeniería Mecánica. Diciembre 2000.
- [102] Fialho, I. J., Balas, G.J. *Design of Nonlinear Controllers for Active Vehicle Suspensions Using Parameter-Varying Control Synthesis*. *Vehicle System Dynamics*, No 33. pp. 351-370. 2000.
- [103] Ficquet, X., Truman, C.E., Smith, D. J. *Measurement of Residual Stress in an A533B Ferritic Steel Plate Containing a Repair Weld*, *Materials Science Forum*, Vol. 524-525. pp. 653-8. 2006.
- [104] Ford Motor Company Comments to NHTSA Consumer Information Regulations, Rollover Resistance, Docket No. NHTSA-2001-9663, pp. 8-9.
- [105] Forkenbrock, G. J., Garrott, W. R., Heitz, M., O' Hara, B. C. *A Comprehensive Experimental Evaluation of Test Maneuvers That May Induce On-Road, Untripped Rollover*. Phase IV of NHTSA's Light Vehicle Rollover Research Program, DOT HS 809-513, Section 5.5.1.1., October 2002.
- [106] Gadola, M. *Sports Racing Car Torsion Stiffness*. Master's thesis, Cranfield Institute of Technology, 1992.
- [107] García, A. *Criterios de Diseño y Métodos de Cálculo de Autobuses y Autocares*. Máster en Ingeniería de los Vehículos Automóviles. Asignatura Sistemas-Vehículos y Componentes. ETSII-UPM. 1989.
- [108] García, A., Aparicio, F. *Estudio Sobre la Resistencia al Vuelco de Módulos de Autocar*. IX Congreso Nacional de Ingeniería Mecánica. Asociación Española de Ingeniería Mecánica. 1990.

- [109] García, A., Aparicio, F., Aguilar, E., Alcalá, E. *Absorción de Energía en Componentes Estructurales de Autobuses y Autocares bajo la Acción del Vuelco Lateral*. Anales de Ingeniería Mecánica. 1992.
- [110] García, A. *Verificación de la Resistencia al Vuelco Aplicando Modelos de Cálculo y Ensayos de Componentes*. Anales de las Jornadas sobre Autobuses y Autocares: Diseño, Fabricación, Explotación y Seguridad. ETSII-UPM. Diciembre de 1993.
- [111] García, A. *Método Teórico Experimental para la Determinación del Centro de Gravedad en Autobuses y Autocares*. Anales de las Jornadas sobre Autobuses y Autocares: Reglamentación, Fabricación, Explotación y Seguridad. ETSII-UPM. Diciembre de 1994.
- [112] García, A., Alcalá, E. *Estudio Teórico y Experimental sobre Estructuras de Autobuses y Autocares Sometidos al Vuelco Lateral. Establecimiento de Criterios y Metodología de Cálculo y Ensayo*. Realizado por el Grupo de Ingeniería de Vehículos y Transportes del Dpto. de Ingeniería Mecánica y Fabricación de la ETSII-UPM. 1994.
- [113] García, A., Alcalá, E., Díaz, V. *Consideraciones sobre la Determinación de la Energía a Absorber por los Autocares según Reglamento 66 de Ginebra*. Anales de Ingeniería Mecánica. 1994.
- [114] García, A., Díaz, V., Alcalá, E. *Diseño Estructural de Autobuses y Autocares. Objetivo Final: Optimización en Peso y Coste*. Congreso Iberoamericano de Ingeniería Mecánica. 1995
- [115] García, A., Alcalá, E., Sánchez, M., Carretero, A. *Diseño Estructural de Autobuses y Autocares*. Instituto Universitario de Investigación del Automóvil. DYNA. No. 7. Octubre 1998.
- [116] García, A., Martín, A., Páez, J. *Analysis of the Driver's Workplace in Coaches Related to Passive Safety*. International Journal of Vehicle Design. ISSN: 1741-5341. Vol. 42. No. 1/2. pp. 134-153. 2006.
- [117] García, A., Vicente, T., Sánchez, M. *Impact of the Use of Safety Belts on the Structural Requirements Under Rollover of Coaches*. International Journal of Heavy Vehicle Systems. Vol. 13. No. 3. pp. 163-179. 2006.

- [118] Gauchía, A. *Modelo de Torsión de la Superestructura de un Autobús*. Tesis Doctoral, Universidad Carlos III de Madrid, 2006.
- [119] Gauchía, A., Boada, M. J. L., Boada, B. L., Díaz, V. *Simplified Dynamic Torsional Model of an Urban Bus*. International Journal of Heavy Vehicle Systems. ISSN: 1744-232X. Vol. 16. pp. 341-353. 2009.
- [120] Gauchía, A., Olmeda, E., Boada, M. J. , Boada, B., Díaz, V. *Methodology for Bus Structure Torsion Stiffness and Natural Vibration Frequency Prediction Based on a Dimensional Analysis Approach*. International Journal of Automotive Technology, Vol. 15. No 3. pp. 451-461. 2014.
- [121] Gaspar, P., Szabo, Z., Bokor, J. *Prediction Based Combined Control to Prevent the Rollover of Heavy Vehicles*. Proceedings of the 13<sup>th</sup> Mediterranean Conference on Control and Automation, 2005.
- [122] Germann, S. T., Isermann, R. *Determination of the centre of gravity height of a vehicle with parameter estimation*. A postprint Volume from the IFAC Symposium 1994.
- [123] Gerrard, M. B., Randle, S. J. *The design of an innovate tri-axle coach suspension system*. Conference on bus and coach. Imeche Conference Transactions 1996- 9.
- [124] Gerrard, M. B. *Centres and Jacking Fores in Independent Suspensions. A First Principles Explanation and a Designer's Toolkit*. Steering and Suspension Technology Symposium 1999. SAE SP 1438.
- [125] Gillespie, T. D. *Fundamentals of Vehicle Dynamics*. Society of Automotive Engineers, Inc.1992.
- [126] Goldman, R. W. *Development of a Rollover-Warning Device for Road Vehicles*. Master's thesis. Pennsylvania State University. 2001.
- [127] Goldman, R. W., El-Gindy, M., Kulakowski, B. T. *International Journal of Heavy Vehicle Systems*. Vol. 12. No. 4. pp. 282-306. 2005.
- [128] Gombor, B., *Dynamic analysis of a bus body frame: determination of the loads and stresses, Vehicle system dynamics*, Vol. 43. No. 11. pp. 807-822. 2005.

- [129] González, O. M., Jauregui, J. C., Lozano, A., Herrero, G. *International Journal of Heavy Vehicle Systems*. Vol. 14. No. 1. pp. 98-110. 2007.
- [130] Graham, N. *On board train control and monitoring systems, Professional Development Course on Electric Traction Systems, IET 13<sup>th</sup>*, November 2015.
- [131] Grimaldi. R., Alcalá, E., Martín. A. L., Aparicio, F. *Estudio del comportamiento de módulos de autobuses fabricados en materiales compuestos ante ensayo de vuelco*. XVIII Congreso Nacional Ingeniería Mecánica. 2010.
- [132] Guanghua, C. *Vehicle Rollover Warning Design Based on TTR*. Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, 2008.
- [133] Guía de MATLAB R2016B.
- [134] Guosheng, F. *Finite element analysis for bus body structure*. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 35 (1):91-95. 1999.
- [135] Gürsel, T., Gürsesli, S. *Analysis of the superstructure of designed bus in accordance with regulations ece R66*. G.U. Journal of Science, 2009.
- [136] Hac, A. *Rollover Stability Index Including Effects of Suspension Design*, SAE Paper No. 2002-01-0965, March. 2002
- [137] Hac, A., Brown, T., Martens, J. *Detection of vehicle rollover*. SAE Technical Paper No. 2004-01-1757. 2004.
- [138] Heitzman, E. J., Heitzman, E. F. *Tire Shoulder Wear in Repetitive Rollover Testing*, ATI Report No 111901. 2001.
- [139] Heitzman, E. J., Heitzman, E. F. *Untripped Rollover: Sideforce / Time and Outrigger Loading*, Automotive Testing, Inc. Report No 011500. 2000.
- [140] Heydinger, Gary J., Howe, J. Gavin. *Analysis of Vehicle Response Data Measured During Severe Maneuvers*. SAE 2000.
- [141] Huang, X., Xie, M. *Evolutionary Topology Optimization of Continuum Structures: Methods and Applications*. United Kingdom: John Wiley & Sons, Ltd. 2010.
- [142] Hughes, J. M. *Arduino: A Technical Reference*. ISBN: 978-1-491-92176-0. Mayo 2016.

- [143] Hyun, D., Langari, R. *Modeling to predict rollover threat of tractor-semitrailers*, *Vehicle System Dynamics*, Vol. 39. No. 6. pp.401–414. 2003.
- [144] IDIADA. *Análisis comparativo de diferentes métodos de homologación de acuerdo al R66*. Noviembre 1993.
- [145] Ikarus y BKV. *Characteristics of passenger comfort and passenger flow in the ikarus low-floor city bus*. Research work for COST-322 program. Budapest 1993.
- [146] Instituto Nacional de Estadística (INE). *Los transportes y las infraestructuras*. Informe anual 2014. Datos actualizados septiembre 2016.
- [147] Jeppesen, B., Cebon, D. *Analytical redundancy techniques for fault detection in an active heavy vehicle suspension*, 6<sup>th</sup> International Symposium on Advanced Vehicle Control, September, Hiroshima, Japan. 2002.
- [148] Jieyan, H. *Research on TTR-Based Warning and Anti-Rollover Control System of Heavy Vehicles*. Jilin University, 2008.
- [149] Jone, R. A. *Understanding Vehicle Roll Using Mechanism Simulation Software*. SAE. 1999.
- [150] Karnopp, D., Margolis, D. *Adaptive Suspension Concepts for Road Vehicles*. *Vehicle System Dynamics*, 13, pp. 145-160. 1984.
- [151] Kawagoe, K., Suma, K., Watanabe, M. *Evaluation and Improvement of Vehicle Roll Behaviour. Steering and Suspensions Technology*. SAE SP-1223. 1997.
- [152] Khan, Z. A., Hadfield, M., Tobe, S., Wang, Y., *Residual stress variations during rolling contact fatigue of refrigerant lubricated silicon nitride bearing elements*, *Ceramics International*, Vol. 32. Issue 7. pp. 751-754. 2006.
- [153] Kecman, D. *New experience with type approval for bus rollover safety. XXVII Meeting of Bus and Coach experts*. Budapest, 1996.
- [154] Kim, T. *Study on the stiffness improvement of bus structure*. SAE Technical Paper Series, 931995. 1993.

- [155] Kim, H. S., *Dynamic Stress Analysis of a Flexible Body in Multibody System for Fatigue Life Prediction*, Master's thesis, Inha University, Incheon, Korea, 1999.
- [156] Kim, M.H., Suh, M.W., Bae, D.H., *Development of an optimum design technique for the bus window pillar member*, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers. Vol. 215 Part D: J. Automobile Engineering, pp. 11-20. 2001.
- [157] Kumar, S. *Rollover Analysis of Bus Body Structure as per AIS 031/ECE R66*. HyperWorks Technology Conference. India. 2012.
- [158] Lan, F., Chen, J., Lin, J., *Comparative analysis for bus side structures and lightweight optimization*, Proc. Instn Mech. Engrs Vol. 218 Part D: J. Automobile Engineering, pp. 1067-1075, 2004.
- [159] Lee, M., Pine, T., Jones, T. *Automotive box section design under torsion. Part 1: finite element modelling strategy*. Proc. Instn. Mech. Engrs., 214 (Part D): 347-359. 2000.
- [160] Lewis, A. S., El-Gindy, M. *International Journal of Heavy Vehicle Systems*. Vol. 10. No 1/2. pp. 9-34. 2003.
- [161] Lim, S. H., Shin, D. M. *The Design of the Automobile*. Hyungseol. 1996.
- [162] Lin, Y., Nian, H. *Structural Design Optimization of the Body Section Using Finite Element Method*. Automotive Research & Testing Center. Taiwan. 2006.
- [163] Liu, P. J., Rakheja, S., Ahmed, A. K. W. *Detection of Dynamic Roll Instability of Heavy Vehicles for Open-Loop Rollover Control*. Heavy Vehicle and Highway Dynamics. SAE paper No. 973263. 1997.
- [164] López, L. D. *Análisis de la estructura del chasis Hino AK8JRSA y su incidencia en el comportamiento mecánico general del bus interprovincial en la industria metálica Cepeda (IMCE)*. Universidad Técnica de Ambato. 2015.
- [165] Luque, P., Álvarez, D., Vera, C. *Ingeniería del Automóvil. Sistemas y Comportamiento Dinámico*. Editorial: Thomson. 2005

- [166] Lyu, N., Saitou, K. *Decomposition-Based Assembly Synthesis for Structural Stiffness*. Transactions of the ASME. Vol. 125. September 2003.
- [167] Malen, D., Kikuchi, N., *Automotive Body Structure – A GM Sponsored Course in the University of Michigan*, ME599 Coursepack, University of Michigan. 2002.
- [168] Marine, M. C., Wirth, J. L., Thomas, T. M., *Characteristics of On-Road Rollovers*, SAE paper No. 1999-01-0122. 1999.
- [169] Mathews, J.H., Fink, K.D. *Métodos Numéricos con MATLAB*. Editorial Prentice Hall. 2000.
- [170] Matolcsy, M., *Body Section Rollover Test as An Approval Method for Required Strength of Bus Superstructures*, Automotive and Transportation Technology Congress and Exposition, Session: Safety – Simulation, SPAIN, 2001.
- [171] Matolcsy, M., *Lessons and conclusions-learned from the analysis of bus rollover accidents*, international conf. On “Science and motor vehicles 2003.” Belgrade, 2003.
- [172] Matolcsy, M. *The Severity of Bus Rollover Accidents*. Scientific Society of Mechanical Engineers. 2007.
- [173] Matolcsy, M. *Analysis of bus fires and belonging safety questions*. EAEC Congress. Bratislava, Safety Section, Proceedings on CD, p12. 2009.
- [174] Matolcsy, M. *Analysis of bus accident statistics*. FISITA Congress, Budapest, Paper No F2010 F001. p16. 2010.
- [175] Margolis, M. *Arduino Cookbook*. 2nd Edition, O’Reilly, 2011, ISBN-13: 978-1449313876.
- [176] McRoberts, M. *Arduino Starters Kit Manual: A Compete Beginners guide to the Arduino*, Earthshine Electronics, 2010.
- [177] McRoberts, M. *Beginning Arduino*. 1st Edition, Technology in Action, 2010. ISBN-13: 978-1430232407.
- [178] Megson, T. H. G., Alade, G. A., *Structural analysis of ladder frames under torsion*, Inst. Mech. Eng. Proc., Vol. 90. 1976.

- [179] Misiruk, I.O., Timoshenko O.I., Taran, V.S., Garkusha, I.E. *Data acquisition system based on Arduino platform for Langmuir probe plasma measurements*. Applied Physics and Engineering (YSF), 2016 II International Young Scientists Forum on.
- [180] Monk, S. *30 Arduino TM Projects for the Evil Genius*, The McGraw-Hill Companies, Inc., 2010, ISBN: 978-0-07-174134-7.
- [181] Murray, N.W. *Introduction to the theory of thin-walled structure*. Oxford Engineering. 1986
- [182] Nalecz, A. G. *Influence of Vehicle and Roadway Factors on the Dynamics of Tripped Rollover*. Department of Mechanical and Aerospace Engineering, University of Missouri- Columbia. Int. J. of Vehicle Design, Vol. 10, No. 3, pp. 321-346.1989.
- [183] Nalecz, A. G. *Intermediate Maneuver Induced Rollover Simulation (IMIRS) and Sensitivity Analysis*, TSC-U.S.DOT Contract No. DTRS 57-88-P-82668. 1989.
- [184] Nalecz, A. G., Lu, Z., d'Entremont K.L. *An Investigation into Dynamic Measures of Vehicle Rollover Propensity*, SAE paper No. 930831. 1993.
- [185] Nerode, A. *An autonomous systems control theory: an overview*, Computer-Aided Control System Design. (CACSD), 1992 IEEE Symposium on.
- [186] Nieto, A. J. *Caracterización y control activo de una suspensión neumática*. I.S.B.N. Editoriales UCLM 978-84-8427-789-7. Cuenca, 2010.
- [187] Nishio, S. and Isgarashi, M. *Investigation of car body structural optimization method*. Veh. Des., 11:79-86. 1990
- [188] Olmeda, E. *Metodología para la determinación de tensiones residuales en un autobús*. Tesis Doctoral, Universidad Carlos III de Madrid, 2008.
- [189] Olona, A. L. *Seguridad Secundaria en Autobuses y Autocares*. Revista Técnica de Centro Zaragoza. Nº 47 Año XIII. Enero-Marzo 2011.
- [190] Organización Mundial de la Salud. *Informe sobre la situación mundial de la seguridad vial 2015*. Asamblea General de Naciones Unidas. Nº de referencia OMS: VHO/NMH/NVI/15.6. Octubre 2015.



- [191] Ortiz Berrocal, L.; *Resistencia de Materiales*. ISBN-10: 8448156331. Editorial: McGraw-hill/Interamericana de España, S.A. 1990.
- [192] Páez, J., Aparicio, F., García, A., Furones, A. 2004. *Spanish accidents with buses involved. Injury mechanism analysis*. FISITA 2004.
- [193] Palkovics, L., Semsey, A., Gerum, E. *Roll-Over Prevention System for Commercial Vehicles – Additional Sensorless Function of the Electronic Brake System*, Proceedings of AVEC, 1998.
- [194] Perea, A., Aparicio, F. *Bus and coach safety in Spain*. Proceeding of the Institution of Mechanical Engineers. London 1992.
- [195] Pierre, N., Vlahopoulos, Z. D., Ma, M. P., Castanier, S. Y., Lee, A., Wang, K. K., Choi, N. H., Kim, J. Dong. *International Journal of Heavy Vehicle Systems*. Vol. 11. No. 3/4. pp. 282-302. 2004.
- [196] Pintado, P., Del Castillo, J.M., Benítez, F.G. *Diseño óptimo de suspensiones de vehículos*. Departamento de Ingeniería Mecánica, Universidad de Sevilla. 2008.
- [197] Preston-Thomas, J. *Measured Rollover Thresholds of Three-Axle and Four-Axle Cement Mixers and Dump Trucks*, NRC Report IME-GTT-CAT-001, National Resource Council Canada. 1991.
- [198] Preston-Thomas, J., El-Gindy, M. *Static Rollover Thresholds of Heavy Vehicles*, CSME Forum, Symposium on Transportation Technology, Montreal. 1992.
- [199] Preston-Thomas, J., Woodrooffe, J. *A Feasibility Study of a Rollover Warning Device for Heavy Trucks*, Transport Canada Publication No. TP 10610E, 1990.
- [200] Purdum, J. *Beginning C for Arduino: Learn C Programming for the Arduino*, 2nd Edition. ISBN-13: 978-1-4842-0940-0. Enero 2012.
- [201] Ramamurti, V., Sujatha, C. *Bus vibration study – theoretical response analysis and experimental verification*. Int. J. of Vehicle Desing, 11:410-409. 1990.
- [202] Ramírez, E. V., Weiss, M. *Introducción a microprocesadores. Equipo y Sistemas*. Editorial: LIMUSA. ISBN: 968-18-1839-3. 1986.

- [203] Randell, N., Kecman, D. *Dynamic Simulation in the Safety Research, Development and Type Approval of Minibuses and Coaches*. Truck and Buses Safety Issues. SAE SP 1400. 1998.
- [204] Real Decreto 2822/1998, de 23 de diciembre, por el que se aprueba el Reglamento General de Vehículos.
- [205] Reglamento (CE) N° 715/2007 del Parlamento Europeo y del Consejo de 20 de junio de 2007, sobre la homologación de tipo de los vehículos de motor por lo que se refiere a las emisiones procedentes de turismos y vehículos comerciales ligeros (Euro 5 y Euro 6) y sobre el acceso a la información relativa a la reparación y el mantenimiento de los vehículos.
- [206] Reglamento (CE) N° 595/2009 del Parlamento Europeo y del Consejo de 18 de junio de 2009, relativo a la homologación de los vehículos de motor y los motores en lo concerniente a las emisiones de los vehículos pesados (Euro VI) y al acceso a la información sobre reparación y mantenimiento de vehículos y por lo que se modifica el Reglamento (CE) n° 715/2007 y la Directiva 2007/46/CE y se derogan las Directivas 80/1269/CEE, 2005/55/CE y 2005/78/CE.
- [207] Reglamento número 36 sobre prescripciones uniformes relativas a las características de construcción de los vehículos de transporte público de personas, anejo al acuerdo de Ginebra de 20 de marzo de 1958. B.O.E. N° 250, Martes, 19 de Octubre de 1993.
- [208] Reglamento número 45 sobre prescripciones uniformes relativas a la homologación de los dispositivos de limpieza de los faros para vehículos de motor, así como para la homologación de los vehículos en lo que respecta a los dispositivos de limpieza de faros, anejo al acuerdo de Ginebra de 20 de marzo de 1958. B.O.E. N° 250, Martes, 19 de Octubre de 1993.
- [209] Reglamento número 52 sobre prescripciones uniformes relativas a las características de construcción de los vehículos de transporte colectivo de pequeña capacidad, anejo al acuerdo de Ginebra de 20 de marzo de 1958. B.O.E. N° 23, 27 de Enero de 1984.

- [210] Reglamento nº 66 de la Comisión Económica de las Naciones Unidas para Europa (CEPE) – Disposiciones uniformes relativas a la homologación de vehículos de grandes dimensiones para el transporte de pasajeros por lo que respecta a la resistencia de su superestructura. 30.3.2011.
- [211] Reglamento nº 67 de la Comisión Económica para Europa de las Naciones Unidas (CEPE) – Disposiciones uniformes relativas a: I. La homologación de equipos específicos de vehículos de las categorías M y N que utilizan gases licuados de petróleo en su sistema de propulsión; II. La homologación de vehículos de las categorías M y N provistos de equipos específicos para el uso de gases licuados de petróleo en su sistema de propulsión, en relación con la instalación de dichos equipos. 20.10.2016.
- [212] Reglamento nº 87 de la Comisión Económica de las Naciones Unidas para Europa (CEPE) – Prescripciones uniformes sobre la homologación de las luces de circulación diurna de los vehículos de motor. 30.6.2010.
- [213] Reglamento nº 91 de la Comisión Económica de las Naciones Unidas para Europa (CEPE) – Disposiciones uniformes para la homologación de luces de posición laterales para vehículos de motor y sus remolques. 30.6.2010.
- [214] Reglamento nº 107 de la Comisión Económica de las Naciones Unidas para Europa (CEPE-ONU), sobre disposiciones uniformes relativas a la homologación de vehículos de la categoría M<sub>2</sub> o M<sub>3</sub> en lo que respecta a sus características generales de construcción.
- [215] Reglamento nº 110 de la Comisión Económica para Europa de las Naciones Unidas (CEPE). Disposiciones uniformes relativas a la homologación de: I. Componentes específicos de vehículos de motor que utilizan gas natural comprimido (GNC) y/o gas natural licuado (GNL) en sus sistemas de propulsión; II. Vehículos en relación con la instalación de componentes específicos de un tipo homologado para el uso de gas natural comprimido (GNC) y/o gas natural licuado (GNL) en sus sistemas de propulsión. 30.6.2015.
- [216] Reglamento nº 123 de la Comisión Económica de las Naciones Unidas para Europa (CEPE) - Disposiciones uniformes relativas a la homologación de los sistemas de alumbrado delantero adaptables (AFS) para vehículos automóviles. 27.12.2006.

- [217] Reyes, C. A., Ramírez, E. I., Ruiz, O., Ortiz, A. *Analysis and Optimization of a Passenger Bus Frame Through Finite Element Software*. Universidad Nacional Autónoma de México. 2013 SIMULIA Community Conference.
- [218] Roebuck, R. L., Cebón, D., Jeppesen, B.P., Haque, J. *International Journal of Heavy Vehicle Systems*. Vol. 12. No. 3. pp. 169-192. 2005.
- [219] Rompe, K. *Die kppgrenze von Doppeldecker-Omnibussen*. Institut für Kraftfahrwesen Technische Universität Hannover. VDI VERLAG DÜSSELDORF. 1971.
- [220] Revista “Sólo Bus”. Suplemento de Transporte Mundial. Diciembre, 1999.
- [221] Ruiz, O. e. *Passenger Bus by Iterative Finite Element Models with Increasing Degrees of Complexity*. Efficient Optimization of the Structure of an International Conference on Engineering Optimization. Brazil 2012.
- [222] Saito, D., Iwatsuki, S., Yasunaga, K., Andoh, K. *Development of aluminium body for the most fuel efficient vehicle*. JSAE, 21:511-516. 2000
- [223] San Román, J.L., Quesada, A., Rodríguez, S., Álvarez-Caldas, C., Díaz, V., *Determinación de la incertidumbre asociada a resultados provenientes de la simulación por el método de los elementos finitos del comportamiento estructural de bogies de ferrocarril*, Revista Iberoamericana de Ingeniería Mecánica. Vol. 9, No. 1, pp. 55-61, 2005.
- [224] Schleinzer, G., Fischer, F.D., *Residual stress formation during the roller straightening of railway rails*, Int. J. Mech. Science, Vol. 43, pp. 2281-2295, 2001.
- [225] Singh, J. *Optimization of Bus Body Structure Using Optistruct*. Swaraj Mazda LTD, India. 2010.
- [226] Skruch, P., Dlugosz, M., Mitkowski, W., *Mathematical methods for verification of microprocessor-based PID controllers for improving their reliability*, Eksploatacja i Niezawodność, Vol 17, 3, pp. 327-333, 2015.
- [227] Smith, A. G. *Introduction to Arduino: A piece of cake!* 2011, ISBN-13: 978-1463698348.

- [228] Sparks, G. A., Berthelot, C. *The Cost / Benefit Analysis of a Rollover Warning Device for Large Trucks*, Clayton, Sparks and Associates Ltd., Saskatoon, Saskatchewan, Canada. 1989.
- [229] Srinivasulu, T. *Bus Rollover Simulation using Body Sections in Radioss*. HyperWorks Technology Conference. India. 2012.
- [230] Steiner, P., Weidel, P., Küblbleeck, H., Steurer, H., Hora, P. *Rollover detection*. SAE Paper No. 970606. 1997.
- [231] Sun, M., Xie, J., Ju, C. *Study on dynamic modelling of automobile body structure*. Jixie Gongchenf Xuebao/Chin. J. Mech. Engng., 35:72-74. 1999.
- [232] Sun, M., Lee, J., Cho, K., Kim, S. *Section property method and section shape method for the optimum design of vehicle body structures*. Int. J. of Vehicle Design, 30:115-134. 2002.
- [233] Tabarrok, B., Tong, X. *Directional Stability Analysis of Logging Trucks by a Yaw Roll Model*. Heavy Vehicle. SAE SP- 1002. Paper No. 932946. 1993.
- [234] Tamny, S. *Operating Vehicle Roll Stability. Heavy Vehicle Dynamics and Stability*. SAE SP-1002. Paper No. 932945. 1993.
- [235] Tidbury, G. H., *The design of bus and truck structures for passenger and crew safety*, Int. J. of Vehicle design, vol. 5, no 1 & 2, pp. 67-85, January 1984.
- [236] Timoshenko, S. *On the correction for shear of the differential equation form transverse vibrations of prismatic bars*. Philos Mag, 41:744-746. 1921
- [237] Timoshenko, S. *On the transverse vibrations of bars of uniform cross-sections*. Philos Mag, 41:125-131. 1922
- [238] Timoshenko, S. *History of strength materials*. Dover. 1983.
- [239] Ungoren, A. Y., Peng, H., Milot, D. R., *Rollover Propensity Evaluation of an SUV Equipped with a TRW VSC System*, SAE paper No. 2001-01-0128. 2001.
- [240] Vera, C. *Análisis dinámico de vehículos y su incidencia en el diseño*. Anales de las Jornadas sobre Autobuses y Autocares: Diseño, Fabricación, Explotación y Seguridad. Diciembre de 1993.

- [241] Vera, C., Díaz, V. *Planteamiento teórico del sistema de suspensión*. Máster en Ingeniería de los Vehículos Automóviles. UPM.
- [242] Vidal, F.A.C., Palma, E.S. *Fatigue damage on vehicle's body Shell: A correlation between durability and torsión tests*. SAE Paper, 2001-01-1100
- [243] Wang, J., Yu, G., Zhang, W., Ding, N. *Vehicle Real-time Rollover Prediction based on Principles of Sliding Mode and Fuzzy Inference System*. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Machinery. 2010.
- [244] Wanke, T. R. *Finite Element Analysis of the Torsional Stiffness of a Sports Racing Car Chassis*, Master's thesis, Cranfield University, 1994.
- [245] Webster, G.A., Ezeilo, A.N., *Residual stress distributions and their influence on fatigue lifetimes*, International Journal of Fatigue, Vol. 23 (1), pp. 375-383, 2001.
- [246] Wideberg, J.P. *International Journal of Heavy Vehicle Systems*. Vol. 11. No. 2. pp. 195-207. 2004.
- [247] Wielenga, T. J. *A Method for Reducing On-Road Rollovers – Anti-Rollover Braking*, SAE paper No. 1999-01-0123. 1999.
- [248] Wielenga, T. J., Chase, M. A. *A Study in Rollover Prevention Using Anti-Rollover Braking*, SAE paper No. 2000-01-1642. 2000.
- [249] Xiao, J., Lei, Y., Zhang, P., Tang, D.; Bai, B. *Analysis of the Maximum Static Stable Roll Angle of the Vehicle and the Sensitivity of the Main Influence Factor*. Manufacturing Information Engineering of China, 2006, 2006, 35 (11): 64-67.
- [250] Zhou, W., Li, W., Zhu, Y., Liu, J. *Study on Buses Rollover Warning based on Roll Angle Threshold*. 2nd International Conference on Industrial and Information Systems. Key Laboratory of Operation Safety Technology on Transport Vehicles Ministry of Communication, Research Institute of Highway Ministry of Transport. Beijing, China. 2010.
- [251] Zhu, Y., Guo, Z., Zhou, W., Zhu, M., Li, W. *Study of Rollover Angle and Rollover Angular Velocity Threshold of Vehicles in Steady-state Steering*. The 8th World Congress on Intelligent Control and Automation, 2010.

- [252] Zhu, Y., Zhou, W., Guo, Z., Li, W., Zhang, X. *The Study of Vehicles Rollover Forewarning Algorithm Based on Pattern Recognition*. Machinery Design & Manufacture, 2010.





# ANEXO I

---

En la figura A1.1 se muestra la estructura seguida para la programación en MATLAB. Desde el programa "general\_modelo\_A1\_dos\_ejes" se realizan las siguientes acciones:

- 1) Se definen los parámetros INPUTS iniciales con sus descripciones.
- 2) Se definen los OUTPUTS con sus descripciones.
- 3) Se realiza una primera llamada a "Modelo\_A1\_dos\_ejes" con los parámetros de entrada del punto 1) con objeto de confirmar que la solución del sistema es adecuada.
- 4) Finalmente se realizan las llamadas a dos tipos de simulaciones:
  - Las univariantes (Camino 1 rojo), en las que se varía el rango de un solo INPUT y se observan los efectos producidos sobre la solución.
  - Las bivariantes (Camino 2 azul), en las que se varía el rango de dos INPUTS simultáneamente y se observan los efectos producidos sobre la solución.

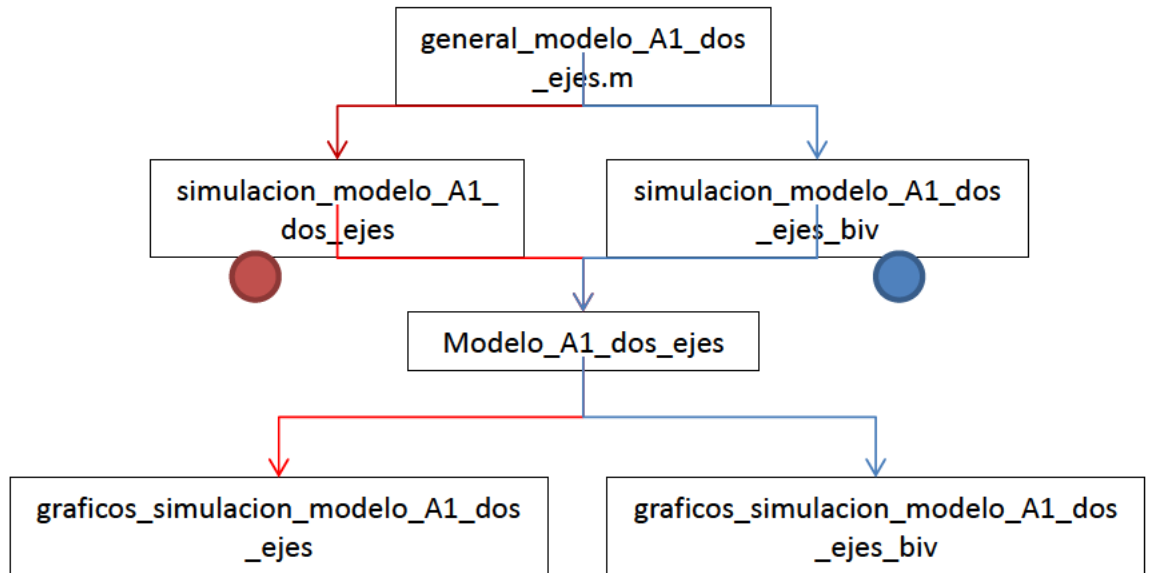


Figura A1. 1. Esquema de programación

## General\_modelo\_A1\_dos\_ejes

```

%* Apuntamos al Proyecto
path_raiz = 'C:\Personal_2\Tesis_Ana';
path_codigo = [path_raiz '\mfiles'];
addpath(path_codigo);

% Parámetros
% Br = 1600; %en mm
% Kmuelle = 300000; %en N/m
% Ps = 6000; % en Kg
% hm = 680; %en mm
% Cn = 1.33*1000000; %en Nm
% Pns = 1000; %en Kg
% r = 500; %en mm
% k = 250; %en mm
% Z = 1;
% Cl= 25; %en Kg/mm
% b = 0; %en mm
% bg = 0; %en mm
% B = 2100; %en mm

%struct valores INPUTS
field1 = 'Br'; value1 = 1600;
field2 = 'Kmuelle'; value2 = 300000;
field3 = 'Ps'; value3 = 6000;
field4 = 'hm'; value4 = 680;
field5 = 'Cn'; value5 = 1.33*1000000;
field6 = 'Pns'; value6 = 1000;
field7 = 'r'; value7 = 500;
field8 = 'k'; value8 = 250;
field9 = 'Z'; value9 = 1;
field10 = 'Cl'; value10 = 25;
field11 = 'b'; value11 = 0;
field12 = 'bg'; value12 = 0;
field13 = 'B'; value13 = 2100;

field14 = 'Kbarra'; value14 = 49027;
field15 = 'PsT'; value15 = 6000;
field16 = 'hmT'; value16 = 1000;
field17 = 'PnsT'; value17 = 1000;
field18 = 'kT'; value18 = 250;
field19 = 'KT'; value19 = 2.332*10^6;

IN =
struct(field1,value1,field2,value2,field3,value3,field4,value4,field5,value5,field6,value6,...
field7,value7,field8,value8,field9,value9,field10,value10,field11,value11,field12,value12,field13,value13,...
field14,value14,field15,value15,field16,value16,field17,value17,field18,value18,field19,value19);

clear field1 field2 field3 field4 field5 field6 field7 field8 field9 field10
field11 field12 field13...
field14 field15 field16 field17 field18 field19;
clear value1 value2 value3 value4 value5 value6 value7 value8 value9 value10
value11 value12 value13...
value14 value15 value16 value17 value18 value19;

%struct descripciones INPUTS
field1 = 'Br'; desc1 = 'Separacion entre fuelles neumáticos (mm)';
field2 = 'Kmuelle'; desc2 = 'Valor de la cte del muelle (N/m)';
field3 = 'Ps'; desc3 = 'Peso suspendido (Kg)';
field4 = 'hm'; desc4 = 'Distancia vertical hasta centro gravedad (mm)';
field5 = 'Cn'; desc5 = 'Rigidez al balanceo del neumático (Nm/rad)';
field6 = 'Pns'; desc6 = 'Peso no suspendido (Kg)';
field7 = 'r'; desc7 = 'radio del neumático (mm)';
field8 = 'k'; desc8 = 'Distancia vert. del centro de balanceo O1 sobre el eje
(Mm)';
field9 = 'Z'; desc9 = 'Sin descripcion';

```

```

field10 = 'Cl'; desc10 = 'Rigidez lateral del neumático (Kg/mm)';
field11 = 'b'; desc11 = 'Distancia horiz. del centro de balanceo O1 al plano long.
(mm)';
field12 = 'bg'; desc12 = 'Distancia horiz. del centro de gravedad al plano
long.(mm)';
field13 = 'B'; desc13 = 'Ancho de vía (mm)';

field14 = 'Kbarra'; desc14 = 'Barra estabilizadora (Nm/rad)';
field15 = 'PsT'; desc15 = 'Peso suspendido(T) (Kg)';
field16 = 'hmT'; desc16 = 'Distancia vertical hasta centro gravedad(T) (mm)';
field17 = 'PnsT'; desc17 = 'Peso no suspendido(T) (Kg)';
field18 = 'kT'; desc18 = 'Distancia vert. del centro de balanceo O1 sobre el
eje(T) (Mm)';
field19 = 'KT'; desc19 = 'Rigidez de torsion del autobus(T) (Nm/rad)';

IN_DES =
struct(field1,desc1,field2,desc2,field3,desc3,field4,desc4,field5,desc5,field6,desc6,...
field7,desc7,field8,desc8,field9,desc9,field10,desc10,field11,desc11,field12,desc12,fiel
d13,desc13,...
field14,desc14,field15,desc15,field16,desc16,field17,desc17,field18,desc18,field19,desc1
9);

clear field1 field2 field3 field4 field5 field6 field7 field8 field9 field10
field11 field12 field13...
field14 field15 field16 field17 field18 field19;
clear desc1 desc2 desc3 desc4 desc5 desc6 desc7 desc8 desc9 desc10 desc11 desc12
desc13...
desc14 desc15 desc16 desc17 desc18 desc19;

%struct OUTPUTS
field1 = 'fi'; desc1 = 'Distancia alargamiento fuelle desde interior de curva(mm)';
field2 = 'phi'; desc2 = 'Angulo girado por masa suspendida (rad)';
field3 = 'rho'; desc3 = 'Angulo girado por eje de ruedas (rad)';
field4 = 'M01'; desc4 = 'Momento ejercido por suspension sobre caja (Nm)';
field5 = 'M02'; desc5 = 'Momento ejercido por neumaticos (Nm)';
field6 = 'fiT'; desc6 = 'Distancia alargamiento fuelle desde interior de
curva(T) (mm)';
field7 = 'phiT'; desc7 = 'Angulo girado por masa suspendida(T) (rad)';
field8 = 'rhoT'; desc8 = 'Angulo girado por eje de ruedas(T) (rad)';
field9 = 'M01T'; desc9 = 'Momento ejercido por suspension sobre caja(T) (Nm)';
field10 = 'M02T'; desc10 = 'Momento ejercido por neumaticos(T) (Nm)';
field11 = 'q'; desc11 = 'Aceleracion lateral (g)';

OUT =
struct(field1,desc1,field2,desc2,field3,desc3,field4,desc4,field5,desc5,field6,desc6,...
field7,desc7,field8,desc8,field9,desc9,field10,desc10,field11,desc11);

clear field1 field2 field3 field4 field5 field6 field7 field8 field9 field10
field11;
clear desc1 desc2 desc3 desc4 desc5 desc6 desc7 desc8 desc9 desc10 desc11;

%Modelo A1
S = Modelo_A1_dos_ejes(IN);

%Export resultados
SALIDA = [fields(OUT) struct2cell(OUT) cellstr(num2str(S))];
SALIDA_IN = [fields(IN_DES) struct2cell(IN_DES) struct2cell(IN)];

%***** ANALISIS DE SENSIBILIDAD: UNIVARIANTE *****
%1) Br: Separación entre fuelles neumáticos (mm). Rango: 500-2000
path_resultados = [path_raiz '\Resultados\A1_dos_ejes\Br'];
[T_Solucion_Sensitividad_Br] =
simulacion_modelo_A1_dos_ejes(IN,IN_DES,'Br',500,2000,10,OUT,path_resultados);

%2) B: Ancho de vía (mm) Rango: 1000-4000
path_resultados = [path_raiz '\Resultados\A1_dos_ejes\B'];
[T_Solucion_Sensitividad_B] =
simulacion_modelo_A1_dos_ejes(IN,IN_DES,'B',1000,4000,10,OUT,path_resultados);

```

```

%3) hmT: Distancia vertical hasta centro gravedad (T) (mm): 0-3000
path_resultados = [path_raiz '\Resultados\A1_dos_ejes\hmT'];
[T_Solucion_Sensitividad_hmT] =
simulacion_modelo_A1_dos_ejes(IN,IN_DES,'hmT',0,3000,20,OUT,path_resultados);

%4) kT: Distancia vert. Centro balanceo O1 sobre el eje (T) (mm): -300 a 500
path_resultados = [path_raiz '\Resultados\A1_dos_ejes\kT'];
[T_Solucion_Sensitividad_kT] = simulacion_modelo_A1_dos_ejes(IN,IN_DES,'kT',-
300,500,10,OUT,path_resultados);

%5) bg: Distancia horiz. Centro gravedad al plano long. (mm): -1000 a 1000
path_resultados = [path_raiz '\Resultados\A1_dos_ejes\bg'];
[T_Solucion_Sensitividad_bg] = simulacion_modelo_A1_dos_ejes(IN,IN_DES,'bg',-
1000,1000,20,OUT,path_resultados);

%6) PsT: Peso suspendido trasero (T) (Kg): 2000-10000
path_resultados = [path_raiz '\Resultados\A1_dos_ejes\Pst'];
[T_Solucion_Sensitividad_Pst] =
simulacion_modelo_A1_dos_ejes(IN,IN_DES,'PsT',2000,10000,100,OUT,path_resultados);

%7) KT: Rigidez de torsión del autobus (Nm/rad): 500000 a 5000000
path_resultados = [path_raiz '\Resultados\A1_dos_ejes\KTorsion'];
[T_Solucion_Sensitividad_KT] =
simulacion_modelo_A1_dos_ejes(IN,IN_DES,'KT',500000,5000000,50000,OUT,path_resultados);

%8) Cn: Rigidez al balanceo del neumático (N/m): 0 a 2000000
path_resultados = [path_raiz '\Resultados\A1_dos_ejes\Cn'];
[T_Solucion_Sensitividad_Cn] =
simulacion_modelo_A1_dos_ejes(IN,IN_DES,'Cn',0,2000000,100000,OUT,path_resultados);

%9) Cl: Rigidez lateral del neumático (Kg/mm): 0-100
path_resultados = [path_raiz '\Resultados\A1_dos_ejes\Cl'];
[T_Solucion_Sensitividad_Cl] =
simulacion_modelo_A1_dos_ejes(IN,IN_DES,'Cl',0,100,5,OUT,path_resultados);

%10) Kmuelle: Rigidez de la suspensión (N/m): 100000 a 1000000
path_resultados = [path_raiz '\Resultados\A1_dos_ejes\Kmuelle'];
[T_Solucion_Sensitividad_Kmuelle] =
simulacion_modelo_A1_dos_ejes(IN,IN_DES,'Kmuelle',100000,1000000,10000,OUT,path_resultad
os);

%11) Kbarra: Rigidez barra estabilizadora (Nm/rad): 0 a 100000
path_resultados = [path_raiz '\Resultados\A1_dos_ejes\Kbarra'];
[T_Solucion_Sensitividad_Kbarra] =
simulacion_modelo_A1_dos_ejes(IN,IN_DES,'Kbarra',0,100000,2000,OUT,path_resultados);

***** ANALISIS DE SENSIBILIDAD: BIVARIANTE *****

%1) Ps y PsT simultáneamente (Kg). Rangos: Ps entre 2000 y 10000, PsT entre 2000
y 10000
path_resultados = [path_raiz '\Resultados\A1_dos_ejes\Pst_Ps'];
[T_Solucion_Sensitividad_Br] =
simulacion_modelo_A1_dos_ejes_biv(IN,IN_DES,'Ps',2000,10000,500,'PsT',2000,10000,500,OUT
,path_resultados,1);

%2) kT y hmT=1250-kT simultáneamente (mm). Rangos: kT entre -300 y 500, hmT entre
750 y 950
path_resultados = [path_raiz '\Resultados\A1_dos_ejes\kT_hmT'];
[T_Solucion_Sensitividad_Br] = simulacion_modelo_A1_dos_ejes_biv(IN,IN_DES,'kT',-
300,500,5,'hmT',0,0,0,OUT,path_resultados,2);

```

## Modelo\_A1\_dos\_ejes

```

function [OUT] = Modelo_A1(INPUTS)

M=[];
INPUTS_aux=INPUTS;

%Matriz del sistema lineal simplificado

```

```

M(1,1) = 2;
M(1,2) = -INPUTS_aux.Br;

M(2,1) = (INPUTS_aux.Kmuelle/1000)*INPUTS_aux.Br*0.001;
M(2,2) = INPUTS_aux.Kbarra;
M(2,4) = -1;

M(3,2) = INPUTS_aux.Ps*9.81*INPUTS_aux.hm*0.001-INPUTS_aux.KT;
M(3,3) = INPUTS_aux.Ps*9.81*INPUTS_aux.hm*0.001-INPUTS_aux.KT;
M(3,4) = -1;
M(3,7) = INPUTS_aux.KT;
M(3,8) = INPUTS_aux.KT;
M(3,11) = INPUTS_aux.Ps*9.81*INPUTS_aux.hm*0.001;

M(4,3) = INPUTS_aux.Cn;
M(4,5) = -1;

M(5,3)
(INPUTS_aux.Pns*INPUTS_aux.r+INPUTS_aux.Ps*(INPUTS_aux.k+INPUTS_aux.r))*9.81*0.001; =
M(5,4) = 1;
M(5,5) = -1;
M(5,11)
(INPUTS_aux.Pns*INPUTS_aux.r+INPUTS_aux.Ps*(INPUTS_aux.k+INPUTS_aux.r))*9.81*0.001; =

M(6,6) = 2;
M(6,7) = -INPUTS_aux.Br;

M(7,6) = (INPUTS_aux.Kmuelle/1000)*INPUTS_aux.Br*0.001;
M(7,9) = -1;

M(8,2) = INPUTS_aux.KT;
M(8,3) = INPUTS_aux.KT;
M(8,7) = INPUTS_aux.PsT*9.81*INPUTS_aux.hmT*0.001-INPUTS_aux.KT;
M(8,8) = INPUTS_aux.PsT*9.81*INPUTS_aux.hmT*0.001-INPUTS_aux.KT;
M(8,9) = -1;
M(8,11) = INPUTS_aux.PsT*9.81*INPUTS_aux.hmT*0.001;

M(9,8) = INPUTS_aux.Cn;
M(9,10) = -1;

M(10,8)
(INPUTS_aux.PnsT*INPUTS_aux.r+INPUTS_aux.PsT*(INPUTS_aux.kT+INPUTS_aux.r))*9.81*0.001; =
M(10,9) = 1;
M(10,10) = -1;
M(10,11)
(INPUTS_aux.PnsT*INPUTS_aux.r+INPUTS_aux.PsT*(INPUTS_aux.kT+INPUTS_aux.r))*9.81*0.001; =

M(11,10) = -1;
M(11,11)
(INPUTS_aux.PsT+INPUTS_aux.PnsT)*(INPUTS_aux.PsT+INPUTS_aux.PnsT)*0.001/(INPUTS_aux.Z*IN
PUTS_aux.Cl);

%Vector término independiente
V = [0;0;INPUTS_aux.Ps*(INPUTS_aux.b-INPUTS_aux.bg)*9.81*0.001;0;-
INPUTS_aux.Ps*INPUTS_aux.b*9.81*0.001;...
0;0;INPUTS_aux.PsT*(INPUTS_aux.b-INPUTS_aux.bg)*9.81*0.001;0;-
INPUTS_aux.PsT*INPUTS_aux.b*9.81*0.001;...
-(INPUTS_aux.PsT+INPUTS_aux.PnsT)*0.5*INPUTS_aux.B*9.81*0.001];

%Vector solución del sistema
S =inv(M)*V;

OUT = S;

end

```

## simulacion\_modelo\_A1\_dos\_ejes

```

function [OUT]
simulacion_modelo_A1_dos_ejes(IN, IN_DES, param_sens, valor_ini, valor_fin, step, OUT, path_r) =

    IN_aux = IN;
    IN_DES_aux = IN_DES;
    Solucion = [];
    OUT_aux = OUT;

    %rango_sim = [valor_ini:step:valor_fin];
    if isfield(IN_aux, param_sens)

        for i=valor_ini:step:valor_fin

            IN_aux.(param_sens) = i;

            %Resolucion Sistema
            S = Modelo_A1_dos_ejes(IN_aux);

            %Outputs
            %Incognitas_lbl = [{'fi', 'phi', 'rho', 'M01', 'M02', 'q'}];
            C_OUT_aux = fieldnames(OUT_aux);
            %n_incognitas = size(Incognitas_lbl);
            Solucion = [Solucion;S'];

        end

    else
        result = 0;
    end

    C_Valores_sensitividad = num2cell([valor_ini:step:valor_fin]);
    C_Solucion=num2cell(Solucion);
    C_Solucion=[C_Valores_sensitividad C_Solucion];
    C_param_sensitividad = cellstr(param_sens);
    %C_variables = [C_param_sensitividad Incognitas_lbl];
    C_variables = [C_param_sensitividad C_OUT_aux];
    T_Solucion = cell2table(C_Solucion, 'VariableNames', C_variables);
    C_Names=T_Solucion.Properties.VariableNames;

    graficos_simulacion_modelo_A1_dos_ejes(T_Solucion,C_param_sensitividad,IN_DES_aux
, C_Names,valor_ini,valor_fin,step,OUT_aux,path_r)

    %Incluimos descripción del Análisis en la tabla
    desc_analisis = ['Análisis Sensibilidad', '_',
char(C_param_sensitividad), '_', num2str(valor_ini), '_', num2str(valor_fin), '_A1_dos_ejes_'
, datestr(now,30)];
    n_T_Solucion = height(T_Solucion);
    C_desc_analisis = repmat(cellstr(desc_analisis),n_T_Solucion,1);
    T_desc_analisis =
cell2table(C_desc_analisis, 'VariableNames', {'Descripcion Analisis'});
    T_Solucion = [T_Solucion T_desc_analisis];

    %Export Table
    file = [path_r
char(C_param_sensitividad), '_', num2str(valor_ini), '_', num2str(valor_fin), '_A1_dos_ejes_'
, datestr(now,30), '.xls'];
    writetable(T_Solucion,file);

    OUT = T_Solucion;

end

```

## graficos\_simulacion\_modelo\_A1

```

function
graficos_simulacion_modelo_A1(T_IN,p_sens, IN_DES_aux, column_names, v_ini, v_fin, stp, OUT_au
x, path_r)

    %n = size(fields(OUT_aux));
    %C_OUT_aux = fieldnames(OUT_aux);

    %Dibujo los campos de la tabla (2 hasta end)
    var_out = column_names(2:end);

```





```

        IN_aux.(param_sens2) = j;

        %Resolucion Sistema
        S = Modelo_A1_dos_ejes(IN_aux);

        %Outputs
        C_OUT_aux = fieldnames(OUT_aux)';
        S = [IN_aux.(param_sens) IN_aux.(param_sens2) S'];
        Solucion = [Solucion;S];

    end
end

case 2 %kT y HmT=1250-kT

    for i=valor_ini:step:valor_fin

        IN_aux.(param_sens) = i;
        IN_aux.(param_sens2) = 1250-IN_aux.(param_sens);

        %Resolucion Sistema
        S = Modelo_A1_dos_ejes(IN_aux);

        %Outputs
        C_OUT_aux = fieldnames(OUT_aux)';
        S = [IN_aux.(param_sens) IN_aux.(param_sens2) S'];
        Solucion = [Solucion;S];

    end

end

%C_Valores_sensitividad = num2cell([valor_ini:step:valor_fin]);
%C_Valores_sensitividad2 = num2cell([valor_ini2:step2:valor_fin2]);
C_Solucion=num2cell(Solucion);
%C_Solucion=[C_Valores_sensitividad C_Solucion];
C_param_sensitividad = [cellstr(param_sens) cellstr(param_sens2)];
%C_variables = [C_param_sensitividad Incognitas_lbl];
C_variables = [C_param_sensitividad C_OUT_aux];
T_Solucion = cell2table(C_Solucion,'VariableNames', C_variables);
C_Names=T_Solucion.Properties.VariableNames;

graficos_simulacion_modelo_A1_dos_ejes_biv(T_Solucion,C_param_sensitividad,IN_DES
_aux,C_Names,OUT_aux,path_r)

%Incluimos descripción del Análisis en la tabla
desc_analisis = ['Análisis Sensibilidad Bivariante','_ ',
char(C_param_sensitividad(1)),'_',char(C_param_sensitividad(2)),'_A1_dos_ejes_',datestr(
now,30)];
n_T_Solucion = height(T_Solucion);
C_desc_analisis = repmat(cellstr(desc_analisis),n_T_Solucion,1);
T_desc_analisis =
cell2table(C_desc_analisis,'VariableNames',{'Descripcion Analisis'});
T_Solucion = [T_Solucion T_desc_analisis];

%Export Table
file = [path_r
char(C_param_sensitividad(1)),'_',char(C_param_sensitividad(2)),'_A1_dos_ejes_',datestr(
now,30)','.xls'];
writetable(T_Solucion,file);

OUT = T_Solucion;

else
    result = 0;
end

end
end

```

**graficos\_simulacion\_modelo\_A1\_biv**

```

function
graficos_simulacion_modelo_A1_biv(T_IN,p_sens,IN_DES_aux,column_names,OUT_aux,path_r)

    %n = size(fields(OUT_aux));
    %C_OUT_aux = fieldnames(OUT_aux);

    %Dibujo los campos de la tabla (2 hasta end)
    var_out = column_names(3:end);
    [m,n] = size(var_out);

    for i=1:n

        % Variable y
        v = var_out(i);
        des = char(v);
        des_v = OUT_aux.(des)

        % Valores x,y,z
        x = cell2mat(table2cell(T_IN(:,p_sens(1))));
        y = cell2mat(table2cell(T_IN(:,p_sens(2))));
        Z = cell2mat(table2cell(T_IN(:,v)));

        % Descripcion parametro
        param = char(p_sens(1));
        des_x = IN_DES_aux.(param);
        param2 = char(p_sens(2));
        des_y = IN_DES_aux.(param2);

        % Titulo
        c_titulo = ['Sensibilidad Bivariante: ', des, ' vs (' param,',',param2
,').'];
        titulo = char(c_titulo);

        figure('Color', 'white')
        scatter3(x,y,Z,'MarkerFaceColor',[0 .75 .75])
        title(titulo,
'FontName','Arial','FontSize',11,'FontWeight','bold','Color','black');
        %xlabel([p_sens ( ' des_x
')'],'FontName','Arial','FontSize',10,'Color','black');
        %ylabel([v ( ' des_v
')'],'FontName','Arial','FontSize',10,'Color','black');
        xlabel(sprintf(des_x),'FontSize',11,'FontWeight','bold','Color','black');
        ylabel(sprintf(des_y),'FontSize',11,'FontWeight','bold','Color','black');
        zlabel(sprintf(des_v),'FontSize',11,'FontWeight','bold','Color','black');

        set(1, 'Position', [100, 100, 1000, 700]);

        file = [path_r ,'\',
des, '_',param, '_',param2, '_A1_dos_ejes_',datestr(now,30), '.bmp'];

        %saveas (figure(i), ['C:\David\Personal_2\Proyecto_Ana\Resultados\',file]);
        saveas(gcf,file);
        close;

    end

end

```

