



**Universidad
Zaragoza**

Trabajo Fin de Máster

Optimización del pilar B de un automóvil en base a
la directiva 96/27/CE

Autor/es

Jesús Segura Moreno

Director/es

Luis Castejón Herrero

Universidad de Zaragoza / Escuela de Ingeniería y Arquitectura
2014



Optimización del pilar B de un automóvil en base a la directiva 96/27/CE

(RESUMEN)

En este presente Trabajo Fin De Máster se ha desarrollado un análisis numérico comparativo. En el cual, se ha optimizado el pilar B de un vehículo en base a unos determinados criterios establecidos en el ensayo de colisión lateral descrito por la directiva 97/26/CE.

Pero antes se ha explicado la importancia de los ensayos en vehículos a nivel de seguridad y se han descrito los principales organismos, que en la actualidad hacen ensayos de impacto. Después, se ha analizado la transcendencia de los impactos laterales en los accidentes de carretera, describiendo la problemática asociada a este tipo de accidentes, los posibles casos de impacto lateral y los sistemas de protección frente a un impacto lateral.

A continuación se creó un modelo de elementos finitos mediante el programa PATRAN. En él, se simula el ensayo de impacto lateral según las características más importantes definidas por la directiva 97/26/CE. Este modelo consta de un automóvil compacto facilitado por el departamento de transportes, al cual se le realizaron una serie de modificaciones, y una barrera deformable, la cual se creó desde cero.

Tras ello, el análisis consistió en la simulación dinámica, mediante un programa de cálculo basado en el Método de los Elementos finitos (ABAQUS), del choque de la barrera deformable contra el vehículo a la velocidad de 50 km/h para varias configuraciones de aceros de alta resistencia y ultra alta resistencia en el pilar B.

Por último se analizaron tensiones, energías y desplazamientos relativos en el pilar B para las diferentes configuraciones de acero. En el análisis se descubrió que el comportamiento entre todos los casos era muy similar sin ver grandes diferencias significativas, pero siendo la configuración más optima la del acero de ultra alta resistencia Docol 1000.

Todo este análisis no llevo de forma inequívoca ha deducir, que para mejorar el comportamiento de un vehículo ante un impacto no basta con la optimización del componente más importante del vehículo en el impacto, sino del conjunto de la estructura por el cual se transmiten los esfuerzos generados en el choque. Esto se verifico mediante una última simulación, en la que se vio que si se empleaba el acero de ultra alta resistencia para todos los elementos principales en los que se transmiten esfuerzos en el impacto lateral se obtenía una mejora mucho más significativa.



TRABAJO FIN DE MÁSTER

1. Introducción	7
2. Objetivo y alcance del proyecto	7
3. Ensayos de impacto en vehículos	8
3.1. Principales organismos en el ensayo de vehículos	9
3.1.1. Organismos de gobierno	9
3.1.2. Asociación de consumidores	13
3.1.3. Fabricantes	18
4. Impacto lateral	22
4.1. Problemática asociada al impacto lateral	24
4.2. Tipos de impactos laterales	26
4.2.1. Impacto de vehículo contra vehículo	26
4.2.2. Impacto de vehículo contra poste	29
4.3. Ensayos de impacto lateral en vehículos	30
4.3.1. Ensayo de impacto lateral de vehículo contra vehículo	30
4.3.2. Ensayo de impacto lateral de vehículo contra poste	32
4.4. Elementos de protección ante un impacto lateral	33
4.4.1. Elementos estructurales	34
4.4.2. Elementos específicos para la absorción de energía	38
4.4.3. Otros elementos	41
5. Directiva 96/27/CE Sobre protección de los ocupantes de los vehículos de motor en caso de colisión lateral	43
6. Modelo del vehículo	45
6.1. Características iniciales del modelo de elementos finitos	46
6.1.1. Tipos de elementos	47
6.1.2. Propiedades aplicadas inicialmente	53
6.2. Modificaciones en el modelo inicial	57
6.2.1. Unión de piezas sueltas	57
6.2.2. Modificaciones en el sistema de suspensión	68
6.2.3. Eliminación elementos masa	81
6.2.4. Modificación de la malla del pilar A y C	82
6.2.5. Modificaciones en puertas	84
6.2.6. Modificación raíl techo	87
6.2.7. Modificaciones pilar B	89
6.2.8. Modificación de los materiales	94
6.2.9. Eliminación acelerómetro	96
7. Diseño de la barrera deformable móvil	99



TRABAJO FIN DE MÁSTER

7.1.	Introducción.....	99
7.2.	Características de la directiva	100
7.2.1.	Características de la barrera.....	101
7.2.2.	Características del impactador	101
7.3.	Características del modelo de la barrera deformable.....	102
7.3.1.	Características de la barrera.....	102
7.3.2.	Características geométricas aplicadas de la directiva	104
7.3.3.	Características geométricas del modelo de elementos finitos	105
7.3.4.	Características de rigidez aplicadas de la directiva	108
7.3.5.	Características del material de las partes en el modelo de elementos finitos.....	111
8.	Modelización del ensayo.....	117
8.1.	Elementos utilizados	118
8.2.	Posicionamiento geométrico	121
8.3.	Condiciones de contorno aplicadas al modelo del ensayo.....	127
9.	Análisis comparativo del pilar B	129
9.1.	Características del análisis.....	129
9.2.	Materiales utilizados para el pilar B.....	137
9.3.	Criterios analizados.....	141
9.4.	Resultados	151
9.4.1.	Acero S355.....	151
9.4.2.	DOCOL 1000 LCEZE	155
9.4.3.	DOCOL 1400 MZE	158
9.4.4.	DOCOL 1800	163
9.5.	Comparativa de resultados	167
9.5.1.	Comparativa comportamiento resistente	168
9.5.2.	Comparativa de deformaciones y desplazamientos	170
9.5.3.	Comportamiento Docol 1000	172
9.5.4.	Comportamiento Docol 1400	172
9.5.5.	Comportamiento Docol 1800	174
9.6.	Conclusiones.....	176
9.7.	Mejoras	181
9.7.1.	Resultados de súper estructura lateral, suelo y travesaños del suelo en Docol 1000	182
9.7.2.	Comparativa de resultados con las mejoras	186
10.	Bibliografía	190
10.1.	Consultas web	190



TRABAJO FIN DE MÁSTER

ANEXO A: Ensayos EURONCAP	191
A.1. Frenado de emergencia autónomo – AEB	191
A.1.1 Sistema AEB para ciudad	192
A.1.2 AEB interurbano	193
A.2. Impacto frontal	195
A.3. Impacto lateral del vehículo contra otro vehículo	197
A.4. Impacto lateral de poste	198
A.5. Protección de niños	200
A.5.1 Ensayos de choque	200
A.5.2 Comprobación de la instalación del asiento de seguridad para niños (CRS)	200
A.5.3 Otras características de protección de niños	201
A.6. Protección de los peatones	201
A.6.1 Ensayos de subsistemas	202
A.6.2 Sistemas de protección despleables	203
A.7. Latigazo cervical	203
A.8. ESC	205
A.8.1 Ensayos que se efectúan para evaluar el ESC	206
A.9. Testigo de aviso del cinturón de seguridad	207
A.10. Sistemas de control de velocidad	208
A.10.1 Evaluación funcional	209
A.10.2 Ensayo	209
ANEXO B: Directiva 96/27/CE del Parlamento Europeo	210
ANEXO C: Calculo de densidad de las partes	251
C.1. Ecuación masa total	252
C.2. Ecuación centro de gravedad	255
ANEXO D: Definición de la curva tensión deformación de las partes del impactador	258
D.1. Ensayo para la obtención de las curvas fuerza-desplazamiento ...	261
D.1.1 Modelo de elementos finitos de los componentes del ensayo	261
D.1.1.1. Modificaciones sobre el modelo de la barrera deformable ...	262
D.1.2 Calculo de los valores iniciales	265
D.1.3 Modelización del ensayo	271
D.1.3.1. Disposición geométrica en el modelo	271
D.1.3.2. Condiciones de contorno	272
D.1.3.3. Aplicación de propiedades al modelo	275
D.1.4 Simulación del ensayo	277



TRABAJO FIN DE MÁSTER

D.2.	Calculo curvas fuerza deformación	278
D.2.1	Etapas del proceso	279
D.2.1.1.	Obtención de los valores curva fuerza-tiempo	279
D.2.1.2.	Obtención de los valores curva desplazamiento-tiempo	281
D.2.1.3.	Obtención de la curva fuerza-desplazamiento	283
ANEXO E:	Energías Abaqus 6.12	286
E.1.	Energías totales permitidas en un cálculo dinámico en Abaqus:	286
E.2.	Recomendaciones energías en cálculos dinámico.....	288
ANEXO F:	Método de los elementos finitos	290
ANEXO G:	Aceros de ultra alta resistencia	294
ANEXO H:	Elementos de la suspensión unidos mediante MPC Beam	300
ANEXO I:	Piezas del coche unidas mediante elementos Join.....	303
ANEXO J:	Proceso de cálculo de las distancias relativas	307



1. Introducción

Uno de los tipos de accidentes más peligrosos que se pueden dar entre vehículos, es una colisión lateral. A consecuencia de esto, el Parlamento Europeo regularizó un ensayo de homologación con el fin de reducir las lesiones que sufren los ocupantes en este tipo de accidentes. Este ensayo, se encuentra descrito en la Directiva Del Parlamento Europeo 97/26/CE de colisión lateral, en el cual se simula el impacto que sufriría un vehículo al ser embestido de forma lateral. En concreto, la prueba de impacto consiste en lanzar a una cierta velocidad un carro móvil con una barrera deformable en su frontal sobre un vehículo real, el cual se encuentra inmóvil en una posición determinada. Posteriormente, se analizan los resultados registrados durante el impacto y se comprueban que no superen los límites establecidos en la directiva para su posterior homologación del vehículo ensayado.

2. Objetivo y alcance del proyecto

En base a lo descrito anteriormente, en este presente Trabajo Fin De Máster se ha desarrollado un análisis numérico comparativo en el cual se ha optimizado un vehículo en base a unos determinados criterios establecidos en la directiva 97/26/CE. Más concretamente, la optimización se ha centrado en el pilar B del vehículo, puesto que es uno de los elementos estructurales mas importante en este tipo de impactos.

Para todo este proceso de análisis comparativo se ha utilizado el Método de los Elementos Finitos basados en técnicas de integración explícita. Por medio del cual, se han realizado varias simulaciones variando el material del cual está compuesta la geometría del pilar B. Para estas simulaciones se ha empleado tanto un modelo detallado de un automóvil como un modelo de la barrera deformable, el cual se ha creado conforme a los criterios definidos en la directiva.



El objetivo de este proceso de optimización, ha sido obtener configuración óptima para el pilar B en base a criterios de seguridad para los ocupantes. Para ello, se han comparado deformadas, energías, deformaciones plásticas que se han producido en el pilar B para las diferentes configuraciones analizadas.

3. Ensayos de impacto en vehículos

En la actualidad uno de los criterios más importantes para el usuario a la hora de seleccionar un vehículo es el nivel de seguridad de este. Debido a este interés, tanto los organismos de gobierno como las marcas comerciales han puesto un gran esfuerzo en la materia consiguiendo un rápido avance en niveles de seguridad.

Uno de los principales pilares de esta rápida evolución ha sido la realización de ensayos de choques o crash test. Los cuales permiten reproducir el impacto de un accidente real en condiciones de laboratorio, esto sirve para probar la eficiencia de las diferentes partes de la estructura de un vehículo en materia de seguridad y posteriormente analizar los daños que estas han sufrido en el impacto. Este análisis más concretamente permite medir y cuantificar los daños sufridos por el vehículo.

Esta herramienta ha sido muy útil puesto que ha permitido analizar y mejorar la seguridad de los vehículos antes que estos sean empleados por los consumidores finales. Otra ventaja de este tipo de ensayos, es que no se pone en peligro la vida de ninguna persona durante su realización puesto que en este tipo de pruebas se emplean elementos que sustituye o simulan al conductor final del vehículo.



Para cada parte del vehículo existen diferentes tipos de ensayos los cuales se encuentran normalizados es decir, que se encuentran definidos los criterios según los cuales se tiene que realizar cada uno de los ensayos. Con lo cual se garantiza la repetitividad y reproductividad de los ensayos tanto en el mismo como en diferentes laboratorios. De esta forma, posteriormente se puede realizar un análisis comparativo entre los resultados obtenidos para los diferentes vehículos ensayados.

3.1. Principales organismos en el ensayo de vehículos

Los ensayos que se realizan actualmente se pueden englobar principalmente en tres grupos en función del organismo que se encarga de la normalización de cada uno de los ensayos.

Los crash que realizan las diferentes organismos se pueden diferencian por el numero de impactos, las características bajo la que se realizan y por el momento de diseño del coche en el que se realizan. También cabe destacar que en algunas ocasiones el tipo de ensayo y sus características de realización son las mismas en diferentes organizaciones.

3.1.1. Organismos de gobierno

Son organismos que tienen los permisos pertinentes para poder realizar los ensayos de homologación que especifica la legislación dictadas por los diferentes gobiernos de cada territorio.

Esta legislación son documentos de obligado cumplimiento por ley, en estos documentos se determinan los valores mínimos que tienen que alcanzar los vehículos en una serie de ensayos obligatorios para poder obtener su homologación. En esta reglamentación también se determinan las características bajo las que se tiene que realizar el ensayo para que tenga validez.

TRABAJO FIN DE MÁSTER

Como ensayos de homologación, estos se realizan previamente a la salida del mercado de los diferentes modelos por las administraciones competentes. De no superarse estos, el vehículo no podrá ser puesto a la venta en ese territorio. Normalmente los vehículos sometidos a estos ensayos se encuentran en su fase final de desarrollo.

Por otro lado, según el país o zona geográfica en la que nos encontremos la documentación y por lo tanto las leyes respecto a la normativa de los ensayos variaran. En Europa esta documentación se encuentran definidas en Directivas Europeas, las cuales son dictadas por el Parlamento Europeo y posterior mente transpuestas a la legislación pertinente de cada país miembro.

También cabe destacar que estas leyes tanto para Europa como en el resto de territorios se encuentran basadas en una serie de normas definidas por organismos especialistas en la materia de cada una de estas zonas geográficas. En Europa estas normas están recogidas en la regulación UNECE o ECE de la Comisión Económica de las Naciones Unidas para Europa.

Para Europa las directivas relativas a la homologación se encuentran recogidas en el Reglamento 611/2009 [1]. En la **Tabla 1**, podemos ver algunas de las principales Directivas presentes en la reglamentación para la homologación y sus correspondientes normativas referentes a la seguridad del vehículo de motor en los ensayos de impacto.

DIRECTIVAS Y REGLAMENTOS CORRESPONDIENTES A SEGURIDAD EN ENSAYOS DE IMPACTO		
DIRECTIVA UNION EUROPEA	REGULACION UNECE	SUJETO
96/79/CE	ECE R94	Impacto frontal
96/27/CE	ECE R95	Impacto lateral
74/297/CE; 91/662/CE	ECE R12 (13/05/91)	Columna de Dirección
97/019/CE	ECE R32	Protección Trasera
74/408/CE	ECE R17 (07/06/77)	Asientos
76/115/CE	ECE R14 (20/07/73)	Anclajes Cinturón Seguridad
2000/3/CE	ECE R16 (06/05/73)	Cinturones de Seguridad
2003/20/CE	ECE R44/04	Sistemas de retención para niños

Tabla 1- Directivas y reglamentos sobre impactos recogidas en el Reglamento 611/2009

TRABAJO FIN DE MÁSTER

A continuación en las **Figuras 1, 2 y 3**, se muestran como sería el tipo de elemento contra el que chocaría y a qué velocidad se realizarían los principales ensayos de choque de un vehículo, los cuales son requeridos tanto para la homologación en Europa como para la auto certificación en USA.





 ENSAYOS ECE		
ECE R94 96/79/CE H-III 50 th Male D&P	ECE R95 96/27/CE ES2 D	2003/102/CE Pedestrian
		
56 Km/h Deformable 40%	50 Km/h Deformable	

Figura 1- Normas de los principales ensayos en Europa [2]



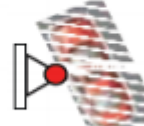
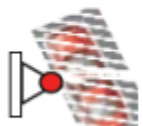


 ENSAYOS CHOQUE LATERAL, TRASERO y ROLLOVER				
ES2-RE Front SID II's Back	ES2-RE Front	SID II's Front		
				
54 Km/h Deformable Crabbed	32Km/h Poste 75	32Km/h Poste 75	80 Km/h Deformable	Unbelted < 50Km/h Rollover

Figura 2 - Principales ensayos en USA [2]









 ENSAYOS CHOQUE FRONTAL						
H-III 50 th Male Driver & Passenger				H-III 5 th Female Driver & Passenger		
						
Unbelted 40Km/h Rigid 100%	Unbelted 40Km/h Rigid	Unbelted 40Km/h Rigid	Belted 56 Km/h Rigid	Unbelted 40Km/h Rigid	Belted 56Km/h Rigid	Belted 40Km/h Deformable 40%

Figura 3 - Principales ensayos en USA [2]

TRABAJO FIN DE MÁSTER

Como se ha comentado anteriormente en cada territorio existen una serie de normas en las que se basan las leyes pertinentes para la homologación. En **Tabla 2** podemos ver las principales normas referentes a ensayos de choque de vehículos en algunos de los diferentes territorios.

Country	Technical Regulations	Testingmethod
U.S.A.	▪ Frontal crash standard (FMVSS 208)	Full-wrap impact against a rigid barrier at 35 mph (approx. 56 km/h), etc.
	▪ Side impact standard (FMVSS 214)	Impact against a moving barrier at 33.5 mph (approx. 54 km/h)
ECE (member nations of agreement in 1958 and Japan)	▪ Frontal crash standard (ECE R94)	Offset impact against a deformable barrier at 56 km/h
	▪ Side impact standard (ECE R95)	Impact against a moving barrier at 50 km/h
EEC (membersnations of EU)	▪ Frontal crash standard (ECE R94)	Offset impact against a deformable barrier at 56 km/h
	▪ Side impact standard (ECE R95)	Impact against a moving barrier at 50 km/h
	▪ Pedestrian protection (Regulation(EC) 78/2009)	Impact on legs against bumper at 40 km/h
		Impact on the head against bonnet at 35 km/h
Australia	▪ Frontal crash standard (ADR 69)	Full-wrap impact against a rigid barrier at 48 km/h
	▪ Frontal crash standard (ADR 73)	Basedon ECE R94
	▪ Side impact standard (ADR72)	Basedon ECE R95
Japan	▪ Frontal collision standard (Article 18, Safety Regulation for Road Vehicles)	Full-wrap impact against a rigid barrier at 50 km/h
	▪ Frontal collision standard (Article 18, Safety Regulation for Road Vehicles)	Basedon ECE R94
	▪ Side collision standard (Article 18, Safety Regulation for Road Vehicles)	Basedon ECE R95
	▪ Pedestrian Protection (Article 18, Safety Regulation for Road Vehicles)	Impact on the head against bonnet at 32 km/h
	▪ Seatbelt reminder (Article 22-3, Safety Regulation for Road Vehicles)	Basedon ECE R16

Tabla 2 - Normativas de ensayos

TRABAJO FIN DE MÁSTER

También se ha comentado anteriormente, que existen diferentes ensayos para cada una de las partes del vehículo. En la **Figura 4** se muestran las diferentes normativas de los ensayos en diferentes territorios según la parte del vehículo ensayada.

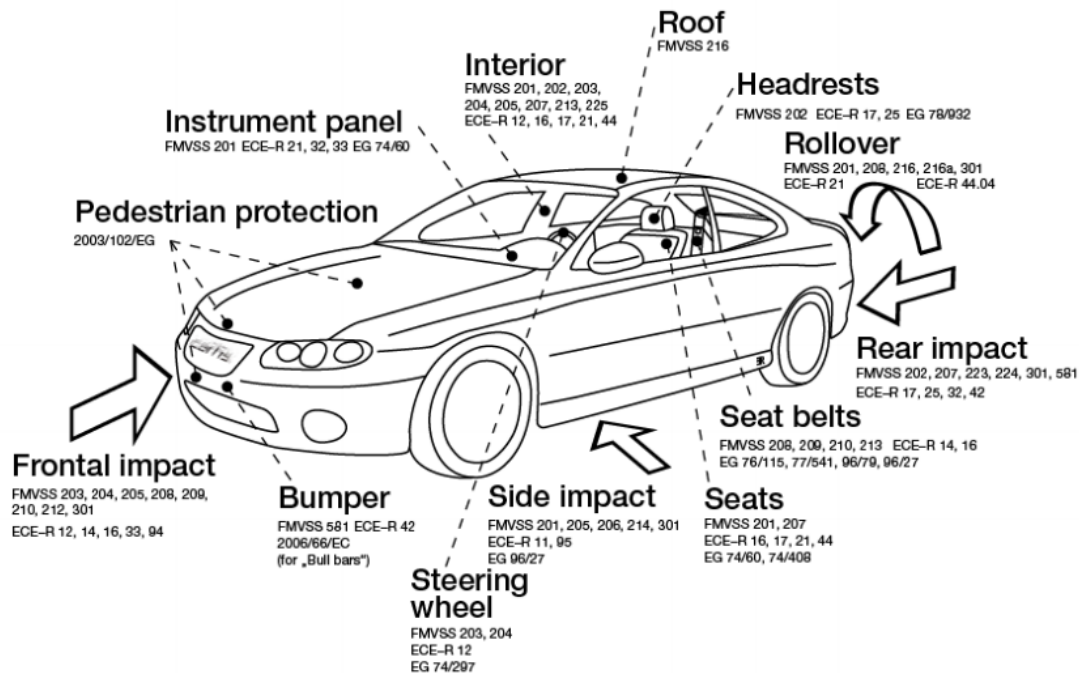


Figura 4 - Ensayos según la parte del vehículo implicada [3]

3.1.2. Asociación de consumidores

Son organizaciones o asociación sin fines de lucro que se encargan de informar y dar atención a los consumidores en diferentes aspectos de consumo, en este caso asociados a la seguridad en vehículos de motor.

Estas asociaciones de consumidores han hecho que la seguridad sea uno de los puntos fundamentales para los consumidores. Esto es así porque los fabricantes han hecho que los resultados de los programas de ensayos de las asociaciones sean parte fundamental del marketing de las empresas.



TRABAJO FIN DE MÁSTER

Estos ensayos se realizan a vehículos que ya se encuentran en el mercado es decir ya han finalizado su fase de desarrollo y han pasado los pertinentes test de homologación. Esto permite al usuario comparar los resultados obtenidos entre los diferentes vehículos ensayados.

Al principio del nacimiento de estas asociaciones, las marcas que conseguían buenas puntuaciones en los impactos publicitaban estos resultados para hacerles llegar a los consumidores que sus coches eran los más seguros del mercado. Esto hizo que la marcas mejorar sus resultados para poder equipararse a la competencia. En la actualidad, estas asociaciones han tenido que aumentar el número de ensayos e incrementar la dificultad de los ensayos que formaban parte de sus programas, puesto que ya prácticamente la totalidad de los fabricantes había obtenido las máximas puntuaciones para la mayoría de sus vehículos

El nacimiento de estas asociaciones ha sido básico para que la seguridad de los vehículos haya evolucionado de una forma tan rápida. Al inicio de los programas de estas asociaciones, los ensayos que los formaban eran prácticamente los mismos que se requerían la legislación para la homologación y según unos determinados criterios puntuaban los diferentes aspectos en términos de seguridad que analizaban tras el impacto. Pero rápidamente estos ensayos se quedaron cortos con lo que se implementaron nuevos y aumentaron la complejidad de estos. Esto hace que los fabricantes sigan evolucionado en materia de seguridad para seguir alcanzando las máximas puntuaciones en este tipo de test y seguir manteniendo su imagen.

TRABAJO FIN DE MÁSTER

En las **Tablas 3 y 4**, se pueden ver las principales asociaciones mundiales, las cuales se encuentra englobadas en la asociación GLOBAL NCAP, y alguno de los test que estas realizan:

GLOBAL NCAP			
TERRITORIO	PROGRAMA	LOGO	ORGANIZACIÓN
Europa	EURONCAP		Comision Europea y otros
USA	US NCAP		United States Departmen of NHTSA (National Highway Traffic Safety Administration)
USA	IIHS		Insurance Institute for Highway Safety (IIHS)
Australia	ANCAP		Government of New Zeland State Governments of Australia, otros
Korea	KNCAP		Korea's Ministry of Land, Transport and Maritime Affairs
China	C-NCAP		China Automotive Technology & Research Center
Japon	JNCAP		National Agency for Automotive Safety & Victim's Aid
Latino America	LATIN NCAP		International Federation of Auto (FIA), Region IV (Latin America), otros
Suroeste Asiatico	ASEAN NCAP		Automobile Association of Singapore, Automobile Association of Philippines, Malaysian Institute of Road Safety Research, Automobile Association of Malaysian

Tabla 3 - Asociaciones englobadas en la GLOBAL NACP



TRABAJO FIN DE MÁSTER

Organization	Testingmethod	Evaluationmethod
United States Department of Transportation NHTSA (National Highway Traffic Safety Administration)	▪ Full-wrap frontal collision test (against a rigid barrier at 35mph: approx. 56km/h)	▪ Passenger injury evaluated with 5 levels (using ★ where 5 ★ is the best)
	▪ Side collision test (against a moving barrier at 38.5mph: approx. 62km/h)	
	▪ Roll over test	
	▪ Installation of ESC and side curtain air bagequipment	
	▪ Child car seat usability evaluation	
United States Insurance Institute for Highway Safety (IIHS)	▪ Offset frontal collision test (against a deformable barrier at 64km/h)	▪ Overall evaluation based on body deformation and occupants injuries with 4 levels selecting "Top Safety Picks"
	▪ SUV side collision test (against a moving barrier at 50 km/h)	
	▪ Neck protection test in a rear- end collision	
	▪ Roofstrength test	
	▪ Installation ESC equipment	
EU Euro NCAP (Assisted by European Commission and others)	▪ Offset frontal collision test (including child passenger in rear seats)(againset a deformable barrier at 64km/h)	▪ Overall evalution based on left-mentioned evaluating topics (using ★ where 5 ★ is the best)
	▪ Side collision test (including child passenger in rear seats)(against a moving barrier at 50 km/h)	
	▪ Side collision test against a pole (against a pole at 29km/h)	
	▪ Neck protection test in rear-end collision	
	▪ Pedestrian (head and leg) protection performance test	
	▪ ESC equipment rate evaluation	
	▪ Installation of seatbelt reminder in driver's seat, front passenger's seat, rear seats	

TRABAJO FIN DE MÁSTER

	<ul style="list-style-type: none"> ▪ Installation of speed limiter 	
Government of New Zealand, State Governments of Australia, others (ANCAP)	<ul style="list-style-type: none"> ▪ Offset frontal collision test (against a deformable barrier at 64km/h) ▪ Side collision test (optionally pole test)(against a pole at 29km/h) ▪ Pedestrian (head and leg) protection performance test ▪ Installation of ESC equipment 	<ul style="list-style-type: none"> ▪ Overall evaluation based on body deformation and occupants injuries (using ★ where 5 ★ is the best)
Korea's Ministry of Land, Transport and Maritime Affairs (KNCAP)	<ul style="list-style-type: none"> ▪ Full-wrap frontal collision test (against a rigid barrier at 56km/h) ▪ Offset frontal collision test (against a deformable barrier at 64km/h) ▪ Side collision test (against a moving barrier at 55km/h) ▪ Pedestrian (head and leg) protection performance test ▪ Neck protection test in a rear-end collision ▪ Braking performance test ▪ Roll over test 	<ul style="list-style-type: none"> ▪ Evaluation by each topic with 5 levels based on occupants injuries (using ★ where 5 ★ is the best)
China Automotive Technology & Research Center (C-NCAP)	<ul style="list-style-type: none"> ▪ Full-wrap frontal collision test (including AF05 passenger in rear seats)(against a rigid barrier at 50km/h) ▪ Offset frontal collision test (including AF05 passenger in rear seats)(against a deformable barrier at 56km/h) ▪ Side collision test (against a moving barrier at 50km/h) ▪ Installation seatbelt reminder, ISO-FIX anchorage assessment 	<ul style="list-style-type: none"> ▪ Overall evaluation based on body deformation and occupants injuries (using ★ where 5 ★ + is the best)

Tabla 4 - Ensayos realizados por las principales asociaciones de consumidores

TRABAJO FIN DE MÁSTER

En el **Anexo A**, se ha incluido la descripción facilitada por la asociación europea Euroncap de los ensayos realizados en su programa, para de esta forma poder ver qué tipo de pruebas realiza este tipo de organizaciones las cuales se encuentran identificadas en la **Tabla 5**.

ENSAYOS Euroncap
Frenado de emergencia autónomo – AEB
Impacto frontal
Impacto lateral del vehículo contra otro vehículo
Impacto lateral de poste
Protección de niños
Protección de los peatones
Latigazo cervical
ESC
Testigo de aviso del cinturón de seguridad
Sistemas de control de velocidad

Tabla 5 - Ensayos realizados por Euroncap

3.1.3. Fabricantes

La tercera organización más importante en el ensayo de los vehículos son sus propios fabricantes. Esto se debe a que los fabricantes a lo largo de toda la fase de desarrollo de sus vehículos, los someten a los mismos ensayos que posteriormente les realizaran las otras entidades.

Normalmente el número de ensayos que realizan los fabricantes son muy elevados puesto que si quieren que su vehículo sea homologado en varios mercados, se tiene que asegurar que superara todos los ensayos necesarios correspondientes a estos territorios. En la **Figura 5**, se puede ver la cantidad de ensayos que somete un fabricante a uno de sus modelos para poder ser vendido en los respectivos territorios indicados en la imagen.

TRABAJO FIN DE MÁSTER

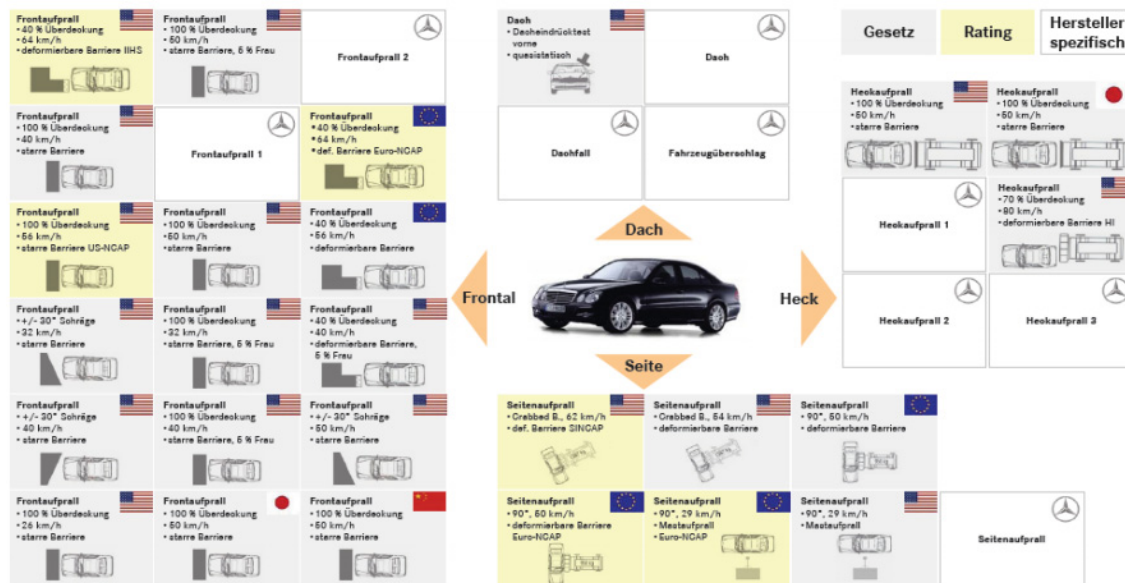


Figura 5 - Ensayos realizados por fabricantes [2]

También hay que tener en cuenta, que muchas veces los fabricantes realizan ensayos homólogos a los de las asociaciones de consumidores. De esta forma se aseguran, que sus vehículos obtendrán las máximas puntuaciones en los resultados. Esto implica que en número de ensayo que tiene que someter los fabricantes a sus vehículos se vea elevado.

Un factor muy importante que hay que tener en cuenta, es que hasta que los fabricantes terminan el desarrollo de uno de sus modelos para empezar a comercializarlo han tenido que someterlo a una gran cantidad de ensayos para mejorar los puntos débiles de este. Esto lleva aparejado una gran gasto económico, debido a que cada uno de los modelos ensayados no se tratan de productos ya en producción si no que se tratan de prototipos, con lo que tienen un coste mucho más elevado su fabricación.

TRABAJO FIN DE MÁSTER

Debido a este gran coste económico y con el fin de reducir al máximo el gasto, los ensayos que realizan los fabricantes se dividen en dos tipos:

- **Análisis numéricos:** En este tipo de análisis, se recrea matemáticamente una simulación de un determinado ensayo real, en el cual se emplea un modelo matemático del vehículo en desarrollo. Para todo este proceso de simulación, se utilizan diferentes paquetes de software informático.

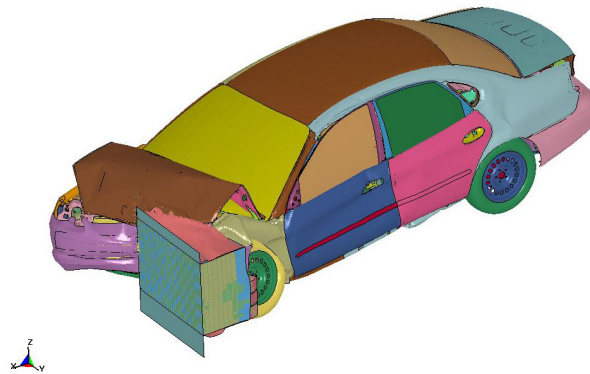


Figura - 6 Ejemplo análisis numérico

Este tipo de análisis es muy útil en todas las fases de desarrollo del automóvil, debido a que permiten simular de una forma muy aproximada los crash que posteriormente será sometidos los modelos finales. Además de esto, las herramientas informáticas permiten analizar los resultados obtenidos en estas simulaciones y realizar los cambios pertinentes en el modelo sin que suponga un gran coste económico.

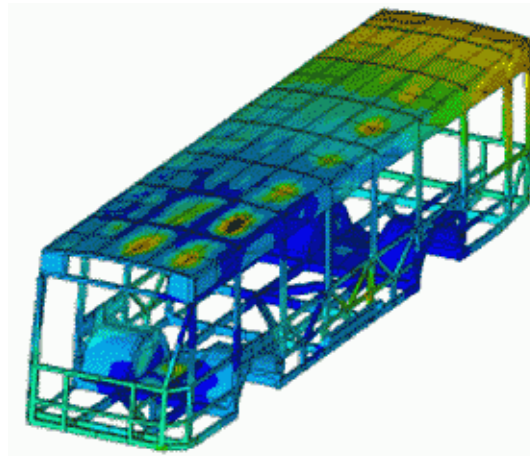


Figura 7 - Ejemplo resultados de análisis numérico

- **Ensayos en laboratorio:** En este tipo de ensayos se reproducen con total exactitud los impactos que posteriormente serán sometidos los vehículos, tanto por las entidades homologadoras como por las asociaciones de consumidores.

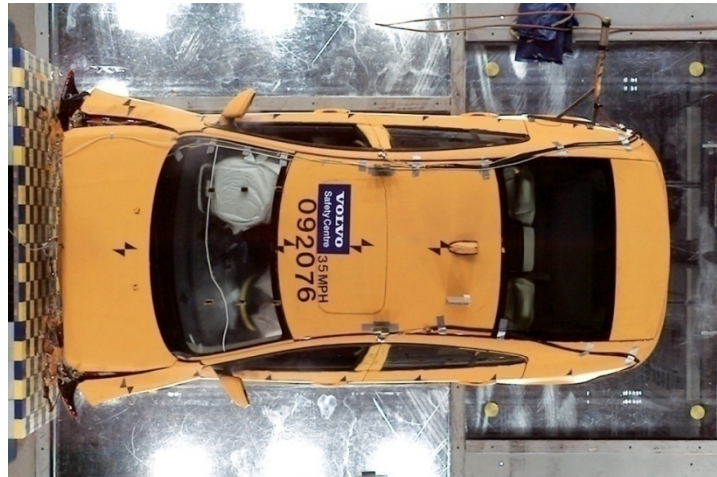


Figura 8 - Ejemplo ensayo frontal en laboratorio

Para este tipo de crash, se emplean prototipos del vehículo que se está desarrollando. Con lo cual, los resultados obtenidos son prácticamente los mismos que se obtendrían en los ensayos de las otras asociaciones.

Por el contra, estos tipos de ensayos tienen un alto coste económico. Debido a esto, únicamente se realiza en las fases finales del desarrollo del vehículo.

El objetivo por el cual se realizan estos ensayos, es verificar que los resultados obtenidos en los análisis numéricos coinciden con los obtenidos experimentalmente y por lo tanto, se pasarían con éxitos los diferentes ensayos posteriores de las diferentes asociaciones.

4. Impacto lateral

En la actualidad hay una gran cantidad de tipos de accidentes entre vehículos. Esto es debido, en gran parte, al alto número de estos existentes, lo cual incrementa las posibilidades de que estos se produzcan.



Figura 9 - Impacto lateral real

Existen tres tipos de accidentes que se dan con más frecuencia, los cuales ocurren prácticamente en el 96% de los casos. Estos casos son los impactos frontales, puramente laterales y oblicuo frontales (o fronto-lateral frontales) con un 48%, 24% y 24% de frecuencia respectivamente. Con lo que quiere decir que en un 48% de los accidentes se ve implicado el vehículo de forma lateral.

En la **Figura 10** y en la **Tabla 6** se puede ver el porcentaje de las zonas del vehículo que se suelen ver implicadas en los accidentes:

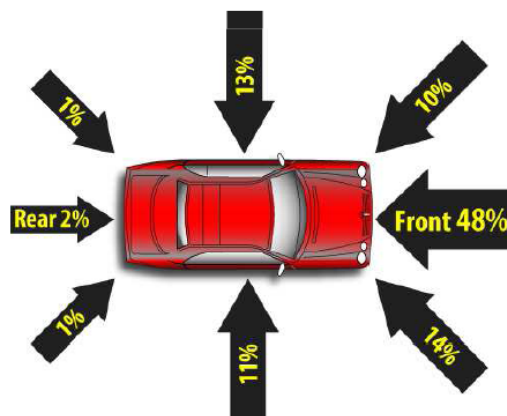


Figura 10 - Porcentaje de las zonas de un vehículo implicadas en un accidente [2]

ACCIDENTES EN VEHICULOS	
ZONA AFECTADA	FRECUENCIA
Frontal	48%
Lateral izquierdo	13%
Lateral derecho	11%
Trasera	2%
Oblicuo frontal izquierdo	10%
Oblicuo frontal derecho	14%
Oblicuo trasero izquierdo	1%
Oblicuo trasero derecho	1%

Tabla 6 - Porcentaje de las zonas de un vehículo implicadas en un accidente [2]

Otro dato importante a la hora de analizar los accidentes, aparte de su frecuencia, es la cantidad de víctimas que se producen en los respectivos casos. Como se puede ver en la **Tabla 7**, referente a los accidentes con víctimas en España en 2010 [4], el mayor porcentaje de muertes en accidentes con víctimas se producen en los accidentes frontales.

Por otro lado, también se pudo observar que tanto el mayor número de víctimas mortales como de heridos, que se producen en accidentes en los que interviene algún componente lateral del vehículo.

ACCIDENTES CON VICTIMAS EN ESPAÑA (2010)						
TIPO DE ACCIDENTE	Accidentes con víctimas			Víctimas		
	Total	Mortales	% Mortales	Muertos	Heridos graves	Heridos leves
Frontal	3069	267	8,70	350	1186	4579
Fronto-lateral	17317	276	1,59	358	2228	23093
Lateral	6937	46	0,66	70	594	8527
Por alcance	15074	96	0,64	124	917	21758
Múltiple o en caravana	5062	72	1,42	103	444	9840

Tabla 7 - Valores de accidentes con víctimas en España en 2010 [4]

Como se puede ver en los datos anteriormente mostrados, los impactos en los que interviene algún componente lateral en el vehículo son de suma importancia. Esto es debido principalmente, el alto porcentaje de casos en los que se dan el cual ronda el 50% y al gran número de víctimas, tanto mortales como heridos, que se producen en estos.

4.1. Problemática asociada al impacto lateral

Como se ha comentado anteriormente, los impactos laterales son los que tiene asociados una mayor cantidad de heridos y muertos. Esto es principalmente debido a las características geométricas de los vehículos, las cuales complican el desarrollo o mejora de los sistemas de seguridad frente al impacto lateral.

Esta problemática con la mejora de la seguridad en caso de impacto lateral se basa principalmente en tres aspectos:

- El habitáculo no dispone de ninguna estructura independiente para la absorción de energía como ocurre en el caso de impacto frontal con los largueros del vehículo y el motor. Esto hace que en los impactos laterales se produzca una deformación en el habitáculo.

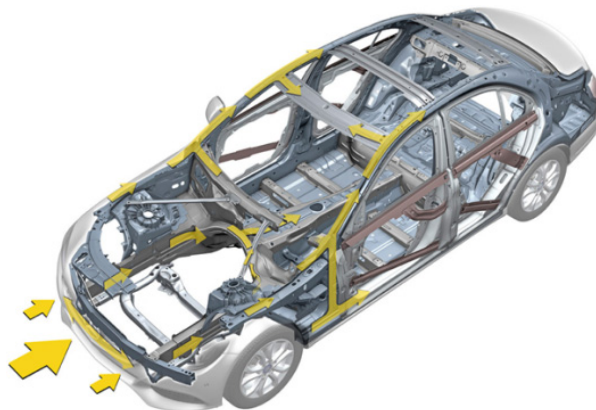


Figura 11 - Reparto esfuerzos en un impacto frontal

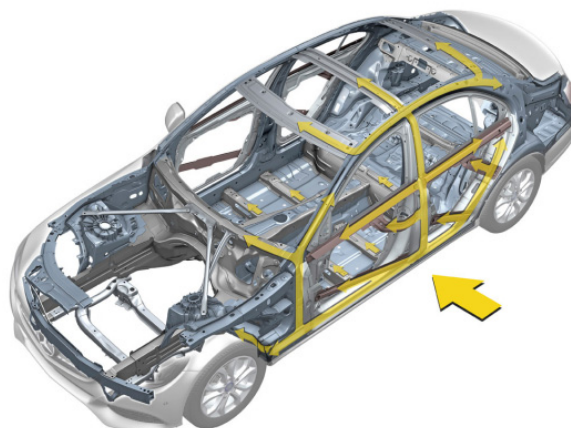


Figura 12 - Reparto esfuerzos en un impacto lateral

TRABAJO FIN DE MÁSTER

- Se dispone de poco espacio entre el ocupante y la carrocería para poder disipar la energía del impacto



Figura 13 - Ensayo contra poste

- Se dispone de menos tiempo para activar los sistemas de retención y airbags.



Figura 14 – Inflado airbag lateral

A continuación, se puede ver una comparativa entre los tiempos de inflado requeridos para los airbags en un impacto frontal y un impacto lateral. Siendo en este último caso mucho menores.

<i>Impacto frontal 50 km/h</i>	<i>Impacto lateral 50 km/h</i>
↓	↓
<i>Contacto conductor = 50 ms</i>	<i>Contacto conductor = 20 ms</i>
↓	↓
<i>Inflado del airbag = 25 ms</i>	<i>Inflado del airbag = 10 ms</i>

4.2. Tipos de impactos laterales

Hay dos tipos principales de impactos laterales que se pueden dar con un vehículo, el impacto contra otro vehículo y el impacto contra poste. Estos dos casos se diferencian principalmente en el objeto sobre el que se produce la colisión del vehículo.

4.2.1. Impacto de vehículo contra vehículo

En este tipo de impactos la colisión lateral la colisión se produce entre dos vehículos.

Sus principales características son:

- El vehículo impactor ejerce una fuerza sobre el lateral del vehículo impactado, la cual que tiende a desplazar lateralmente y a deformar al vehículo impactado. A continuación, en la **Figura 15** se puede ver como sería el impacto y en la **Figura 16** las deformaciones que producen estos accidentes en el vehículo impactado:



Figura 15 – Ensayo de impacto lateral entre vehículos



Figura 16 – Daños producidos en el vehículo impactado

TRABAJO FIN DE MÁSTER

- Este tipo de accidentes es habitual en intersecciones.
- La velocidad lateral (eje transversal) inicial del vehículo impactado suele ser nula, mientras que longitudinalmente puede estar parado o en movimiento. En las **Figuras 17 y 18**, se pueden ver las posibles velocidades de ambos vehículos empatados en el instante inicial y final respectivamente.

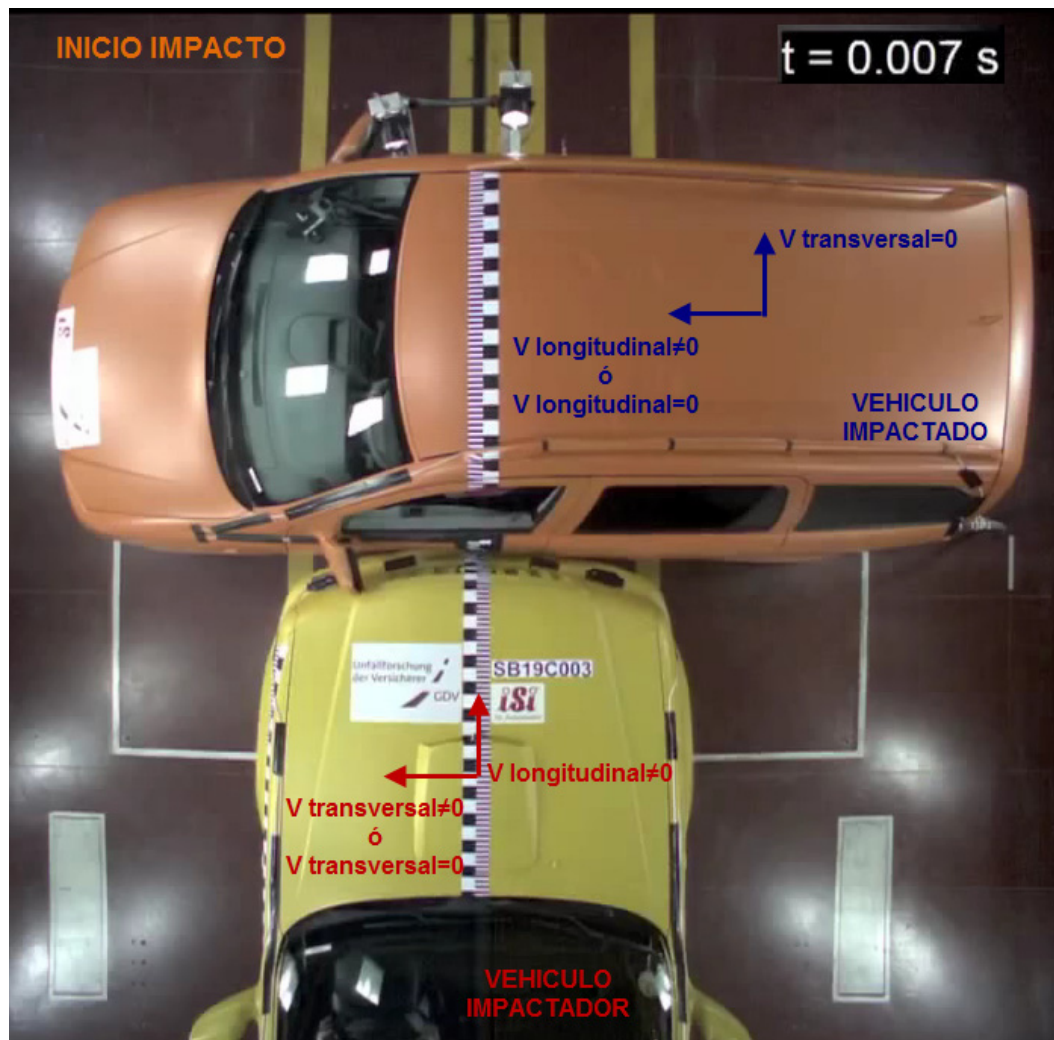


Figura 17 – instante inicial del impacto lateral entre vehículos

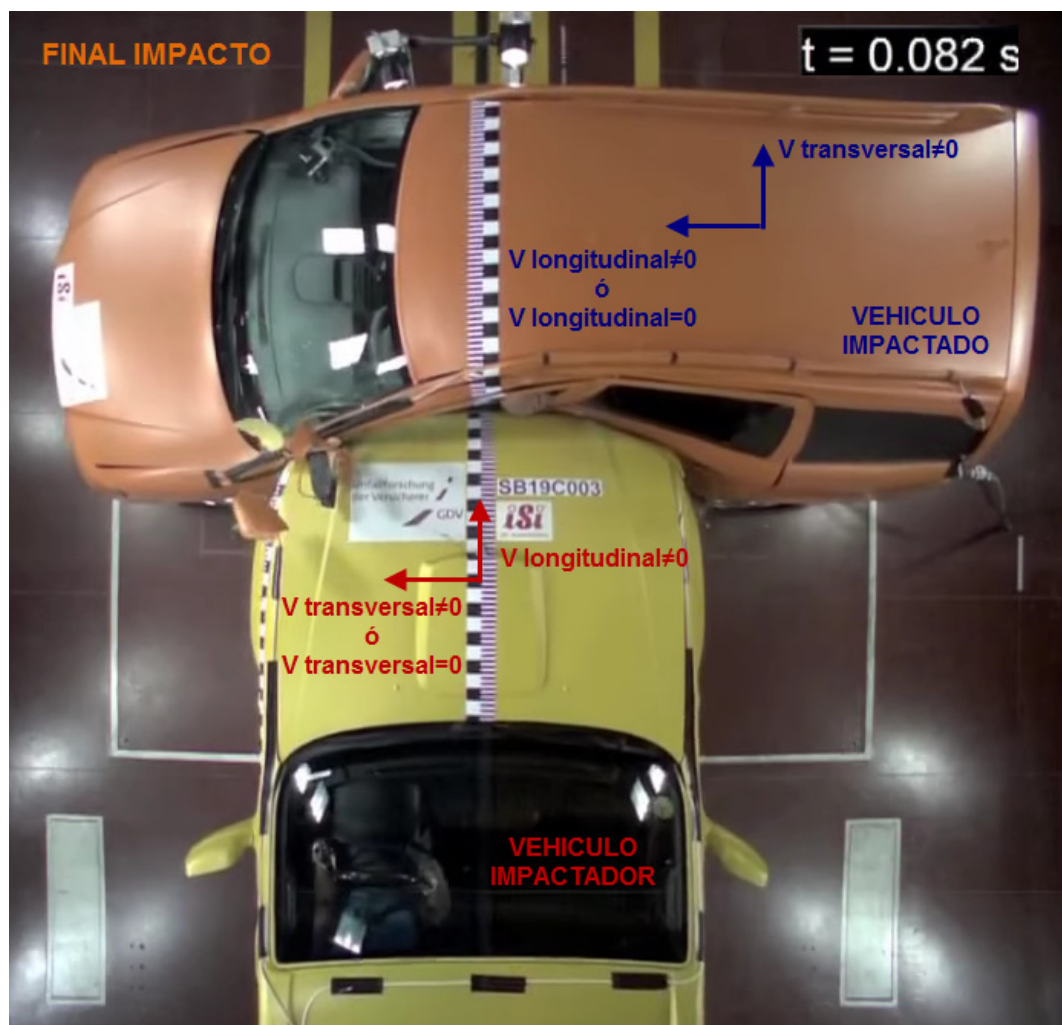


Figura 18 - instante final del impacto lateral entre vehículos

4.2.2. Impacto de vehículo contra poste

En este otro tipo de impactos, la colisión lateral la colisión se produce entre un vehículo y un elemento fijo.

Sus principales características son:

- El vehículo impacta lateralmente contra el elemento fijo, este impacto afecta a un área muy pequeña del vehículo debido al poco perímetro exterior del elemento fijo. Esto produce unas deformaciones muy elevadas en el automóvil a consecuencia de la pequeña área de la superficie de este que se ve afectada. Por lo tanto, hay muy poca superficie exterior del vehículo que disipa energía.



Figura 19 – Accidente contra poste fijo

- Este tipo de accidentes se suele dar debido al derrape lateral de un automóvil que choca contra un poste, árbol, etc.
- Este tipo de accidentes son poco frecuentes, pero muy agresivos.

4.3. Ensayos de impacto lateral en vehículos

Como se ha comentado en el **Apartado 3**, en busca de la mejora de la seguridad en vehículos, estos son sometidos a ensayos. En el caso de colisión lateral existes dos tipologías de ensayos principales en la cuales se recrean los casos más comunes de impacto lateral: impacto de vehículo contra vehículo e impacto de vehículo contra poste.

4.3.1. Ensayo de impacto lateral de vehículo contra vehículo

En este tipo de ensayo, también denominados crash test o crash, se pretende simular la colisión de lateral entre dos vehículos la cual se ha descrito en el **Apartado 4.2.1** y así analizar el comportamiento del automóvil en este tipo de accidentes.

Más concretamente, el ensayo consiste en lanzar un carro con una barrera deformable en su frontal contra el lateral del vehículo a ensayar, el cual permanece inmóvil. Esta barrera deformable simula la rigidez del frontal del vehículo, cuyos valores de rigidez se encuentran definidos en la normativa en la que se basa el crash o el ensayo. También, en función de la normativa viene determinada tanto la velocidad como el ángulo con el que es lanzada la barrera contra el vehículo.



Figura 20 – Ensayo de impacto lateral

TRABAJO FIN DE MÁSTER

Principalmente existen dos normativas que definen los dos tipos de ensayos existentes en el caso de colisión lateral entre vehículos:

- **Side impact standard (FMVSS 214):** Esta normativa se aplica para la auto certificación en la en USA. En este caso la barrera tiene un peso de 1368 kg y se lanzada a una velocidad de 54 km/h con un ángulo de 27° contra el vehículo inmóvil.
- **Side impact standard (ECE R95) [5]:** Esta normativa es la que se aplica en la Directiva Del Parlamento Europeo 97/26/CE de colisión lateral. En este caso la barrera tiene un peso de 950 kg e impacta sobre el automóvil inmóvil con una velocidad de 50 km/h y un ángulo de 90°. Puesto que esta directiva es en la que se basa el presente Trabajo Fin de Máster, se encuentra descrita con más detalle en el **Aparatado 5**.

En la **Figura 21** se puede ver una comparativa entre ambas normativas:

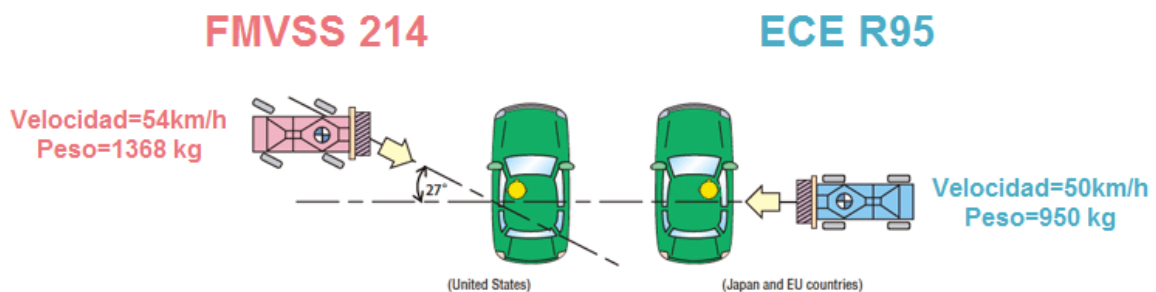


Figura 21 – Normativas ensayos de colisión lateral

4.3.2. Ensayo de impacto lateral de vehículo contra poste

En este otro tipo de ensayo se simula la colisión lateral entre un vehículo y un poste fijo, como se ha descrito en el **Apartado 4.2.2**. Los cuales permiten analizar los daños en el automóvil en este tipo de accidentes.

El principal ensayo de este tipo, es el que realiza EURONCAP de Impacto lateral contra poste. El crash consiste en propulsar lateralmente el vehículo a ensayar con una velocidad de 29 km/h contra un poste rígido de 254 mm de diámetro, el cual permanece inmóvil.

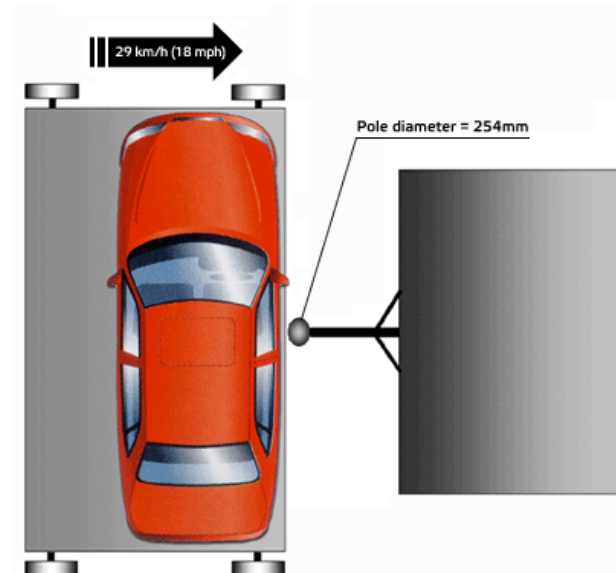


Figura 22 – Ensayo Eroncap de impacto lateral contra poste

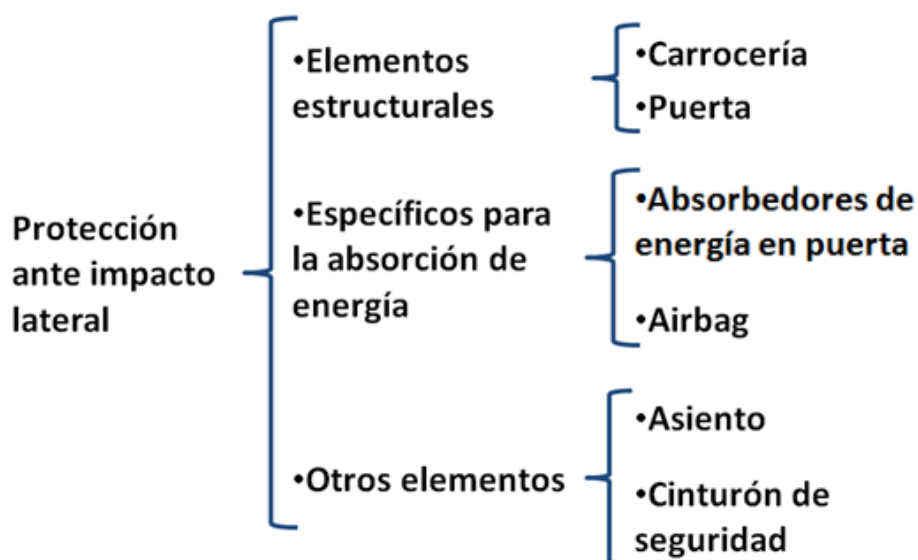
Al tener el poste utilizado un perímetro exterior relativamente pequeño debido a su diámetro, esto produce una gran penetración en el habitáculo tras el impacto. Esto es consecuencia de la pequeña cantidad de superficie del vehículo que disipa energía en el choque.



Figura 23 - Ensayo real de impacto lateral contra poste

4.4. Elementos de protección ante un impacto lateral

A pesar de la problemática comentada en el **Apartado 4.1** de los impactos laterales, en la actualidad existen diferentes elementos de protección. La mayoría de estos se han desarrollado y testado en los diferentes ensayos, en el siguiente esquema [2] se pueden ver los principales elementos de protección lateral:



4.4.1. Elementos estructurales

Los elementos estructurales son los componentes más importantes a la hora de determinar el comportamiento del vehículo en los impactos. Estos se encargan de absorber la mayor parte de la energía de los choques mediante su deformación y de esta forma intentando mantener el espacio del habitáculo interior del vehículo. En la **Figura 24** se pueden ver los elementos estructurales del chasis de un coche.

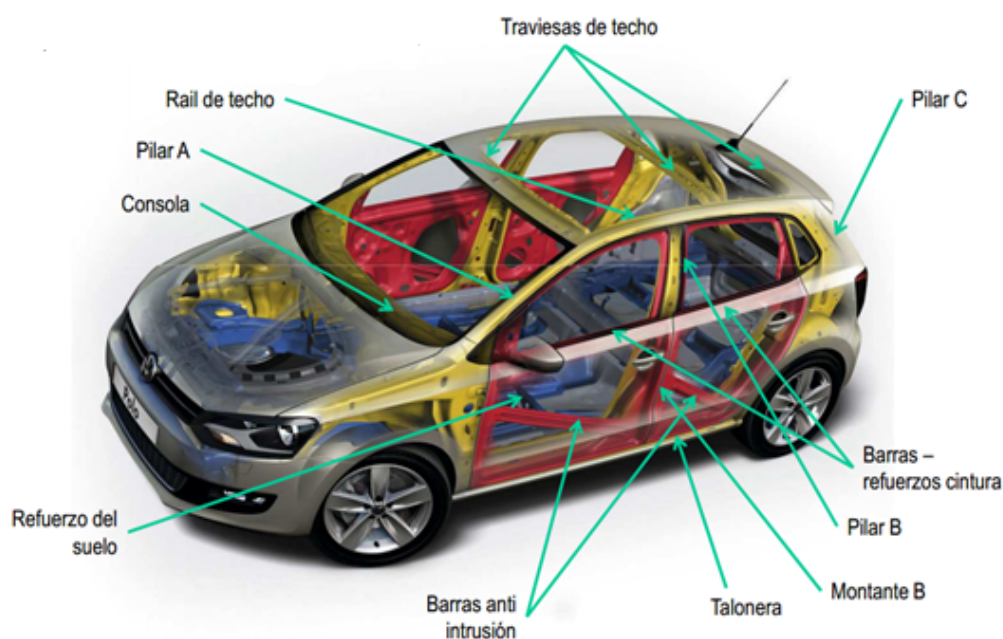


Figura 24 – Principales elementos estructurales del chasis de un automóvil [2]

Para el caso del impacto lateral como cabría esperar, la estructura lateral del vehículo es el elemento más importante. En función de cuál de los dos tipos de impacto lateral se produzca, existe un elemento básico de la estructura lateral, el cual determina en gran medida el comportamiento del automóvil. Estos son el pilar B para el impacto lateral contra vehículo y la puerta para el impacto lateral contra poste.

Pilar B

El pilar B es uno de los principales elementos estructurales que forma parte del chasis del vehículo, el cual se encarga de unir el techo con el suelo del vehículo. Este elemento como se ve en la **Figura 25**, se encuentra en el lateral del chasis más concretamente en su parte media. Además, va unido al raíl del techo y a la talonera del suelo.

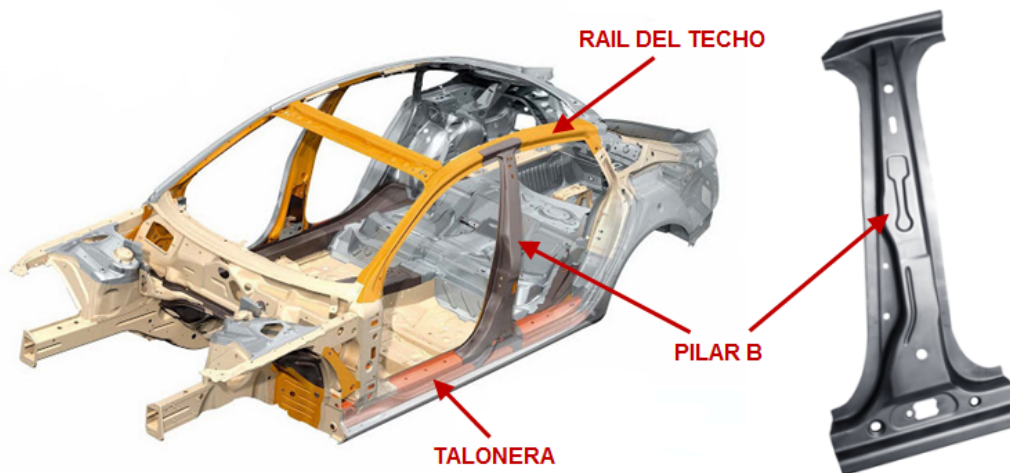


Figura 25 - Localización pilar B en el chasis de un automóvil

Este elemento, es el más importante en los impactos laterales de vehículo contra vehículo. Esto es debido a que es la parte de este que soporta el primer impacto en el choque. Por lo cual, absorbe una mayor cantidad de energía que el resto de elementos. También, se encarga de transmitir las fuerzas del choque a lo largo de toda la estructura lateral como se ve en la **Figura 26**.

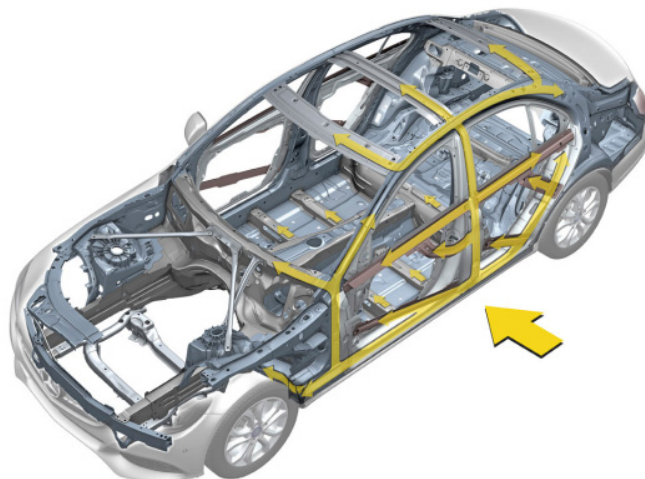


Figura 26 - Transmisión de fuerzas en un impacto lateral

TRABAJO FIN DE MÁSTER

Otra característica en la que es fundamental el pilar B en este tipo de impactos, es el tamaño del habitáculo que quedara después del accidente. Este, va a quedar principalmente determinado tanto por las deformaciones que se produzcan del pilar B como por las deformaciones que se produzcan en sus elementos colindantes.

Estas razones, hacen que sean muy importantes las características del pilar B en materia de seguridad para impactos laterales. Puesto que en función de las características tanto geométricas como el material del cual está hecho el pilar B, van a quedar determinado el comportamiento del chasis en el impacto lateral. Por esta razón, se ha decidido en el presente Trabajo Fin de Máster realizar una optimización del pilar B mediante una simulación numérica que recrea el ensayo de choque lateral entre vehículos.

Puerta

En función del tipo de vehículo podemos encontrar dos o una única puerta en cada uno de los laterales del vehículo. Las cuales se encuentran entre los pilares A y B o B y C.



Figura 27-Vehículo con una única puerta lateral



Figura 28-Vehículo con dos puertas laterales

Este elemento se encuentra formado en su exterior por una piel la cual tiene básicamente una función estética. Otras partes de la puerta más importante en términos de seguridad son el armazón, el refuerzo superior y las barras anti-intrusión. Estas últimas tiene un papel muy importante en los coques laterales contra poste debido a que sin estos no habría ningún elemento estructural

TRABAJO FIN DE MÁSTER

importante en la zona entre pilares que impidiera la intrusión en el habitáculo. Todos estos elementos se pueden ver en las **Figuras 29 y 30**.



Figura 29 - Partes exteriores de una puerta [2]

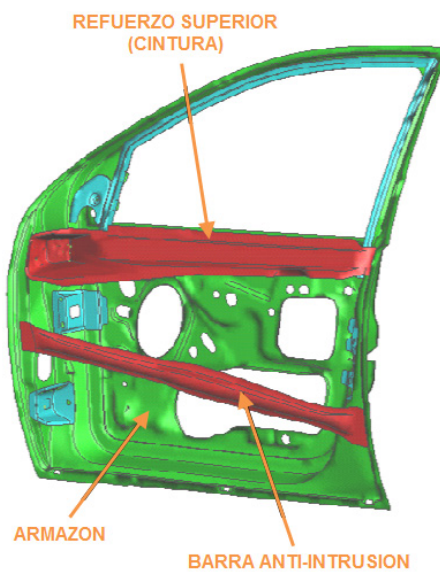


Figura 30 - Partes interiores de una puerta [2]

4.4.2. Elementos específicos para la absorción de energía

Son elementos no estructurales, que se encargan de absorber parte de la energía del impacto para minimizar los daños en los ocupantes. Estos elementos son independientes y se encuentran colocados en sitios estratégicos para maximizar su uso. Los dos tipos principales son los absorbedores de energía en puertas y airbags de impacto lateral.

Absorbedores de energía en puertas

Algunas de sus principales características son:

- Se encuentran situados bajo el panel de puerta.

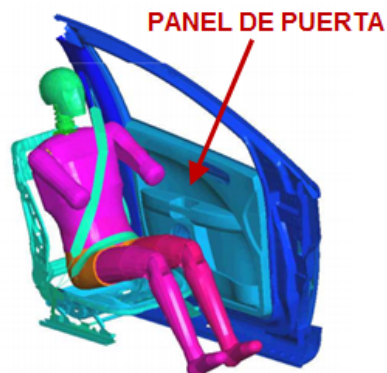


Figura 31 - Localización absorbedores de energía [2]

- Están destinados a absorber energía en zonas potencialmente agresivas para el ocupante.
- Pueden ser elementos espumados o plásticos.

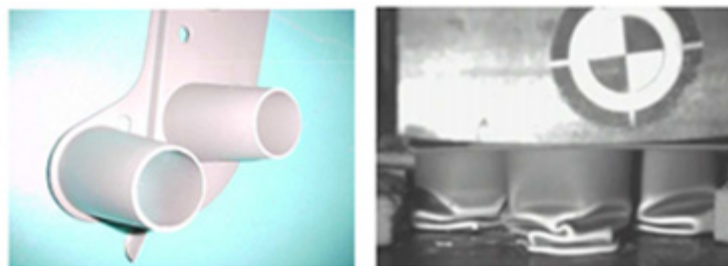


Figura 32 - Tipos de absorbedores de energía [2]

Airbags de impacto lateral

Alguna de las principales características son:

- Protegen diferentes zonas de los ocupantes: Pelvis, tórax Y cabeza.

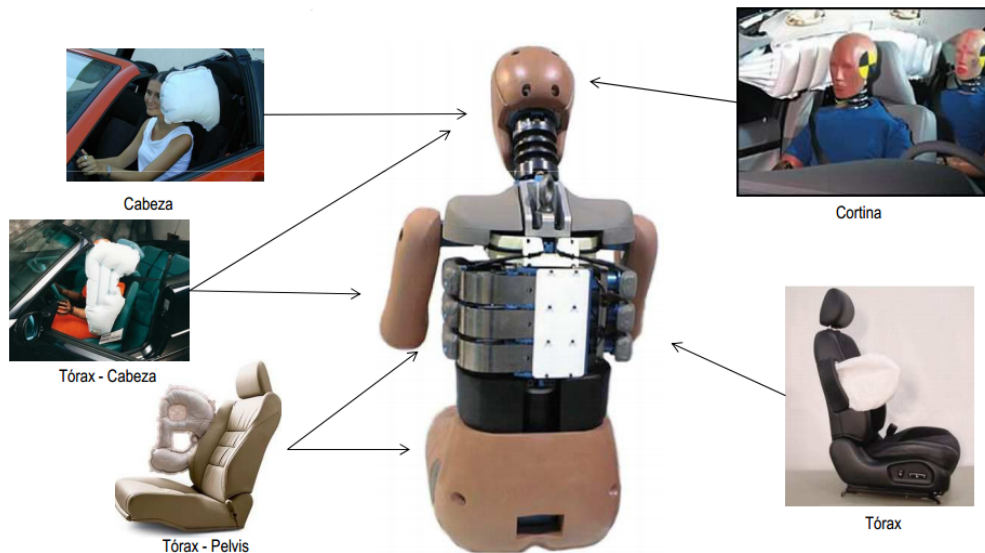


Figura 33 - Tipos de airbags [2]

- Se encuentran posicionados en diferentes localizaciones: Raíl de techo, asiento, puerta,...



Figura 34 - Localización airbags [2]

- Pueden trabajar solos o en combinación con otros airbags.

- Características en función de la protección:
 1. Protección ante impacto lateral: Requiere un despliegue muy rápido.



Figura 35 - Airbag de tórax en asiento [2]

2. Protección ante vuelco: Requiere mantener la presión durante un tiempo largo (segundos).



Figura 36 - Airbag lateral de cortina [2]

4.4.3. Otros elementos

Estos elementos principalmente se encargan de mantener al ocupante en la posición mas adecuada durante el impacto, evitando que se entre las zonas de mayor riesgo.

Cinturon de seguridad

Sus principales características son:

- El cinturón de seguridad evita movimientos no deseados del ocupante posterior al impacto.

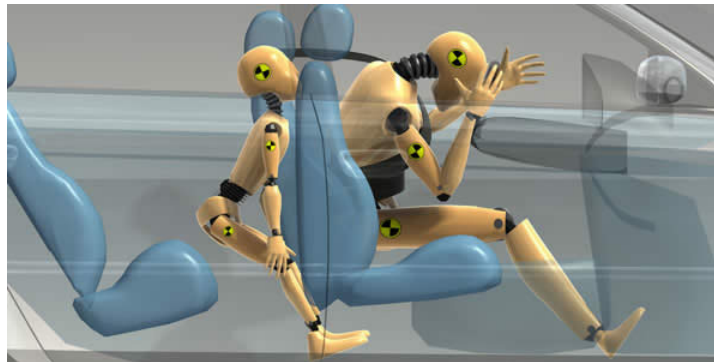


Figura 37 - Sujeción del cinturón de seguridad [2]

- Los pretensores del cinturón de seguridad pueden aumentar la presión del ocupante sobre el asiento, facilitando el movimiento como un conjunto.



Figura 38 - Presión ejercida por los pretensores

Asiento

Las principales características son:

- La estructura del asiento está normalmente limitada por las zonas laterales y central de la carrocería.



Figura 39 - Asiento ergonómico

- El asiento debe mantener en lo posible su integridad estructural.
- Mediante tecnología pre-crash podrían alejarse los asientos de los ocupantes de la zona impactada.

5. Directiva 96/27/CE Sobre protección de los ocupantes de los vehículos de motor en caso de colisión lateral

Como se ha comentado en el **Apartado 2**, la directiva 96/27/CE [6] es en la que se basa el presente trabajo fin de máster. La cual, se encarga de regular el ensayo y los niveles mínimos exigidos en un impacto lateral para que los vehículos puedan obtener su respectiva homologación

Más concretamente la directiva, la cual está basada en la norma ECE R95 [5], describe como realizar el ensayo de impacto lateral y que parámetros hay que superar para homologar un vehículo. Esta determina que el impacto se realizara con el coche inmóvil, el cual es impactado por una barrera de 950 kg a unos 50 km/h con un ángulo de 90°.

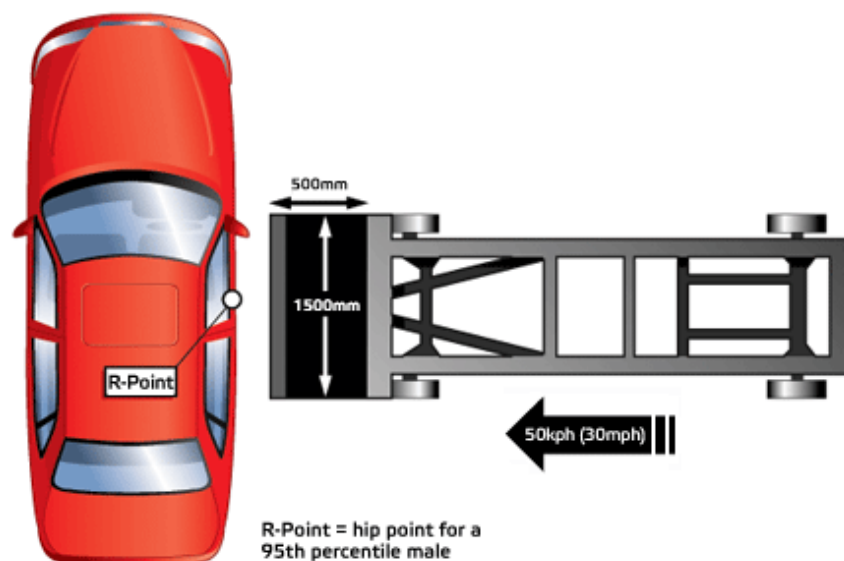


Figura 40 - Impacto lateral según la normal ECE R95



TRABAJO FIN DE MÁSTER

A continuación se va a realizar un breve resumen de los puntos más importantes de la directiva, la cual se encuentra redactada al completo en el **Anexo B**.

- 1) Los vehículos de categorías M1 y N1 tendrán que cumplir los requisitos de la normativa para poder obtener su homologación y de esta forma ser comercializados.
- 2) El vehículo a ensayar será representativo de la producción en serie el cual incluirá todo el equipamiento normal y estará en condiciones de funcionamiento normales.
- 3) El ensayo consiste en el impacto de una barrera deformable a una velocidad de 50 km/h contra el lateral del automóvil a ensayar, el cual permanece inmóvil.
- 4) La directiva especifica la posición específica que tiene que tener la barrera deformable y el vehículo en el impacto.
- 5) El vehículo tiene que cumplir unas características de preparación como por ejemplo: las ventanillas tiene que estar subidas, las puertas cerradas pero no con llave, etc.
- 6) En el asiento delantero del lado del impacto ira colocado un maniquí el cual debe cumplir los requisitos especificados por la normativa.
- 7) Los datos de comportamiento que debe cumplir el vehículo para su homologación serán medidos mediante el maniquí. La forma de obtener y comprobar estos datos se encuentran descritos en la normativa.
- 8) Directiva especifica las características geométricas e inerciales que debe cumplir la barrera.

9) En la parte delantera de la barrera habrá un impactador. El cual tiene que cumplir unos requisitos geométricos, de material y de rigidez especificados por la directiva.

10) Los criterios de rigidez del impactador serán comprobados mediante un ensayo. El cual se encuentra descrito en la normativa.

Como se puede ver, el ensayo es un proceso de una elevada complejidad. Por lo tanto para su simulación mediante elementos finitos se ha decidido seguir unos criterios principales de la normativa pero no en su totalidad. Estos criterios se van a ir explicando a lo largo de la memoria de este trabajo en los puntos donde estos han sido utilizados.

6. Modelo del vehículo

En la realización de este proyecto se ha utilizado un modelo de elementos finitos de un coche americano, el Geo Metro de 3 puertas. Este modelo, el cual ya se ha empleado en otros proyectos, ha sido facilitado por el departamento de transportes.

Este vehículo es un modelo compacto de bajo coste, el cual se encuentra dentro de la clasificación M1 con lo cual su homologación viene determinada en la directiva 97/26/CE.

El Geo Metro, **Figura 41**, es un automóvil que surge en de la colaboración entre General Motor (propietaria de Geo) y Suzuki. Este modelo, fue comercializado entre 1989 y 2001 bajo los nombres de Geo Metro, Chevrolet Metro y Suzuki Cultos. A lo largo de todo este periodo el vehículo sufrió unas pequeñas mejoras pero las características principales fueron las mismas en todas sus versiones.



Figura 41 - Geo Metro

Las principales características del modelo del Geo Metro de 3 puertas se encuentran definidas en la **Tabla 8** [7].

ESPECIFICACIONES TÉCNICAS	
Altura total	1389 mm
Altura al suelo entre ejes	160 mm
Longitud total	3795 mm
Distancia entre ejes (Batalla)	2365 mm
Ancho vía delantero	1384 mm
Ancho de vía trasero	1359 mm
Peso	831 kg

Tabla 8 - Especificaciones técnicas del Geo Metro

6.1. Características iniciales del modelo de elementos finitos

Como se ha comentado antes, el modelo de elementos finitos ha sido facilitado en un archivo del software comercial Patran, este programa es el empleado para el pre proceso como esta explicado en el **Anexo F**, por el departamento de transportes. Este modelo, es una versión simplificada del modelo original el cual, se encuentra desarrollado en el software LS-Dyna.

TRABAJO FIN DE MÁSTER

Esta simplificación ha afectado tanto a la geometría de la malla como a la densidad de esta. A continuación en las **Figuras 42, 43** y en la **Tabla 9**, se puede ver una comparativa de ambos modelos. En esta comparativa, se puede observar que la simplificación en el número de elementos es prácticamente de un 90%:

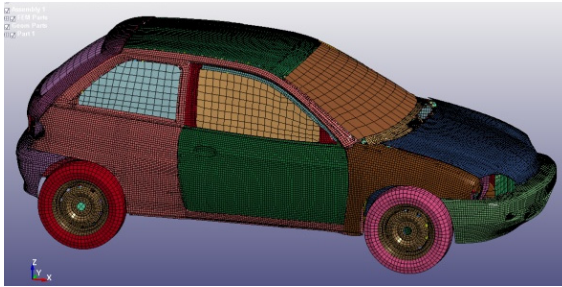


Figura 42 – Modelo de Ls-Dyna

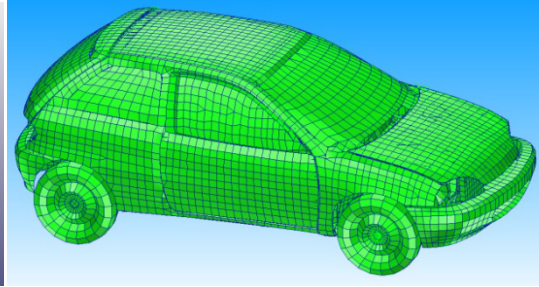


Figura 43 – Modelo inicial de Patran

MODELOS		
	LS-Dyna	PATRAN
Numero nodos	200348	22463
Numero elementos	193275	17105

Tabla 9 - Características de los modelos de elementos finitos del vehículo

6.1.1. Tipos de elementos

El modelo de Patran se encuentra modernizado con diferentes tipos de elementos:

Elementos Shell (superficie)

Son elementos 2D. Es tipo de elemento predominante en el modelo. Este tipo de elementos se han utilizado para modernizar de forma independiente cada una de las diferentes chapas tanto del chasis como de la carrocería que forman el vehículo.

Se han empleado dos tipos de elementos Shell [8], elementos R3S los cuales están formados por 3 nodos y los R4S formados por 4 nodos. En la **Figura 44** se ve todos los tipos de elementos Shell que forman el vehículo.

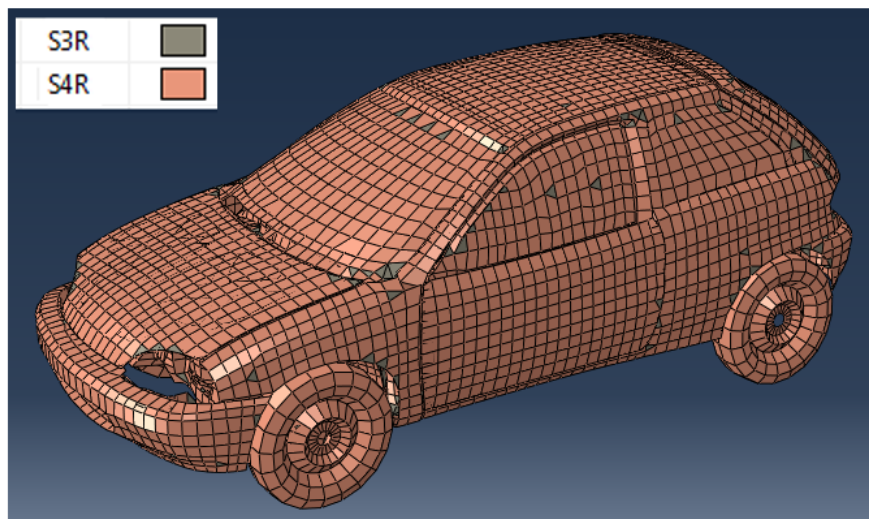


Figura 44 - Elementos Shell en el modelo inicial

Elementos sólidos

Son elementos 3D. Este tipo de elemento se ha utilizado para la modelización únicamente de los frenos de disco, pinzas de freno, bloque motor y el radiador. Todos estos elementos han sido modelizados como elementos independientes.

El tipo de elemento solido utilizado es C3D8R [8], el cual se encuentra formado por 8 nodos y 6 caras.

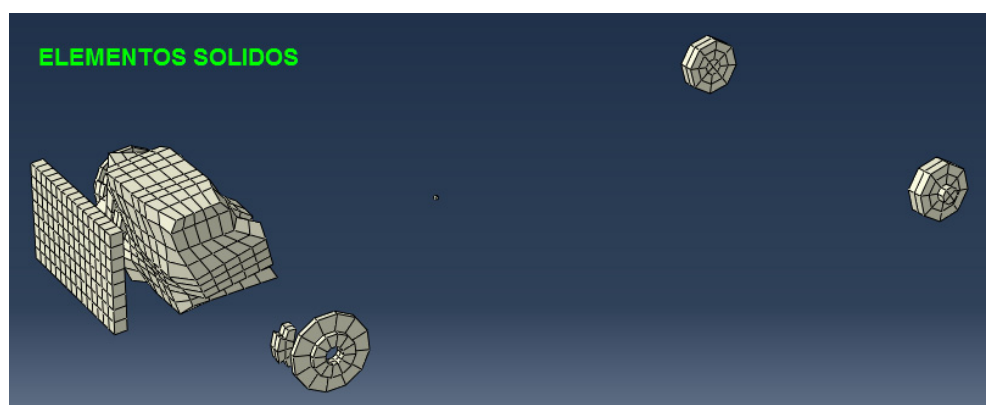


Figura 45 - Elementos sólidos en el modelo inicial

Elementos Beam (Viga)

Son elementos 1D [8]. Este tipo de elementos se ha utilizado para unir diferentes componentes de la suspensión del vehículo. El tipo de elementos usado es B31, el cual está formado únicamente por 2 nodos.

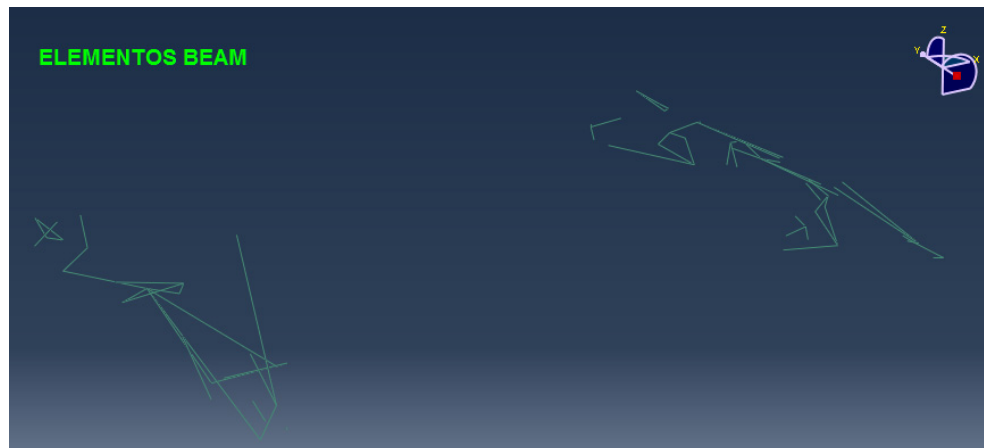


Figura 46 - Elementos Beam en el modelo inicial

Elementos conectores

Son elementos 1D. Los tipos utilizados son Springa[8] y Daspota[8], los cuales simulan el comportamiento de un muelle y un amortiguador respectivamente. Estos elementos están formados por 2 nodos y se han utilizado para modernizar el muelle y el amortiguador de la suspensión del vehículo.



Figura 47 - Elementos conectores en el modelo inicial

Elementos masa

Son elementos 1D formados por un único nodo [8]. Estos elementos no tienen ningún comportamiento estructural, solo añaden una determinada masa al nodo que lo forma.

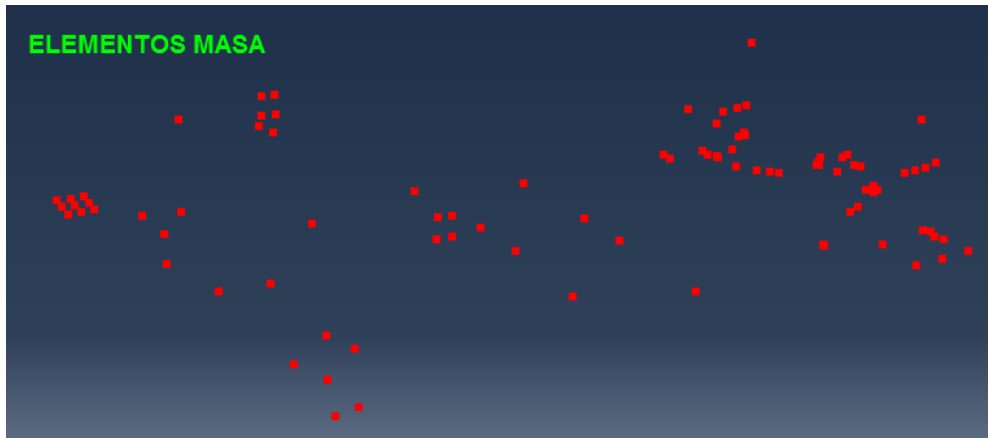


Figura 48 - Elementos masa en el modelo inicial

Como se ha comentado en la descripción del tipo de elementos, las partes del vehículo que se han modelizado como Shell y sólidos son piezas independientes. Es decir, el mallado de cada una de estas no tiene ningún nodo en común con lo cual las piezas no se encuentran unidas entre ellas simulando una soldadura.

Elementos de unión

El tipo de unión que se ha utilizado para unir las partes en el modelo son elementos Join [8]. Son elemento 1D formados por dos nodos, en uno de los nodos se encuentra impedido tanto lo giros como las translaciones mientras que en el otro nodo están impedidas las translaciones pero se permiten los giros. Es decir este nodo se comporta como si fuera una rotula mientras que el otro está fijo. Otra característica de esta unión es que el elemento Join no se deforma con lo que la distancia entre ambos nodos permanece siempre constante.

TRABAJO FIN DE MÁSTER

Esta unión permite transferir fuerzas entre los nodos que se encuentran unidos, esto es debido a que se encuentra impedida la translación de estos. Por otro lado, el hecho que este permitido el giro hace que no se transmitan momentos entre ambos nodos. En la **Figura 49**, se puede ver la ecuación de descomposición vector fuerza en los ejes locales de la rótula.

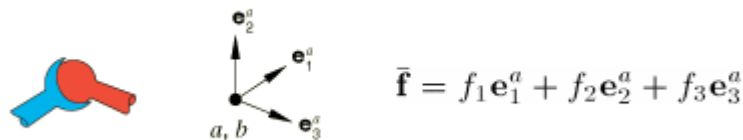


Figura 49 – Elemento Join

En las **Figuras 50 y 51**, se puede ver el comportamiento de estos elementos. El nodo con el origen de coordenadas local es el nodo fijo del elemento Join, mientras que el nodo del otro extremo es el nodo articulado. En este caso al tener dos elementos Join colocados de una forma simétrica y al permanecer constante la longitud de estos, solo se permite el giro alrededor del eje Z. Esto es debido a que, aunque los giros en X e Y también están permitidos en cada uno de los nodos articulados, estos ven restringidos por la indeformabilidad de los elementos.

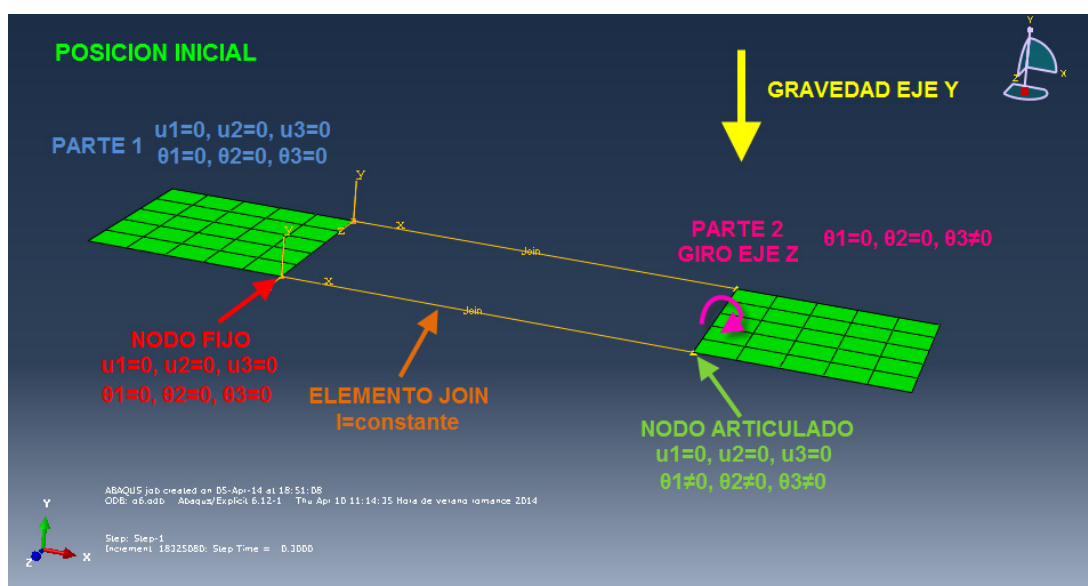


Figura 50- Posición inicial de la explicación de los elementos Join

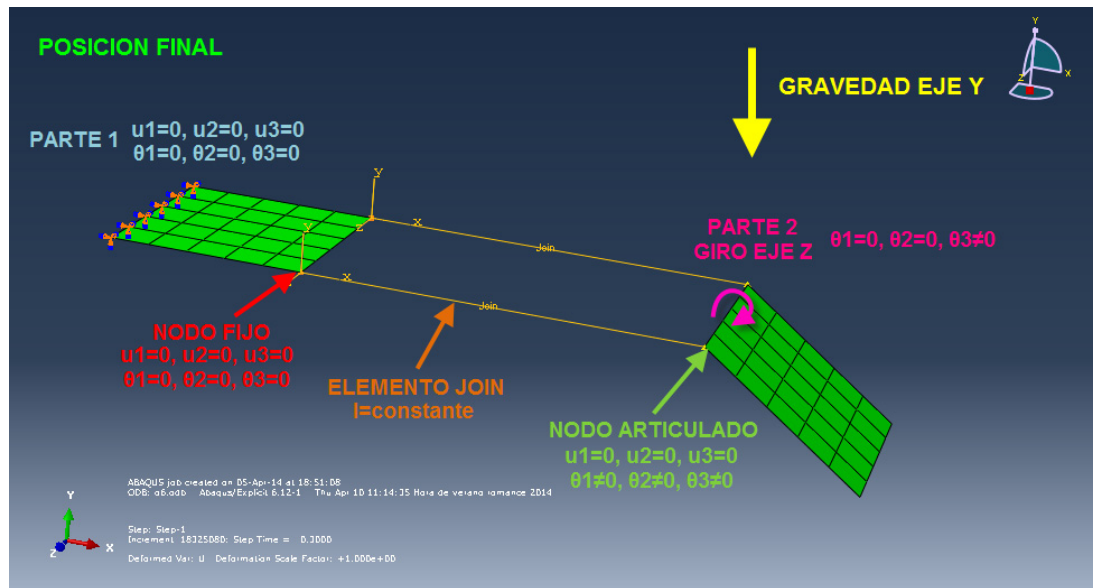


Figura 51- Posición final de la explicación de los elementos Join

Para unir las diferentes mallas de las piezas del coche crearon una gran cantidad de elementos Join entre los nodos de las dos piezas a unir. Esto hace que al tener muchos elementos rotula sea prácticamente nulo el giro entre ambas piezas. Como se ha visto en el ejemplo anterior, al aumentar el número de rotulas y al estar impedida la modificación de su longitud de estas, se va aumentando la restricción de los movimientos de las piezas unidas.

Las rotulas se encuentran colocadas aproximadamente entre los nodos donde irían en la realidad los puntos de soldadura o los remaches que unirían las diferentes chapas del vehículo. De esta forma, se consigue una aproximación al comportamiento real de estas uniones puesto que estas permiten transmitir fuerzas entre nodos y ciertos grados mínimos de libertad al tener una gran cantidad de estas.

TRABAJO FIN DE MÁSTER

En la **Figura 52** podemos ver la cantidad de elementos Join que forman la unión entre las diferentes piezas del maletero:

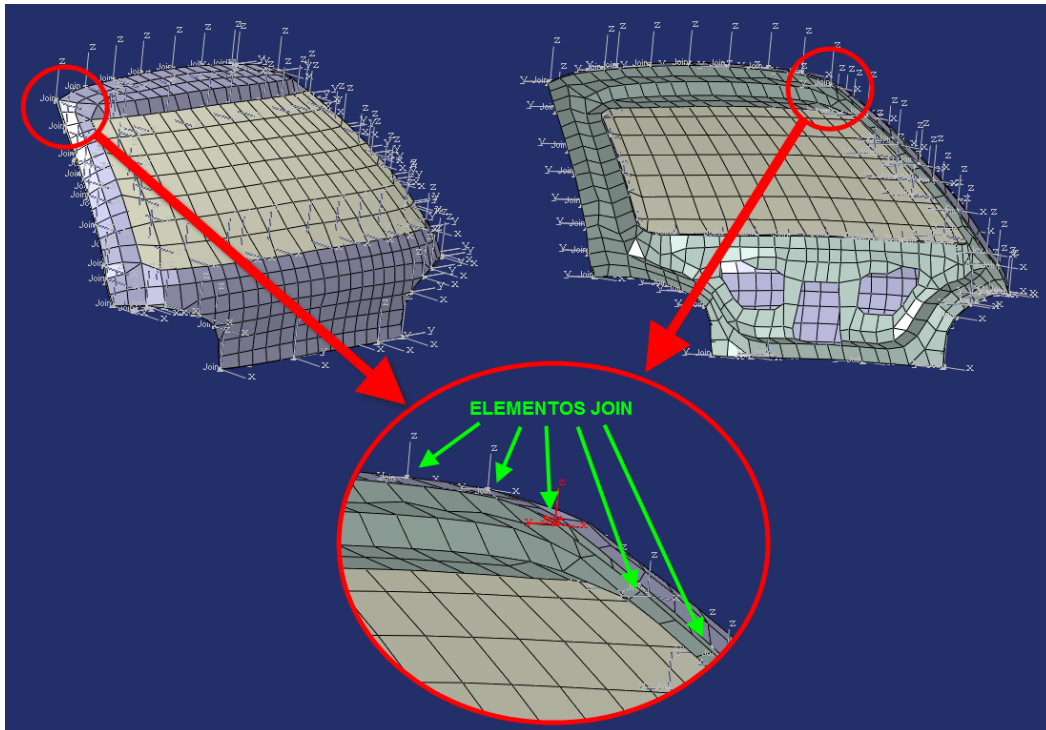


Figura 52 - Elementos Join entre las partes que componen el maletero

6.1.2. Propiedades aplicadas inicialmente

Otra característica definida en este modelo es la presión interior aplicada los neumáticos, esta garantiza un comportamiento más real de estos componentes. Esta presión tiene un valor de 200000 pascales lo que equivalen a 2 bares.

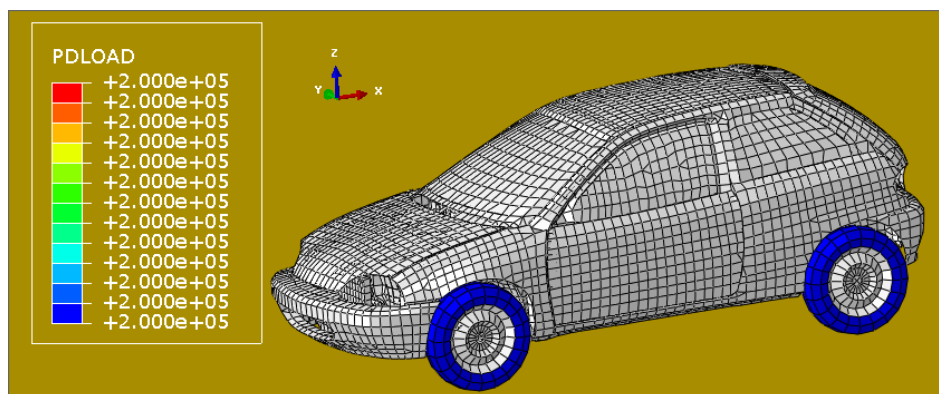


Figura 53 - Presión aplicada en neumáticos

TRABAJO FIN DE MÁSTER

Por último, las últimas características que estaban definidas en el modelo inicial eran las propiedades de los materiales utilizados para cada una de las partes del vehículo.

Las principales características de cada uno de estos materiales son:

- **ACERO:** Este material, se emplearon para todas la partes de chapa que forma tanto la carrocería como el chasis de vehículo, cuyas propiedades se asemejan a las de un acero.

Estas pueden ver en la siguiente **Tabla 10**:

ACERO	
Densidad (ρ)	7890 kg/m ³
Modulo elástico (E)	210000 Mpa
Poisson (ν)	0,3
Limite elástico (Re)	250 Mpa
Tensión de rotura (Rm)	600 Mpa
Alargamiento a la rotura (A)	40%

Tabla 10- Propiedades iniciales del Acero

- **CRISTAL:** Este material, se emplearon para todos los cristales del vehículo, cuyas propiedades se asemejan a las de un cristal.

Estas propiedades pueden ver en la **Tabla 11**:

CRISTAL	
Densidad (ρ)	2800 kg/m ³
Modulo elástico (E)	80000 Mpa
Poisson (ν)	0,25

Tabla 11-Propiedades iniciales del cristal

- **MATERIAL ELASTICO:** Este material, se emplearon en los neumáticos, cuyas propiedades se asemejan a las de un material elástico.

Las propiedades de este material están en la **Tabla 12**:

MATERIAL ELASTICO	
Densidad (ρ)	8050 kg/m ³
Modulo elástico(E)	2461 Mpa
Poisson (ν)	0,3

Tabla 12- Propiedades iniciales del material elástico

- **MATERIAL MOTOR:** Este material, se empleo tanto para el motor como para el radiador. Estas propiedades no se asemejan a ningunas reales, lo que cabe pensar que son inventadas para lograr que estas partes del modelo pesen lo mismo que en la realidad.

Estas pueden ver en la **Tabla 13**:

MATERIAL MOTOR	
Densidad (ρ)	5000 kg/m ³
Modulo elástico(E)	210000 Mpa
Poisson (ν)	0,00001

Tabla 13- Propiedades iniciales del material del motor

- **MATERIAL RIGIDO:** Este material, se empleo para todas las piezas del vehículo relacionadas con la suspensión excepto para los amortiguadores y los muelles. Estas propiedades tiene una rigidez muy superior a las que puede proporcionar cualquier hacer comercial real.

Estas propiedades pueden ver en la **Tabla 14**:

MATERIAL RIGIDO	
Densidad (ρ)	25000 kg/m ³
Modulo elástico(E)	20700000 Mpa
Poisson (ν)	0,28

Tabla 14- Propiedades iniciales del material rígido

TRABAJO FIN DE MÁSTER

En **Figura 54** se pueden ver los diferentes materiales que están hechas cada una de las partes el vehículo.

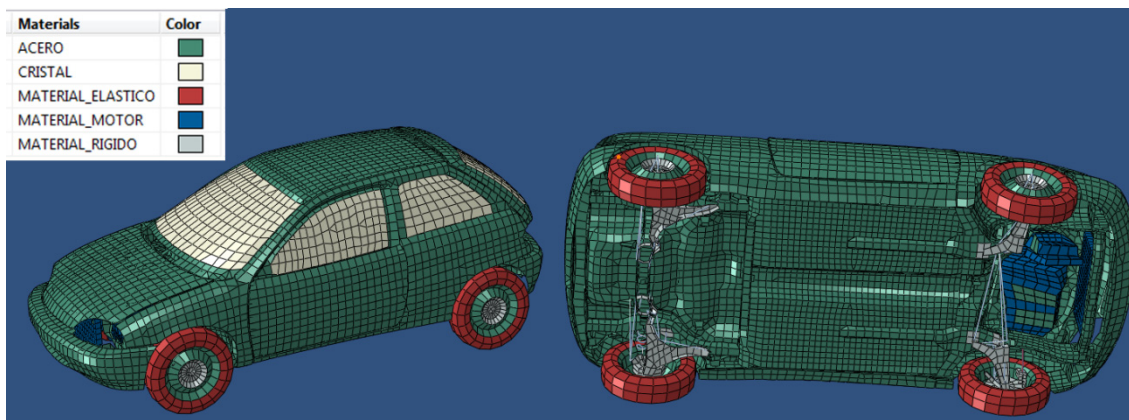


Figura 54 - Materiales del vehículo en la configuración inicial

Con todas estas propiedades, el vehículo tiene una masa total de 1243,8 kg, la cual es muy superior a los 831 kg que pesa el vehículo real.

Esta masa del modelo inicial se encuentra aplicada en dos tipos de elementos:

- **Elementos Shell y Sólidos:** La masa de estos elementos viene determinada por su volumen y densidad. La suma total de estos elementos es 1069 kg.
- **Elementos Masa:** La masa de estos elementos de lastre es de 174,8 kg.

A continuación en las **Tablas 15 y 16**, se puede ver una comparativa entre las masas del vehículo real y el modelo inicial d este:

MASAS MODELO INICIAL	
Elementos Shell y sólidos	1069 kg
Elementos masa	174,8 kg
Total	1243,8 kg

Tabla 15 -Distribución de masas del modelo inicial del vehículo

MASA VEHICULO	
Masa modelo inicial	1243,8 kg
Masa coche real	831 kg
Diferencia	412,8 kg

Tabla 16-Comparativa masas entre el modelo inicial y el vehículo real

6.2. Modificaciones en el modelo inicial

Antes de utilizar el modelo directamente en el ensayo de impacto lateral, se analizó como se encontraba el modelo mediante una serie de pruebas. En función de los resultados obtenidos, se realizaron modificaciones para mejorar el comportamiento del vehículo y aproximarse más a la realidad. Otro aspecto por el que se realizaron modificaciones, fue para facilitar la obtención de resultados después de ensayo y hacer un mejor análisis de estos.

A continuación podemos ver una **Tabla 17**, la comparativa entre el modelo inicial y el modificado.

MODELOS ELEMENTOS FINITOS		
	INICIAL	MODIFICADO
Numero nodos	22463	24495
Numero elementos	17105	18652
Peso	1243,8 kg	1052 kg

Tabla 17- Comparativa del modelo inicial y final del vehículo

Las modificaciones realizadas, se realizaron sobre el modelo inicial descrito en el **Apartado 6.1**, estas se han realizado mediante el software PATRAN. Este proceso de modificación, se dividen en las siguientes fases:

6.2.1. Unión de piezas sueltas

Para ver si todos los elementos del modelo inicial se encontraban unidos correctamente, se hizo un cálculo dinámico por medio del software de cálculo Abaqus. A este tipo de cálculo Abaqus los denomina cálculos explícitos.

En este cálculo, se quería simular el coche apoyado sobre un suelo y ver los efectos producidos por la gravedad sobre las uniones de las diferentes partes del vehículo.

TRABAJO FIN DE MÁSTER

Las características de este cálculo fueron:

- Se utilizó el modelo del vehículo facilitado sin realizar ninguna modificación sobre este.
- Se creó un elemento rígido empotrado en sus cuatro nodos para que actuara como suelo. Este tipo de elementos, el cual Abaqus denomina Rigid Body, no se pueden deformar puesto que tienen una rigidez infinita.

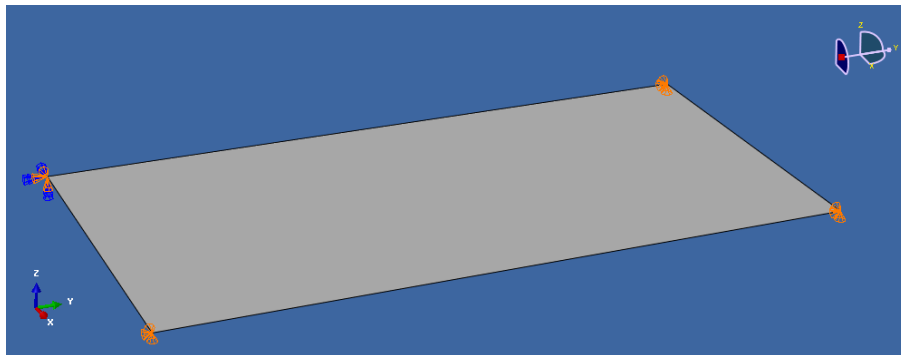


Figura 55 - Suelo con sus condiciones de contorno

- El vehículo se colocó lo más próximo posible al suelo pero sin llegar a tocar. Para que no se produzcan interferencias entre el elemento del suelo y los de las ruedas, por intersecciones entre ambos.

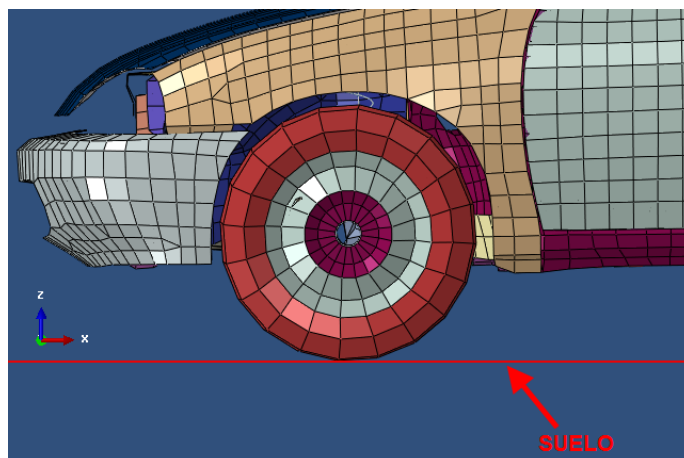


Figura 56 - Distancia del suelo a la rueda

TRABAJO FIN DE MÁSTER

- Se aplicó un contacto global a todas las partes del modelo con un coeficiente de rozamiento de 0,3. Esto se realizó para simplificar el cálculo.

```
*SURFACE INTERACTION, NAME=CONTACTO
*FRICTION
0.3,
**
*CONTACT
*CONTACT INCLUSIONS, ALL EXTERIOR
*CONTACT PROPERTY ASSIGNMENT
,,CONTACTO
**
*CONTACT CLEARANCE, NAME=CONTACTO, ADJUST=YES
```

Figura 57 - Código de Abqus donde se define los contactos

A la hora de determinar el coeficiente de rozamiento en todos los ensayos de este proyecto, se ha utilizado un valor aproximado al que se tendría en una pista de ensayos de crash test, el cual tiene un valor de 0,3.

- Se aplicó la aceleración de la gravedad en el sentido negativo del eje Z con un valor de $9,81 \text{ m/s}^2$ a todas las partes del modelo. También, se puede observar que los neumáticos tienen unos valores de aceleración diferentes debido a que estos tienen una presión interna de 2 bares.

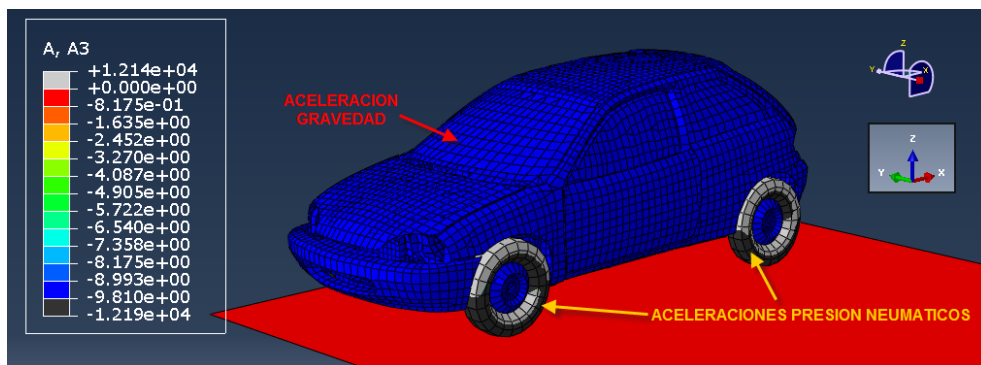


Figura 58 - Aceleraciones aplicadas en el eje Z

- El tiempo simulado fue de 1 segundo para ver el comportamiento de todas las piezas. El cual es suficiente para que se asiente el vehículo en el suelo.

TRABAJO FIN DE MÁSTER

Tras realizar la simulación se comprobó que había una gran cantidad de piezas que se soltaban del modelo. Como por ejemplo el motor, las ruedas, el capo, chapas que formaban parte de los bajos del vehículo...

En las **Figuras 59 a 64** se pueden ver la comparativa entre el momento inicial del cálculo y el momento final tras ser aplicada la gravedad durante 1 segundo.

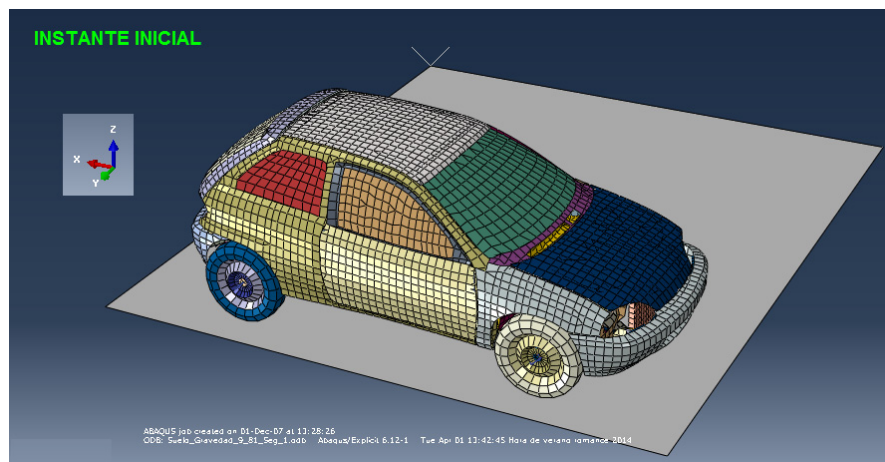


Figura 59- Instante inicial en el cálculo dinámico para comprobar las uniones

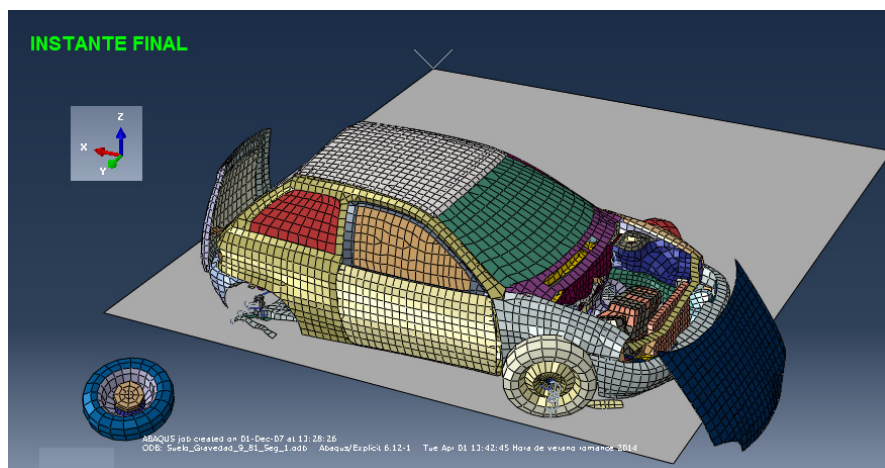


Figura 60- Instante final en el cálculo dinámico para comprobar las uniones

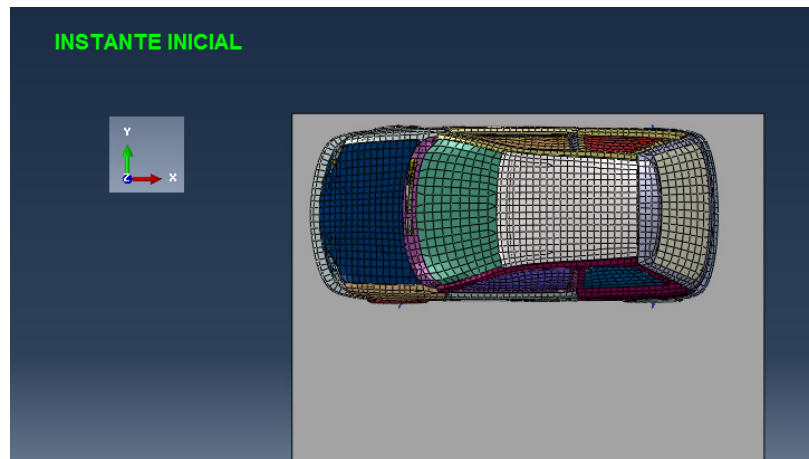


Figura 61- Planta del instante inicial en el cálculo dinámico para comprobar las uniones

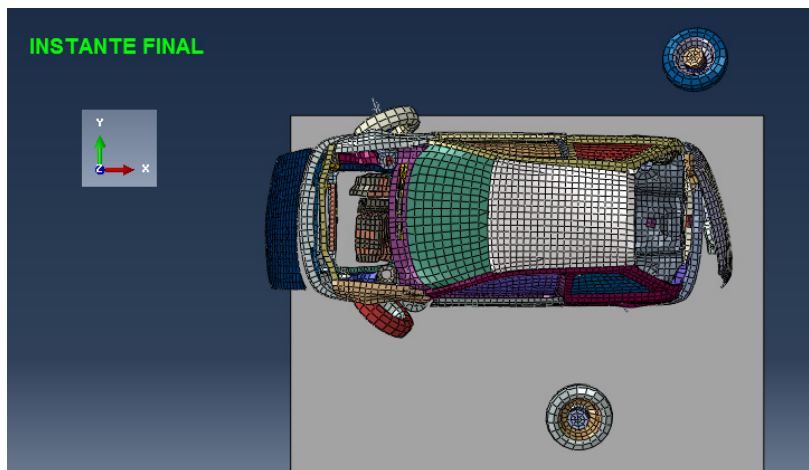


Figura 62- Planta del instante final en el cálculo dinámico para comprobar las uniones

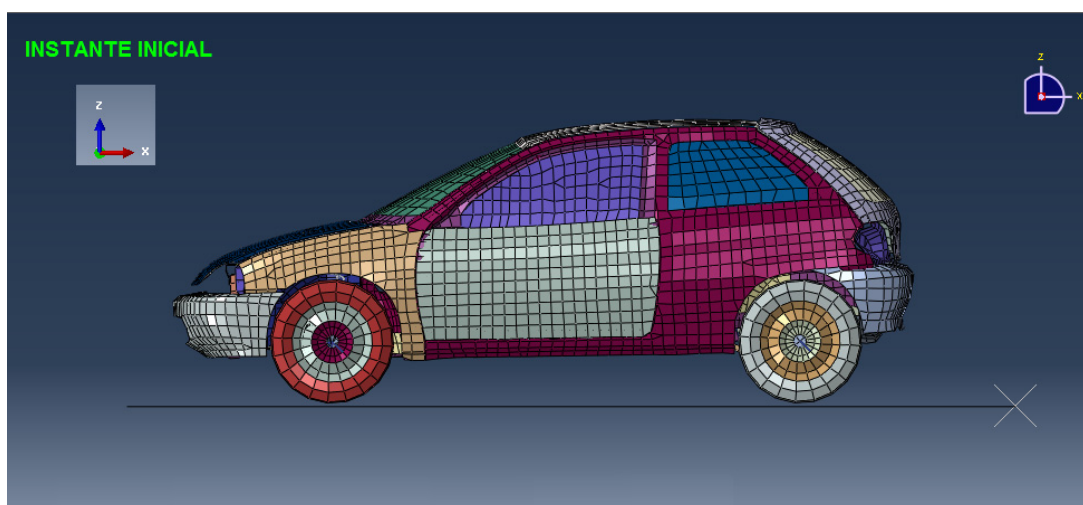


Figura 63 - Perfil del instante inicial en el cálculo dinámico para comprobar las uniones

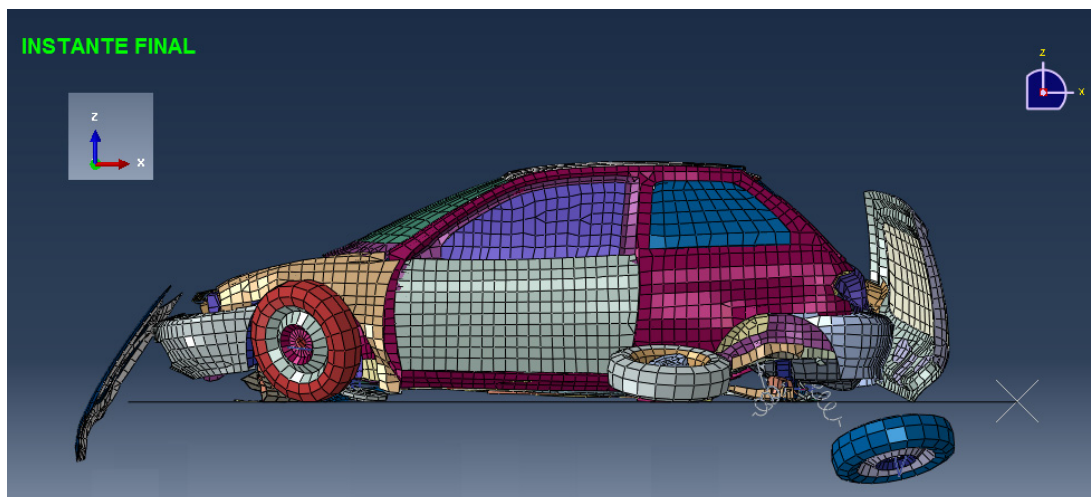


Figura 64 - Perfil del instante final en el cálculo dinámico para comprobar las uniones

A consecuencia de los resultados obtenidos, se realizó la unión de los diferentes pastes del vehículo desprendidas. Esta fase de la modificación del modelo se realizó mediante dos tipos de uniones, elementos Joiny MPC Beam.

Unión mediante elementos Join

Este tipo de unión, la cuales ya se han explicado en el apartado 6.1.1, se ha utilizado para unir todas las partes del vehículo sueltas menos: capo, maletero, motor, elementos de las ruedas y elementos de la suspensión. Es decir, básicamente se han usado estos elementos para unir las chapas sueltas del vehículo.

Se ha escogido este tipo de unión para estas partes, ya se habían utilizado en el modelo original para unir este tipo de uniones. En el **Anexo I** aparecen todas las uniones de tipo Join que se han añadido al modelo, en la **Figura 56** se pudo ver un ejemplo de unión mediante Join entre el techo la carrocería exterior lateral del vehículo.

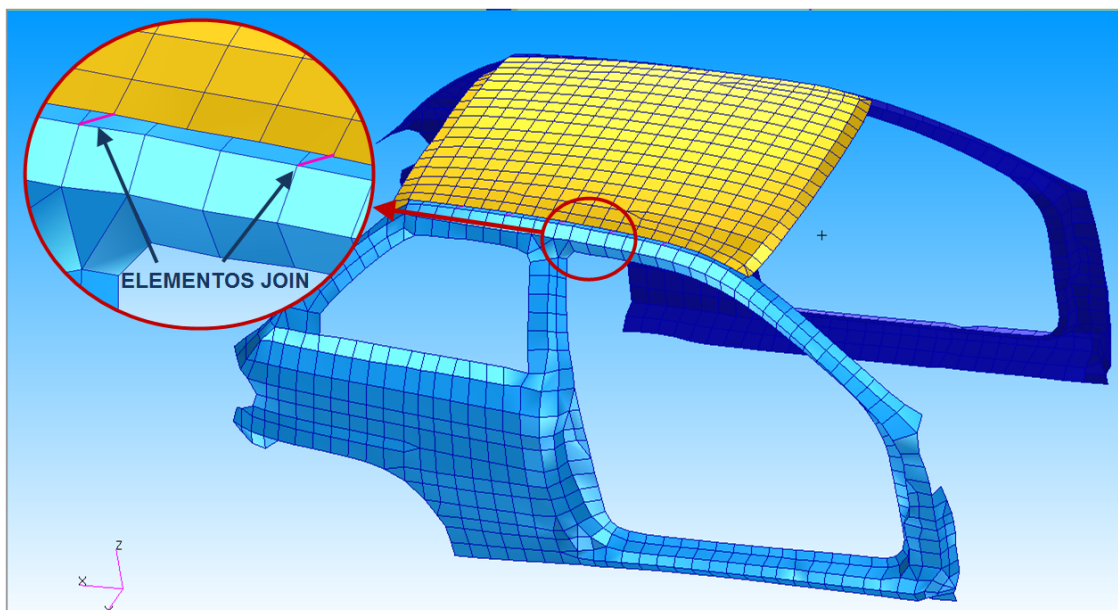


Figura 65 - Uniones Join entre carrocería lateral y techo

Unión mediante MPC Beam

Este tipo de unión permite que una cantidad indefinida de nodos vean restringido tanto sus desplazamientos como giros respecto a los de un único nodo [8]. Es decir, existe una cantidad de nodos dependientes los cuales van a mantener su posición relativa siempre constante respecto a un nodo independiente, teniendo este último total libertad de movimientos.

Debido a que los MPC BEAM restringen los 6 grados de libertad de los nodos independientes respecto al nodo dependiente, cuando se produzcan desplazamientos en el nodo independiente esto generará tensiones en los nodos dependientes a ver sus grados de libertad ligados al de nodo independiente.

Este tipo de unión, se ha utilizado en las uniones que no se pueden recrear únicamente relacionando dos nodos como en las soldaduras o remaches. En los vehículos hay uniones en las que se ven implicadas áreas relativamente grandes como ocurren en cierres, bisagras, etc. Con lo que para hacer una recreación más fiel a la realidad se tiene que ver implicados varios nodos para estas uniones.

TRABAJO FIN DE MÁSTER

Los elementos que se han unido mediante MPC Beam son:

- **Capo:** Se han recreado el cierre y las bisagras. Estas uniones se han creado en las zonas aproximadas donde irían en la realidad. Para ello, se ha cogido un nodo independiente de la carrocería del vehículo y varios dependientes del capo. De esta forma el movimiento del capo quedara ligado al de la carrocería.

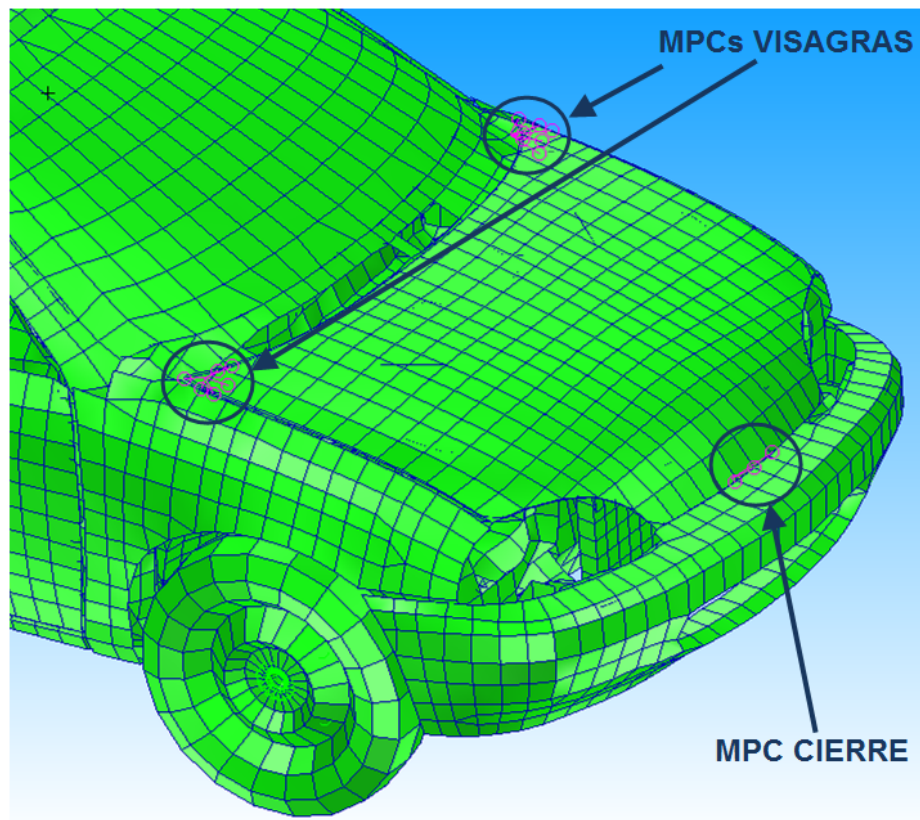


Figura 66 - Uniones MPC Beam del capo

TRABAJO FIN DE MÁSTER

- **Maletero:** Se ha recreado el cierre y las bisagras. En este caso las uniones se han realizado bajo el mismo criterio que en el capo.

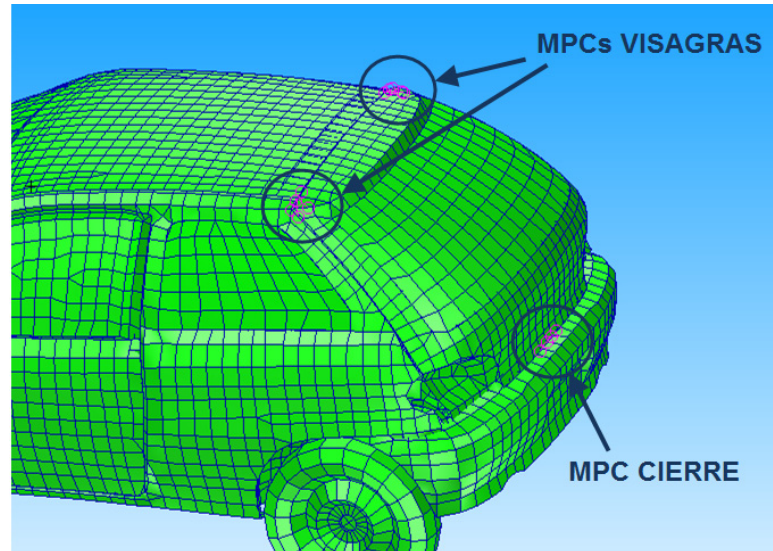


Figura 67 - Uniones MPC Beam del maletero

- **Ruedas:** Se han unido a los frenos de disco. Para esta unión se han cogido varios nodos de la llanta como nodos dependientes y el nodo independiente del freno de disco. Con lo cual el movimiento de la rueda queda ligado al del freno de disco.

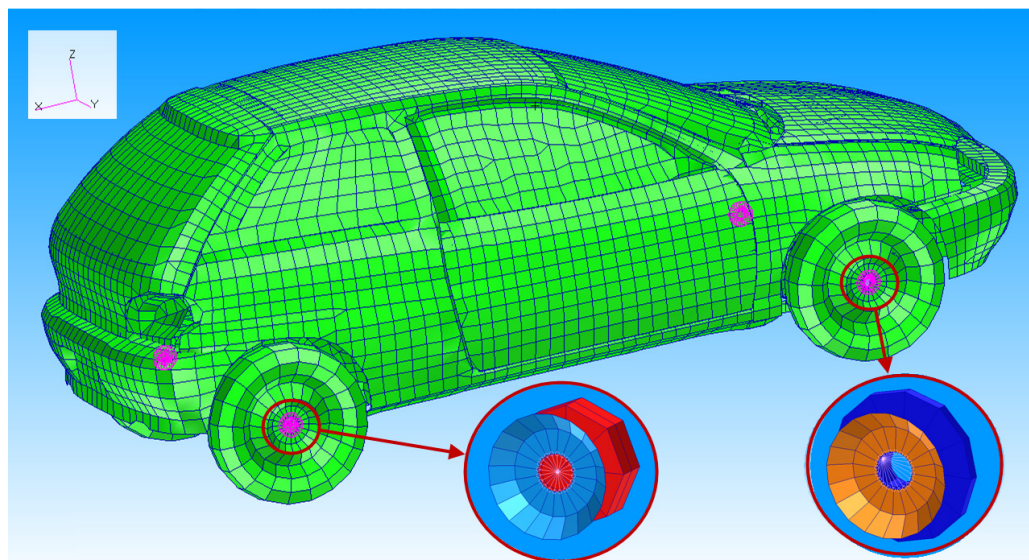


Figura 68 - Uniones MPC Beam ruedas

TRABAJO FIN DE MÁSTER

- **Frenos de disco:** Se han unido a una pieza de los brazos de suspensión. Los nodos dependientes pertenecen al freno de disco y el independiente a de la pieza de la suspensión, con lo cual el movimiento del disco queda ligado a esta pieza.

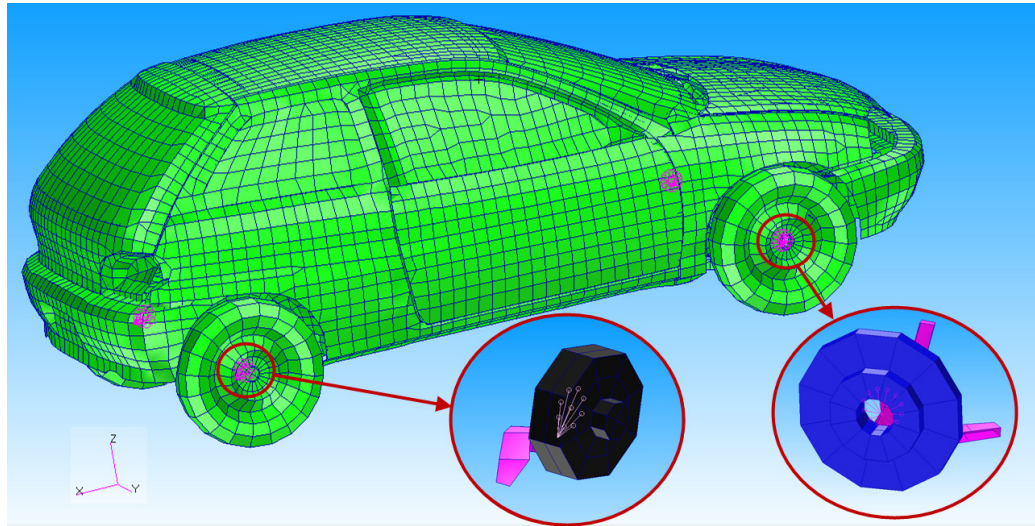


Figura 69 - Uniones MPC Beam frenos de disco

- **Pinzas de freno:** Se han unido a los discos de freno. Los nodos dependientes seleccionados pertenecen a las pinzas de freno y el nodo dependiente a la pinza de freno. Con lo cual, el movimiento del a pinza está ligado al del disco.

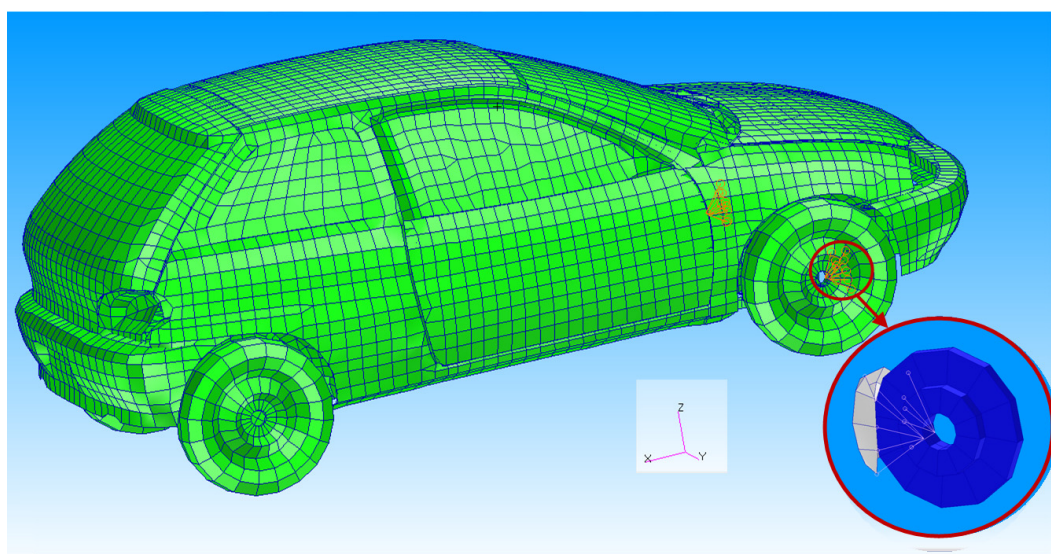


Figura 70 - Uniones MPC Beam pinzas de freno

Comprobación uniones

Tras realizar las uniones de las piezas que problemáticas descritas en los puntos **Unión mediante MPC Beam** y **Unión mediante elementos Join** del apartado 6.2.1, se volvió a realizar la misma simulación que describe al inicio del apartado 6.2.1.

En esta simulación, se observó que todas las piezas se habían unido correctamente, puesto que ninguna de las partes unidas del vehículo se soltó. Esto se puede ver en la **Figura 71**, donde se realiza una comparativa entre el modelo con las piezas sin unir y con las piezas unidas ambos en el instante final de la simulación en tiempo = 1 segundo.

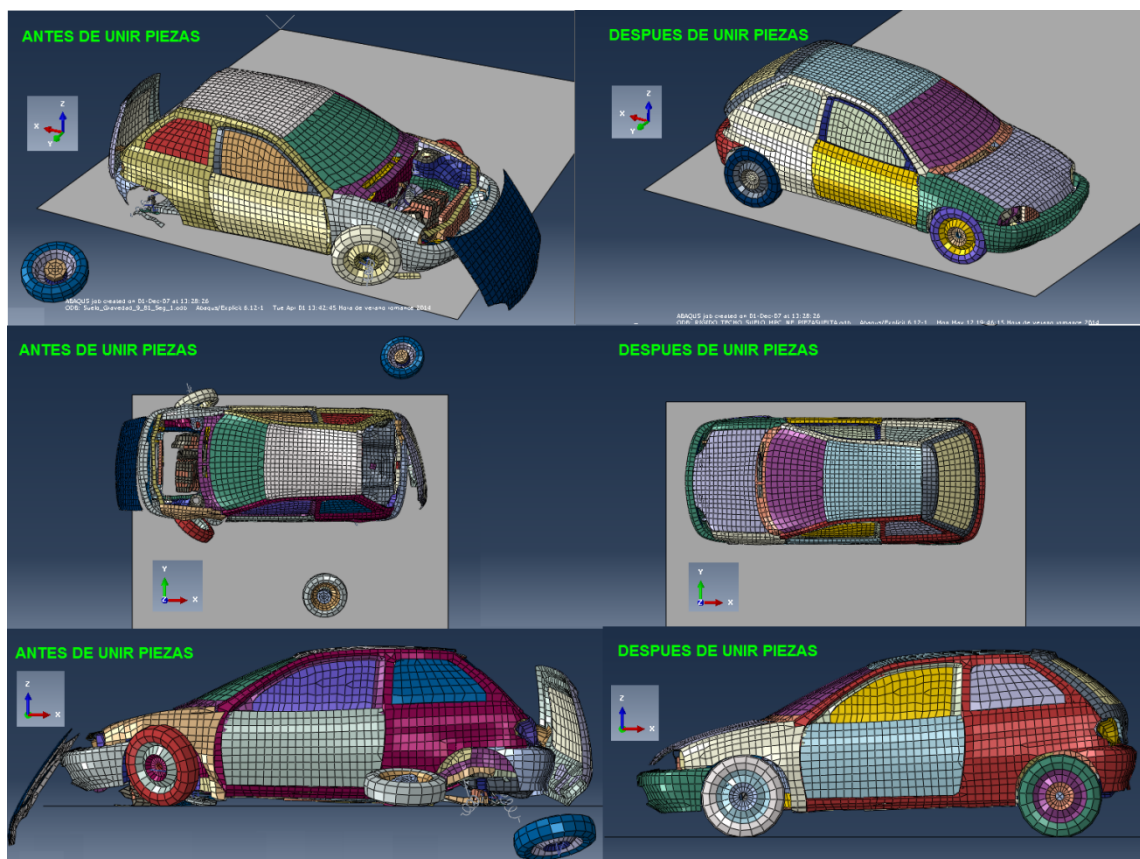


Figura 71 - Comprobación de las uniones realizadas

6.2.2. Modificaciones en el sistema de suspensión

Esta fase de las modificaciones realizadas al modelo se divide en dos subfases. En la primera de ellas, las modificaciones se realizaron en bases a la comparativa entre las características de la suspensión real del vehículo y el modelo. Por otro lado en la otra subfase se realizaron cambios a partir de un cálculo explícito, en el cual, al vehículo se le daba cierta velocidad lateral inicial y se le aplicaba gravedad. Al finalizar las modificaciones de esta fase se chequearon realizando de nuevo el cálculo de la fase 1, en el cual el modelo tuvo un comportamiento correcto.

Primera subfase: Comparativa de suspensiones

Esta subfase se realizó a causa de que se observó que existían elementos Beam en los dos sistemas de suspensión del modelo, los cuales resultaban extraños, estos se pueden ver en la **Figura 72**. Por lo cual, se realizó una comparativa visual entre la suspensión real del Geo metro y la suspensión modelizada.

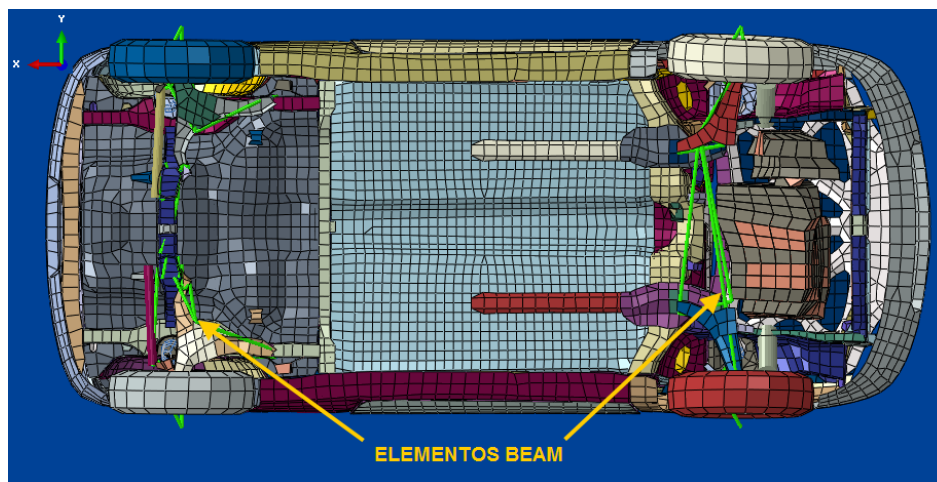


Figura 72 - Elementos Beam en la suspensión del modelo inicial.

TRABAJO FIN DE MÁSTER

Como se observa en la **Figura 73**, estos elementos Beam no se asemejan a ningún componente de la suspensión real.

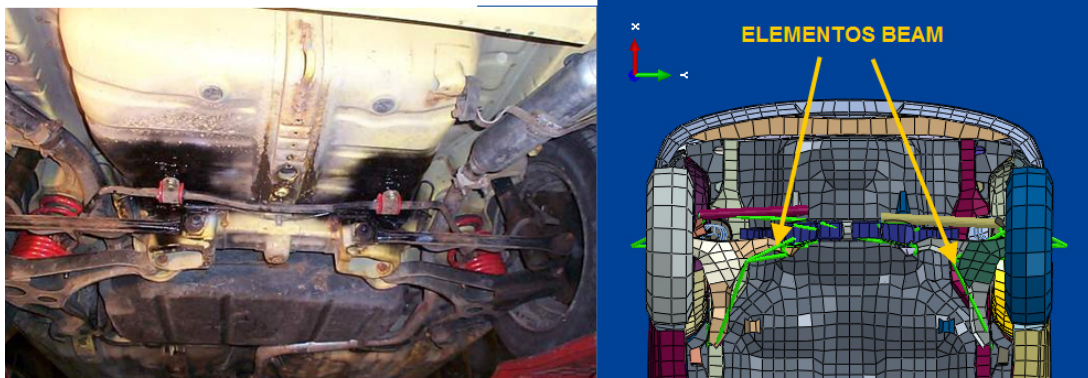


Figura 73- Comparativa suspensión trasera entre el vehículo real y el modelo inicial

Creemos que estos elementos se colocaron para unir diferentes partes de la suspensión, pero como se vio en el **Apartado 6.2.1** no tuvieron ningún efecto. Con lo cual, se eliminaron tanto de la suspensión delantera como trasera puesto que no realizaban ninguna función. A demás no existían elementos similares en el modelo real.

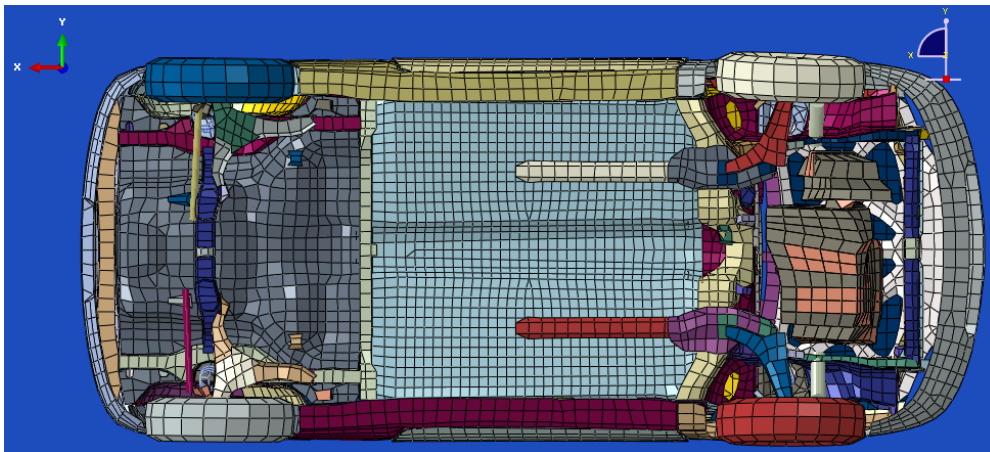


Figura 74 - Suspensión del modelo tras eliminar los elementos Beam

Otro aspecto que se analizó en esta subfase, fue la existencia y la colocación geométrica del resto de componentes de la suspensión. Durante este proceso, únicamente se detectaron fallos en la disposición del muelle y del amortiguador de la suspensión trasera. Este fallo era debido a que su colocación geométrica de estos componentes estaba invertida. Con lo cual se modificaron la disposición de estas piezas.

TRABAJO FIN DE MÁSTER

En las **Figuras 75 a 77** se puede ver una comparativa del conjunto muelle amortiguador entre el modelo real y el de elementos finitos, previa y posterior a la modificación.

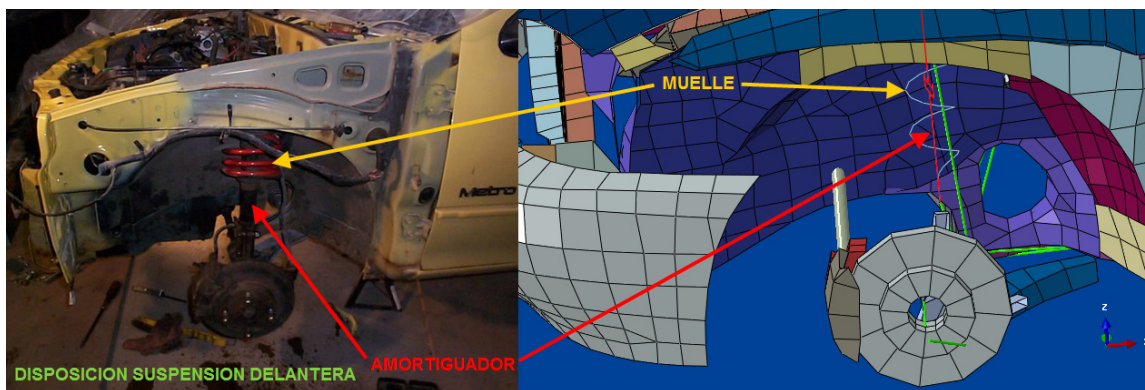


Figura 75 - Disposición suspensión delantera

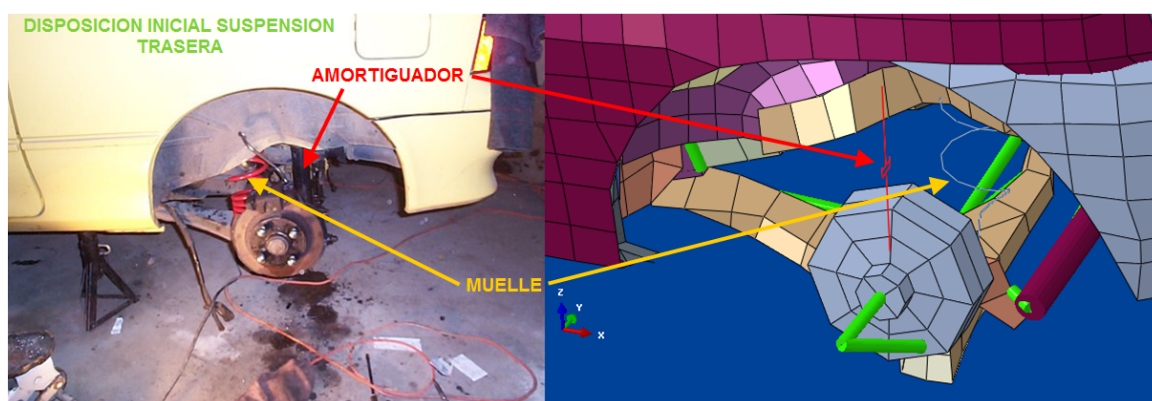


Figura 76 - Disposición inicial suspensión trasera

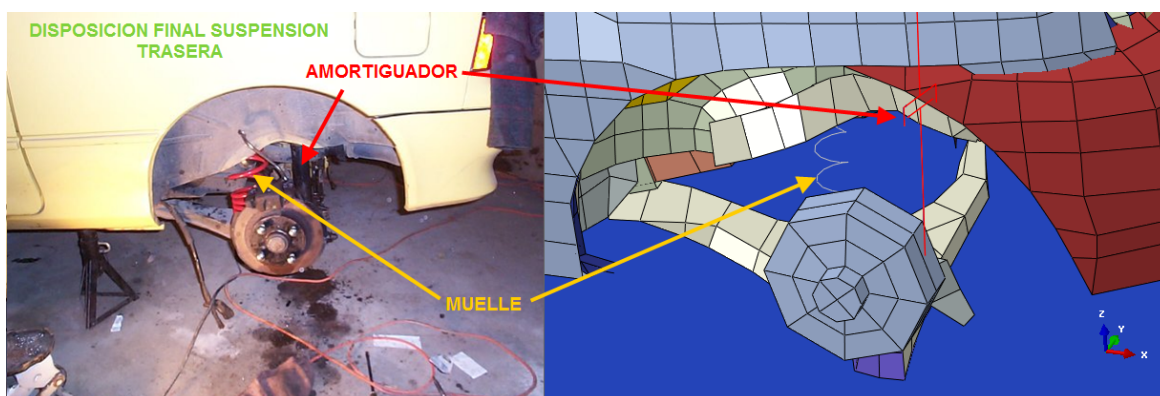


Figura 77- Disposición final suspensión trasera

Segunda subfase: Comportamiento de la suspensión

En este apartado se quería analizar el comportamiento de la suspensión del vehículo frente al desplazamiento lateral que se produce en un impacto lateral entre vehículos, como se describió en el **Apartado 4.2.1**.

Más concretamente, se quería ver si el conjunto de suspensión se comporta de manera semejante a como curre en la realidad. Para esto se ha utilizado un cálculo dinámico por medio de ABAQUS.

En este cálculo, se quería simular el coche apoyado sobre el suelo, al cual se le aplicaría una velocidad lateral inicial y se dejaría que se fuera frenado por el rozamiento con el suelo. Para de esta forma, ver qué efectos se produciría en la suspensión durante este caso.

Las características de este cálculo fueron:

- Se utilizó el modelo del vehículo a partir de las modificaciones realizadas en la en el **Apartado 6.2.1** y **Subfase 1** del **Apartado 6.2.2**
- Se creó un elemento rígido empotrado en sus cuatro nodos, el cual no se puede deformar, para que actuara como suelo. Este elemento tiene una cota superior en el eje Y que el utilizado en **Apartado 6.2.1**, para permitir el deslizamiento lateral del vehículo sobre este.

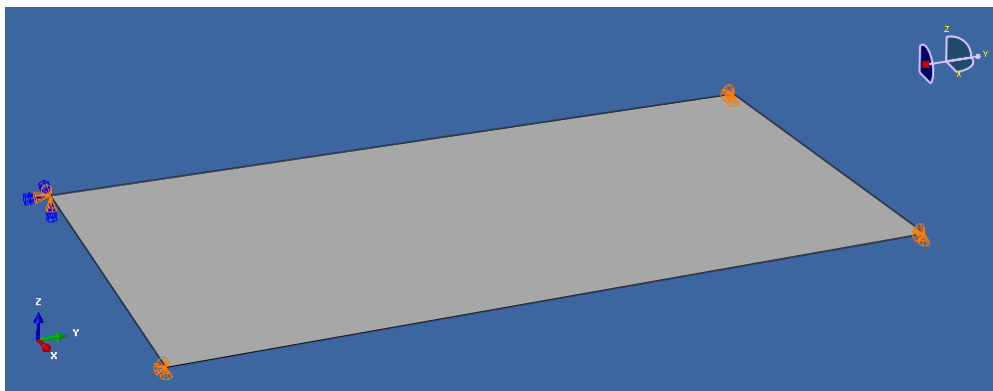


Figura 78 - Suelo con sus condiciones de contorno

TRABAJO FIN DE MÁSTER

- El vehículo se colocó lo más próximo posible al suelo pero sin llegar a tocar. Por el mismo criterio que en el **Apartado 6.2.1**.

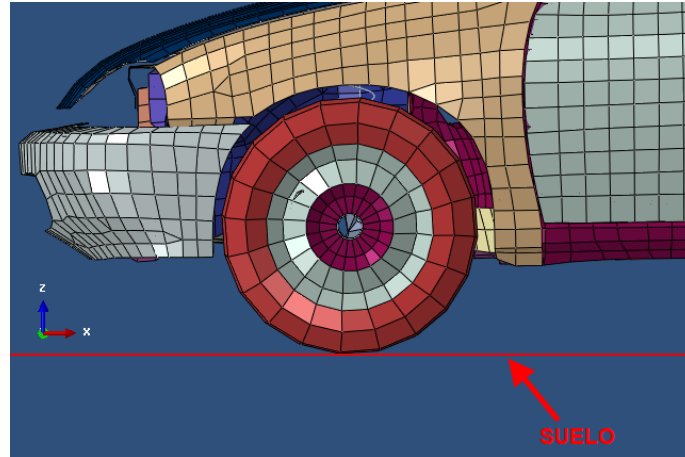


Figura 79- Distancia del suelo a la rueda

- Al igual que en el **Apartado 6.2.1**, se aplicó un contacto global a todas las partes del modelo con un coeficiente de rozamiento de 0,3. Esto se realizó para simplificar el cálculo.
- Se aplicó la aceleración de la gravedad a todas las partes del modelo.

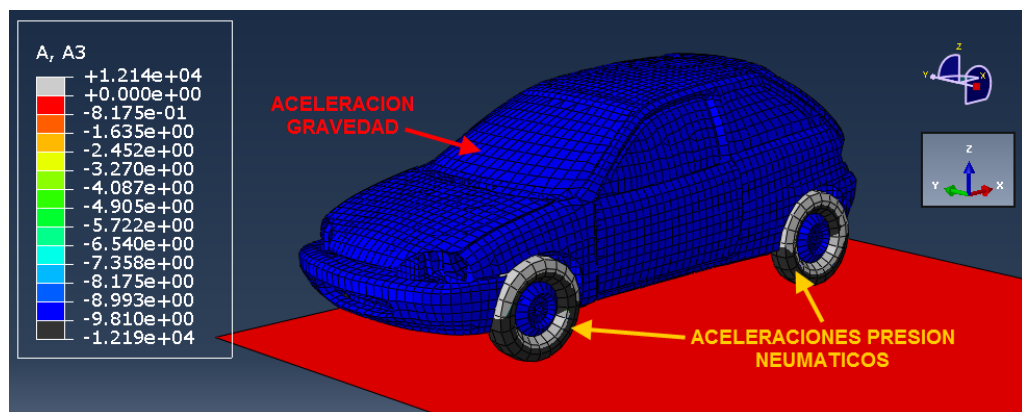


Figura 80 - Aceleraciones aplicadas en el eje Z

TRABAJO FIN DE MÁSTER

- Se aplicó una velocidad inicial lateral de 35 km/h (9,722 m/s) en la dirección negativa del eje Y a todas las partes del modelo. Esta velocidad es menor a la del impacto en el crash la cual es de 50 km/h. Esto se debe a que se perderá energía en el impacto en forma de deformación antes que el vehículo empiece a deslizarse lateralmente. De esta forma, se aproxima más a lo que sucede realmente.

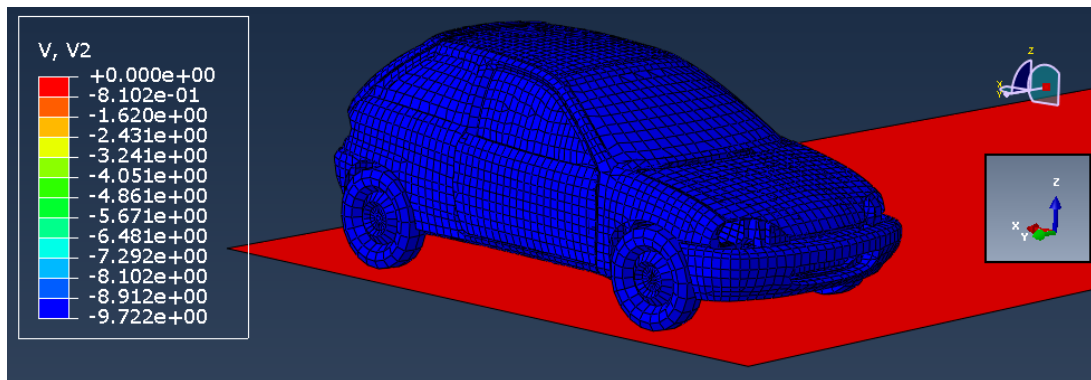


Figura 81- Velocidad inicial aplicada al vehículo en la dirección negativa del eje Y

- El tiempo simulado fue de 1 segundo para ver el comportamiento de todas las piezas.

En las **Figuras 82 a 85** se pueden ver el comportamiento entre el momento inicial del cálculo y el momento final tras el transcurso de 1 segundo desde el momento que se aplicó la velocidad inicial.

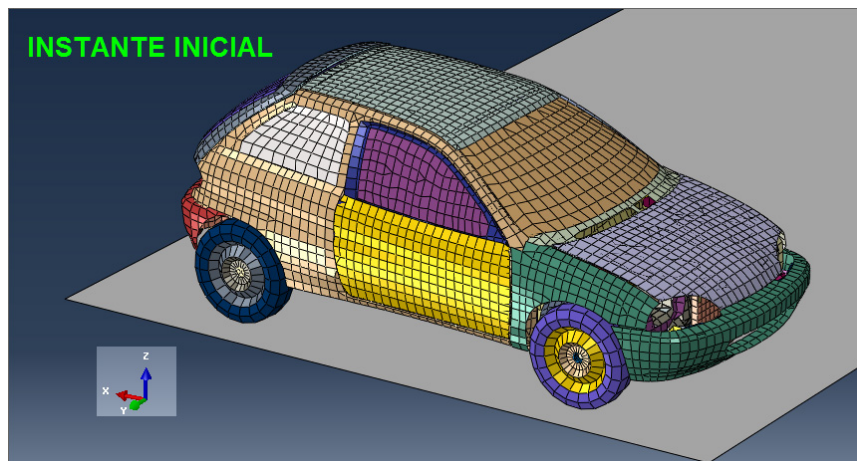


Figura 82 - Instante inicial del cálculo dinámico para comprobar las suspensiones

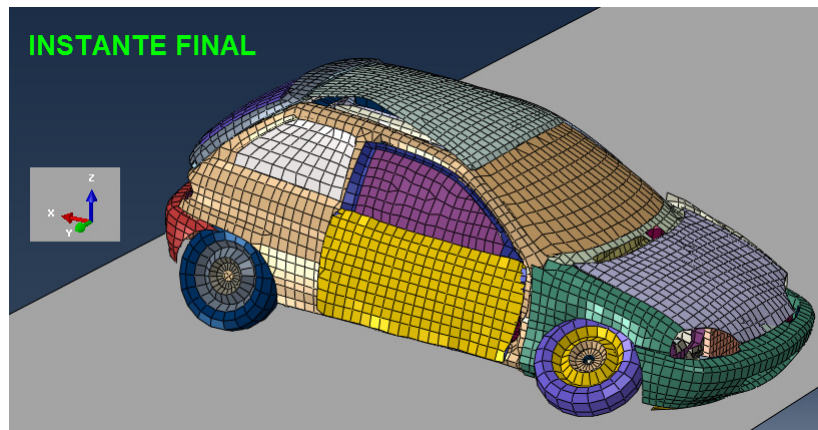


Figura - 83 Instante final del cálculo dinámico para comprobar las suspensiones

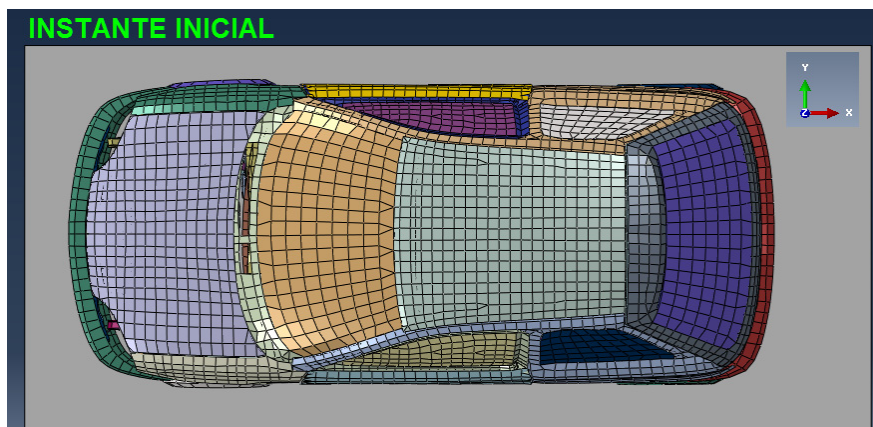


Figura 84 - Planta en el instante inicial del cálculo dinámico para comprobar las suspensiones

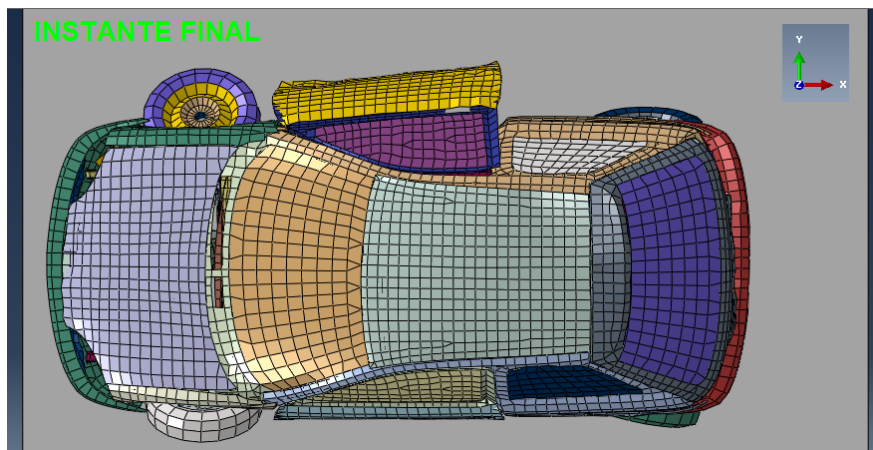


Figura 85 - Planta en el instante final del cálculo dinámico para comprobar las suspensiones

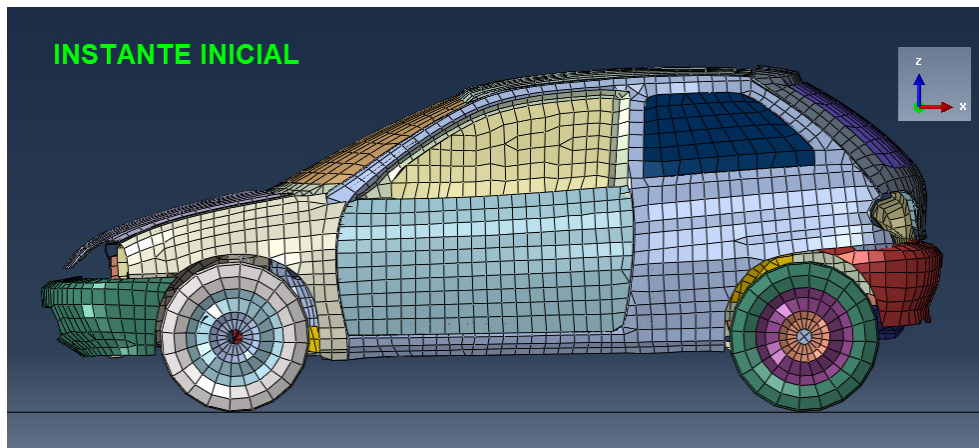


Figura 86 - Perfil en el instante inicial del cálculo dinámico para comprobar las suspensiones

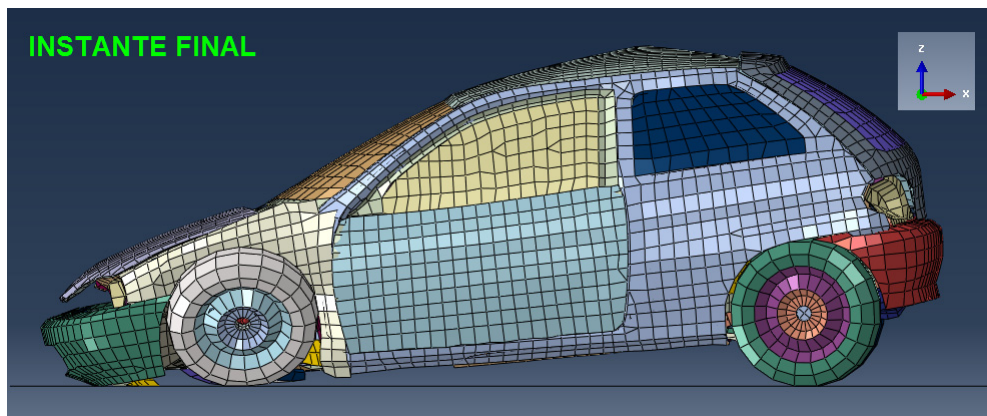


Figura 87- Perfil en el instante final del cálculo dinámico para comprobar las suspensiones

Como se ha visto en las figuras mostradas, se produce una deformación excesiva comparada con la que se produce en la realidad en la zona de la suspensión, como se ve en la **Figura 88**. En el modelo se produce un giro de los neumáticos respecto a la carrocería.



Figura 88 - Ensayo de impacto lateral



Debido a esa excesiva deformación, se tomó la decisión de rigidizar la zona de unión entre el neumático y el brazo de la suspensión de tal forma que no se produjeran deformaciones en esta zona de la suspensión. De esta forma, el comportamiento del vehículo sería más próximo al que se produce en un crash real.

Las principales razones por las que se tomó esta decisión son:

- ***Simplicidad:*** Al unir de forma rígida las piezas que forma la suspensión, no se requiere recrear toda la cinemática que lleva consigo el sistema de suspensión. Lo cual sería difícil de recrear con el modelo facilitado.
- ***Similitud con la realidad:*** Como se ha comentado anterior mente, en un ensayo de impacto la lateral las suspensiones no sufren apenas deformaciones con lo cual no se absorbe energía en forma de deformación por estas piezas. Por lo tanto al rigidizar esta zona, las piezas de la suspensión no absorberán energía con lo cual estas tienen un comportamiento mucho más próximo a la realidad.

Para elevar la rigidez de las piezas de unión con las ruedas se han realizado dos modificaciones en el modelo:

- a. Se ha modificado las propiedades de algunos elementos de la suspensión para que estos se comporten como elementos rígidos. Lo elementos modificados son los que se ven implicados en la unión entre las pinzas de disco y el brazo de suspensión. Estos elementos se pueden ver en la **Figura 89**.

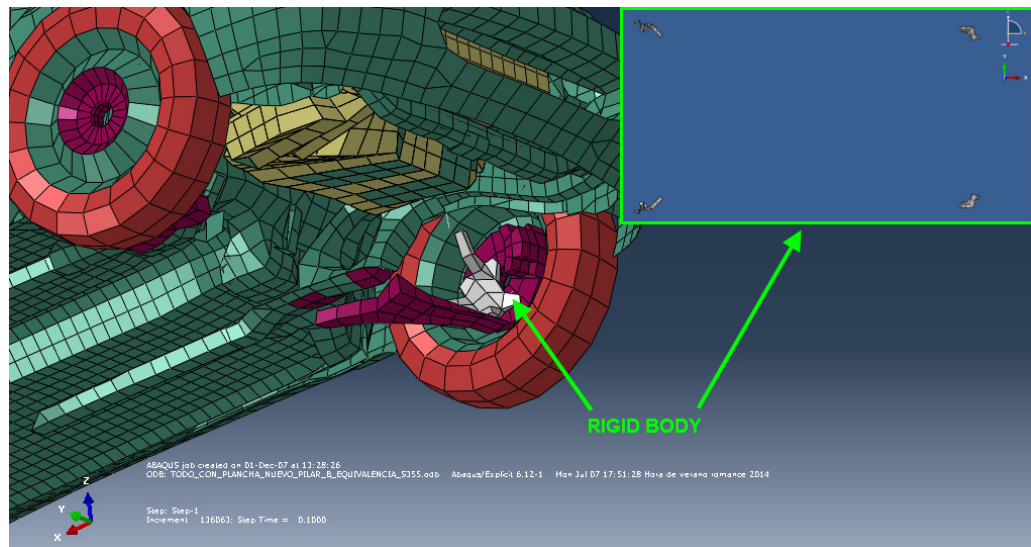


Figura 89 - Elementos de las suspensión con propiedades de cuerpo rígido (Rigid Body)

- b. La otra modificación ha consistido en añadir más MPCs BEAM a los elementos que componen el sistema de suspensión, estas uniones están descritas en el **Anexo H**. El objetivo que se quiere realizar con estas uniones, es que no se produzca el giro en las ruedas y que los elementos de la suspensión se comportaran como un elemento rígido. Todas estas uniones se pueden ver en las **Figuras 90 y 91**.

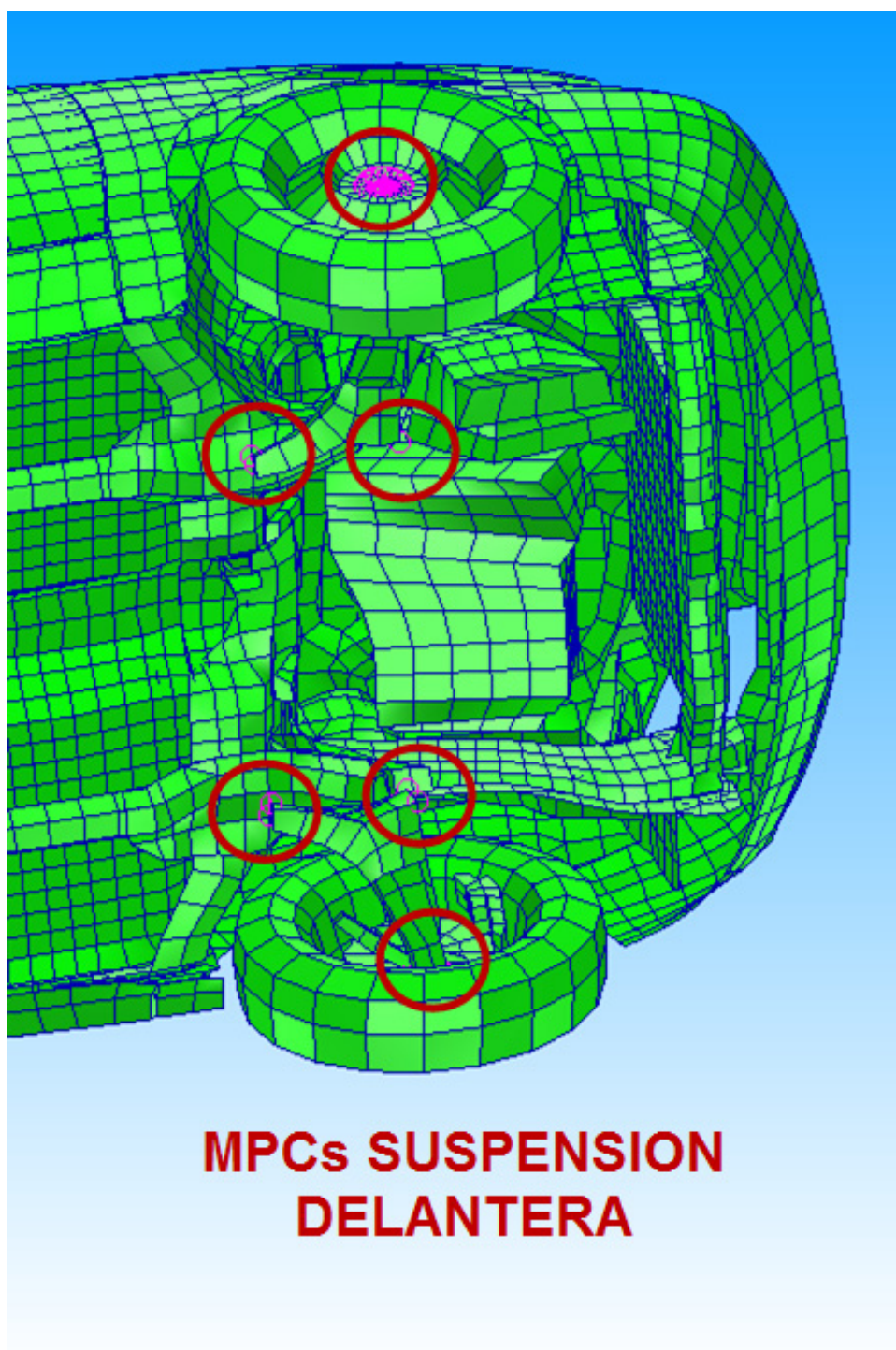
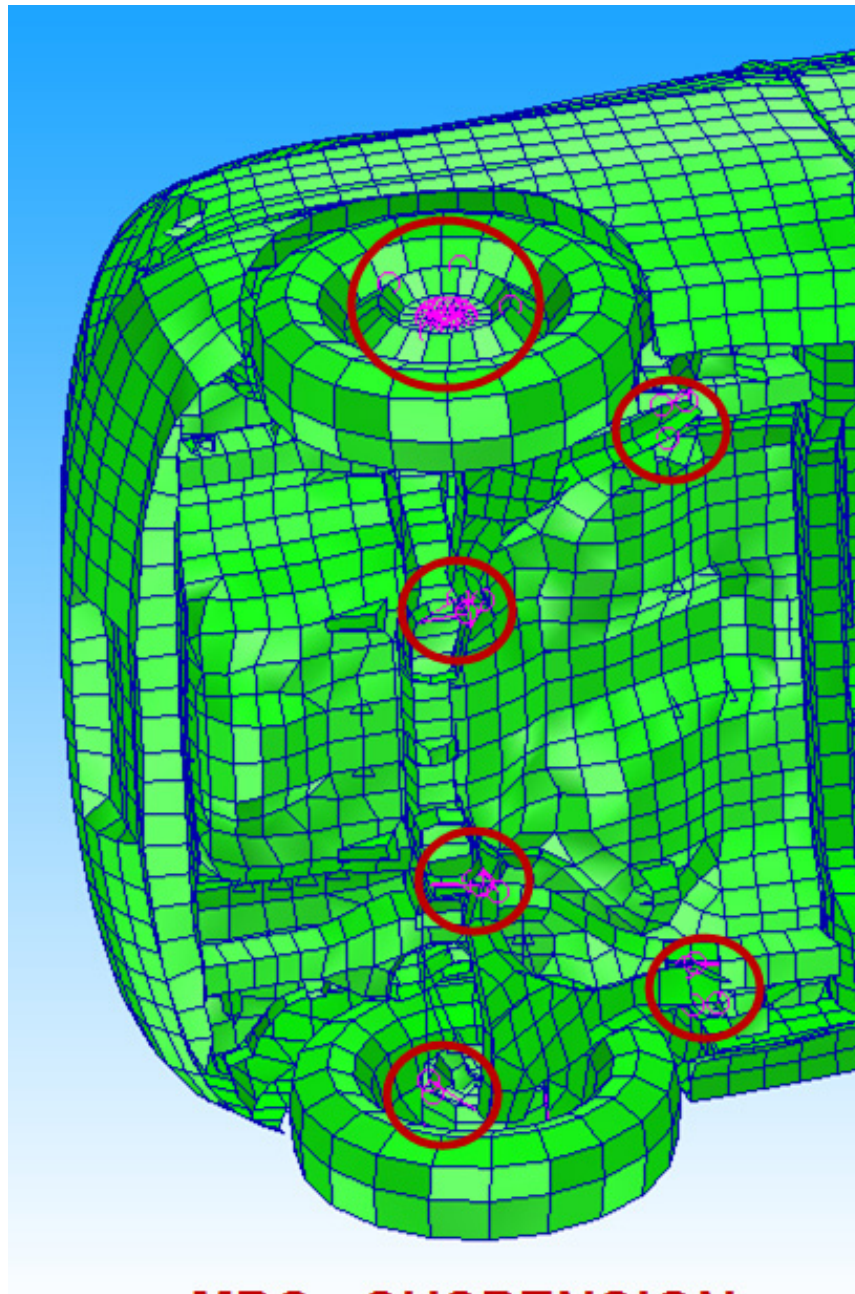


Figura 90 - Uniones MPC Beam en la suspensión delantera



MPCs SUSPENSION TRASERA

Figura 91 - Uniones MPC Beam en la suspensión trasera

Comprobación suspensión

Tras realizar tras modificar la suspensión como se ha descrito en las **Dos subfases del Apartado 6.2.2**, se volvió a comprobar el comportamiento de esta mediante la simulación descrita en la **Segunda subfase del Apartado 6.2.2**.

En esta simulación, se observó que el comportamiento de la suspensión era más adecuado, puesto que ninguna de las partes de la suspensión sufría deformaciones excesivas. Esto se puede ver en la **Figura 92**, donde se realiza una comparativa entre el modelo con previo a mas modificaciones en la suspensión y el modelo posterior a las modificaciones en el instante final de la simulación en $t = 1s$.

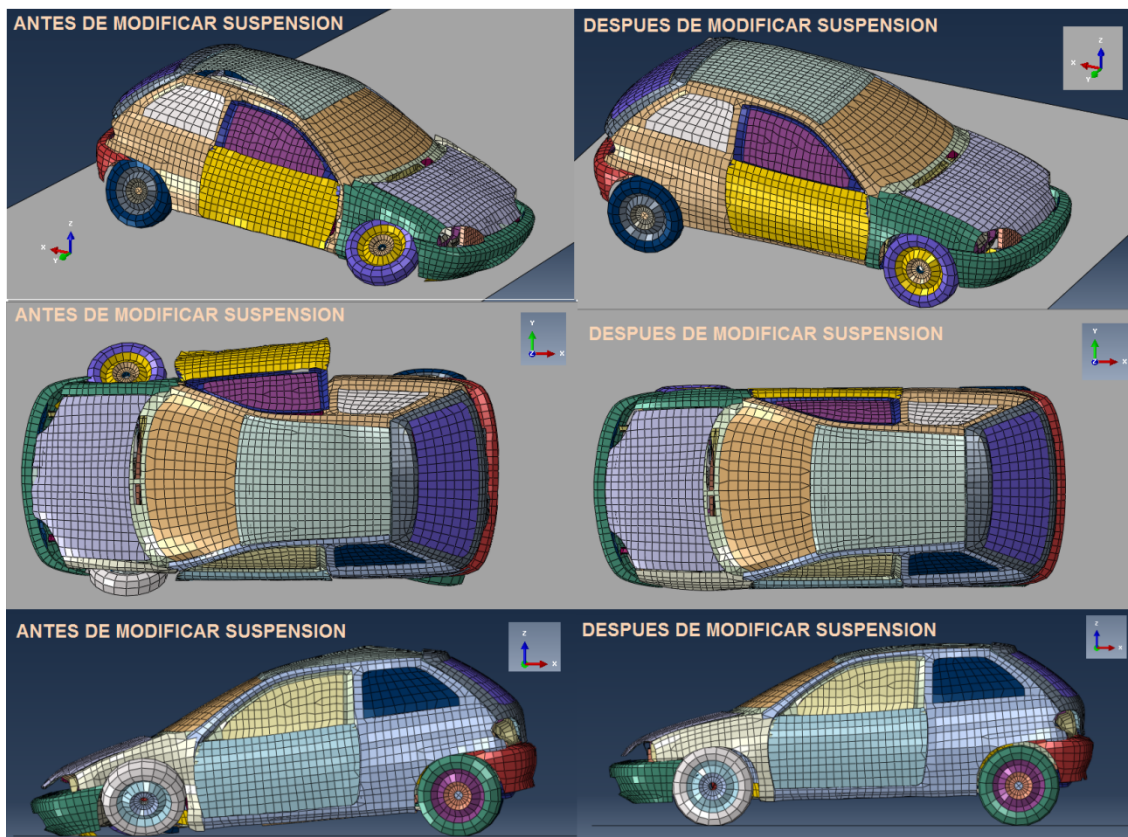


Figura 92 - Comprobación de las modificaciones en la suspensión

6.2.3. Eliminación elementos masa

Como se ha comentado al inicio de **Apartado 6**, existe una gran cantidad de elementos masa los cuales están asociados a diferentes nodos del modelo. En la **Figura 93** se imagen se puede ver la totalidad de estos.

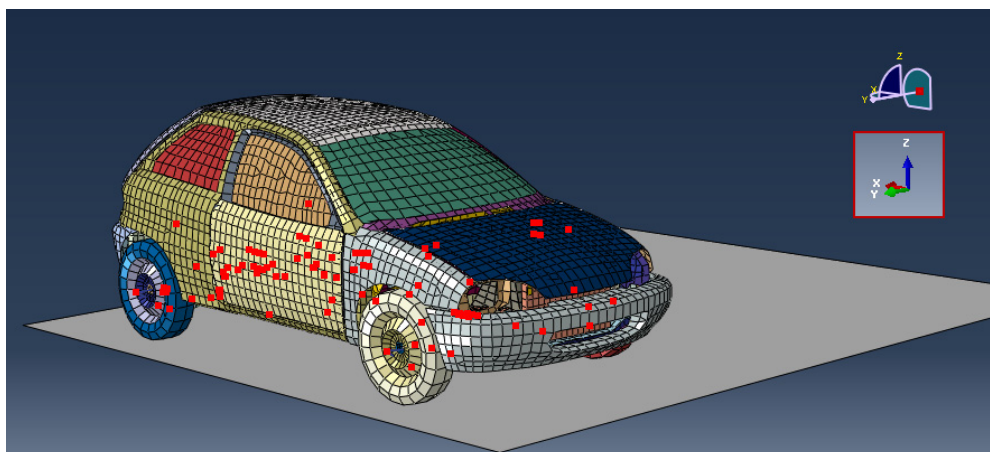


Figura 93 - Elementos masa en el vehículo

Estos elementos masa se encuentra agrupada en 10 grupos con una cantidad de nodos y masas asociadas diferentes, las cuales se puede ver en la **Tabla 18**.

ELEMENTO MASA	CANTIDAD	MASA UNITARIA (kg)	MASA TOTAL (kg)
MASA 1	73	0,001	0,073
MASA 2	12	3,8	45,6
MASA 3	8	1,5	12
MASA 4	6	3,5	21
MASA 5	4	8,5	34
MASA 6	4	7	28
MASA 7	4	1	4
MASA 8	4	1,75	7
MASA 9	4	2	8,1
MASA 10	9	1,67	15,03
TOTAL			174,803

Tabla 18 - Masas asociadas a los elementos masa



En base a esto, se ha tomado la decisión de eliminar estos elementos masa por dos razones principales:

1. Partes de estos elementos masa se encontraban asociados a nodos de los elementos Beam borrados en la suspensión, esto provoca que en el cálculo caigan al infinito y puedan dar problemas en los resultados obtenidos.
2. Como se ha comentado en el **Apartado 6.1.2**, la masa total del vehículo del modelo ya supera la del modelo real con lo cual, estos elementos supondría un lastre añadido de aproximadamente 175 kg. Esto solo distanciaría más el comportamiento del modelo de elementos finitos al modelo real.

6.2.4. Modificación de la malla del pilar A y C

Otra de las modificaciones que se han realizado al modelo, es el modificar el mallado de pilar A y C para que esta sea más fina. Esta modificación, se ha realizado para facilitar el análisis de los resultados obtenidos mediante la técnica que se describe en el **Apartado 9.3**. Debido a que con este mallado, es más fácil encontrar nodos con aproximadamente la misma altura en Z en ambos pilares.

Para esta operación de refinamiento, se ha partido de la malla inicial y se ha llevado a cabo mediante la opción Modify de Patran. Esta opción permite dividir los elementos de una malla ya existente en otros más finos, conservando tanto la geometría como los nodos iniciales.

TRABAJO FIN DE MÁSTER

En las **Figuras 94 y 95**, se puede observar la comparativa entre el mallado más fino y más grueso del pilar B y C:

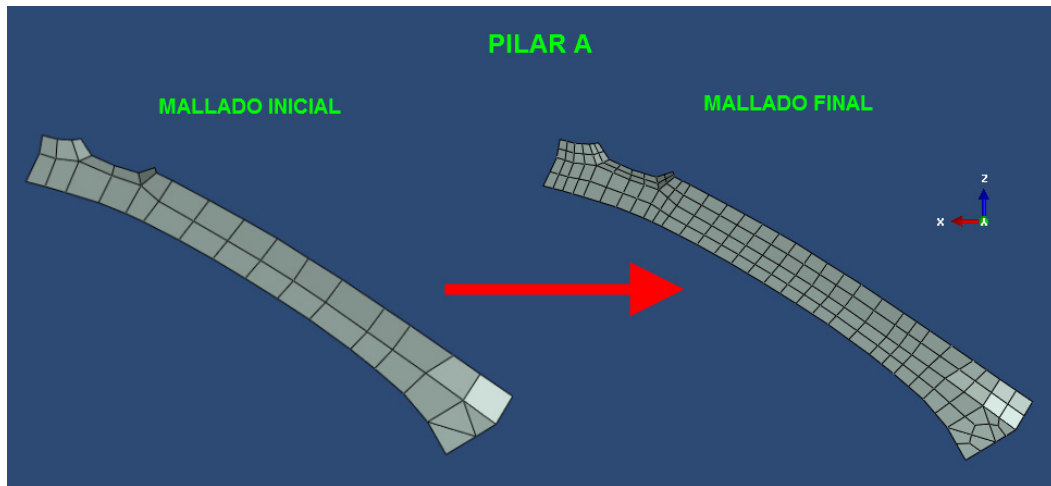


Figura 94 - Mejora del mallado del pilar A

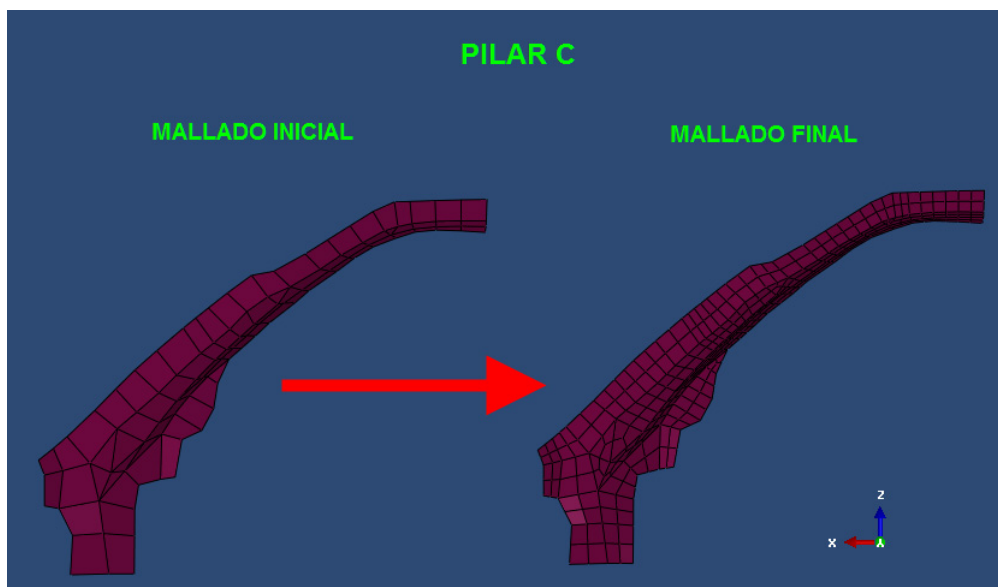


Figura 95 - Mejora del mallado del pilar C

Otra operación que se ha realizado después de aplicar Modify, es realizar una equivalencia entre los nodos existentes inicialmente y creados para los nuevos elementos. De esta forma, todos los elementos y nodos de la pieza estarán interconectados entre sí. Esta operación se ha realizado mediante la opción Equivalence de PATRAN.

TRABAJO FIN DE MÁSTER

Para comprobar que todos los elementos que forma cada pilar están unidos entre sí, se ha utilizado la opción Verify de Patran. Esta opción pinta las aristas de los elementos que no se encuentran unidas a otros elementos. Es decir, que las aristas de elementos no pintados están formadas por los mismos nodos, con lo cual los elementos están unidos entre sí.

En la **Figura 96**, se puede ver como solo las aristas de los elementos exteriores se encuentran sin unir a otros elementos, lo que quiere decir que el resto de elementos se encuentran unidos entre sí como sucedería en una pieza real.

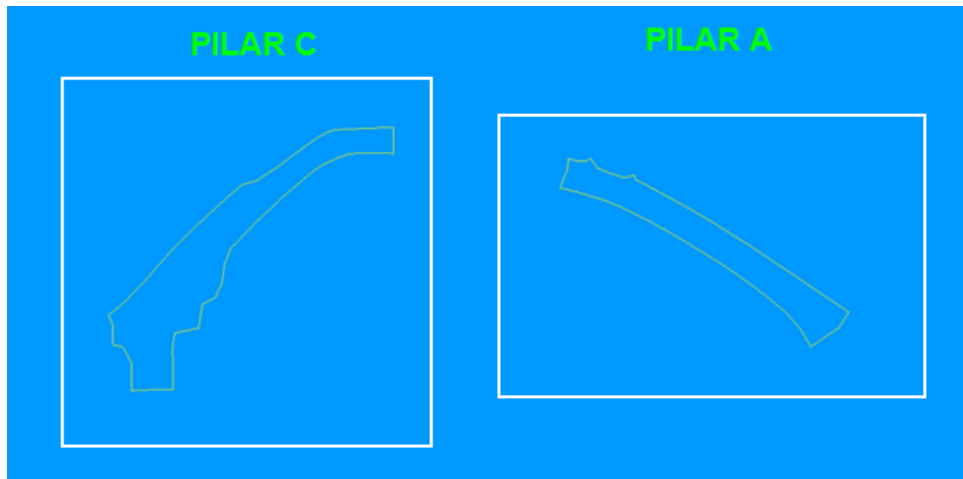


Figura 96 - Aristas exteriores del pilar A y C

6.2.5. Modificaciones en puertas

Durante todo este proceso de modificación, se analizó la forma en la que las puertas estaban unidas al vehículo. Debido a que son uno de los elementos del vehículo, que se ve afectado en un impacto lateral.

Durante este proceso, se observó que la única unión que existía entre la puerta y el resto del vehículo era debida a la intersección entre la malla de la carrocería cercana a la zona del pilar A y la zona superior de la puerta. Esto se puede ver en la **Figura 97**.

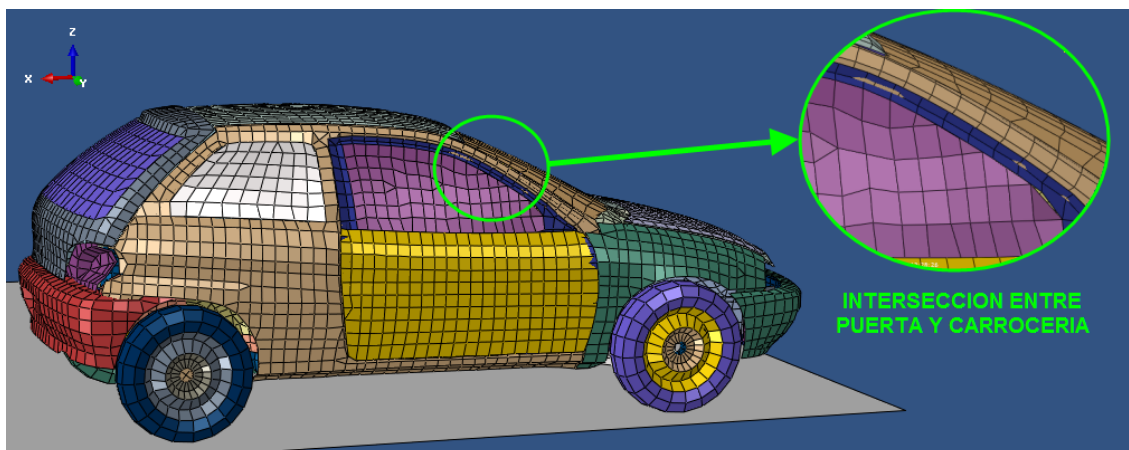


Figura 97- Unión inicial de la puerta con la carrocería del vehículo

Debido a que este tipo de unión no se asemeja de ninguna manera al montaje real de la puerta, se realizaron una serie de modificaciones para intentar aproximarse más a la realidad.

Las modificaciones que se realizaron en la puerta son:

- **Modificación geométrica de la malla:** En esta etapa se utilizó la opción Offset de Patran, la cual permite cambiar la posición geométrica de los nodos, y por lo tanto de los elementos asociados a este, de una malla ya existente.

En este proceso, se modificó la geometría de la malla del modelo de tal forma que ya no se produjeran intersecciones entre puerta y carrocería. Para ello, se movieron tanto nodos de la carrocería del vehículo como de la puerta, intentando respetar al máximo posible la geometría inicial del modelo. En la **Figura 98** se puede ver cómo tras la modificación, ya no existe la intersección entre mallas.

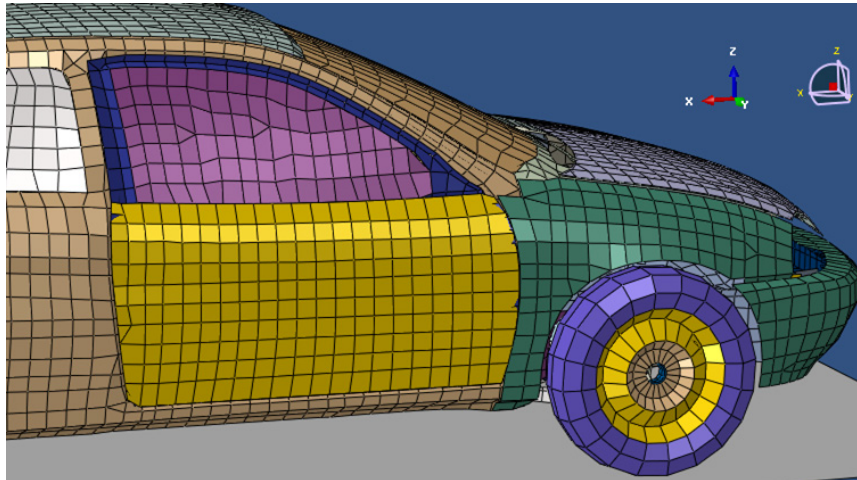


Figura 98 - Carrocería sin intersección con la puerta

- **Unión puerta:** Para unir la puerta a la carrocería se ha intentado que estas se parezca lo máximo posible a las uniones reales entre ambas partes. Para ello, se han utilizado 3 uniones MCP Beam, dos de ellas han sido colocadas aproximadamente donde irían las bisagras y la otra la zona del cierre de la puerta. Estas uniones tienen las mismas características que las usadas para el capo en el **punto Unión mediante MPC Beam del Apartado 6.2.1**. Estas uniones se pueden ver en la **Figura 99**.

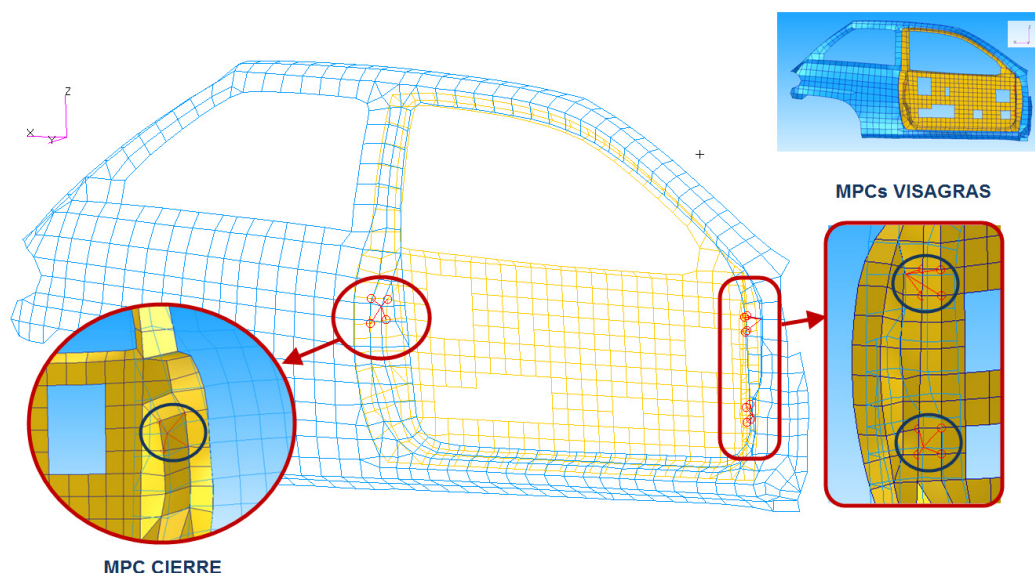


Figura 99 - Unión puerta con MPC Beam

6.2.6. Modificación raíl techo

Otra zona muy importante a la hora de un impacto lateral es el raíl del techo, puesto que es una de las partes donde va unido el pilar B.

En el modelo inicial, este raíl está compuesto por varias piezas. Las cuales, se encontraban unidas a piezas colindantes del vehículo pero entre ellas. Lo cual no ocurre en los vehículos reales, puesto que en estos todas estas piezas se encuentran unidas entre ellas. Este problema se explica en la **Figura 100**.

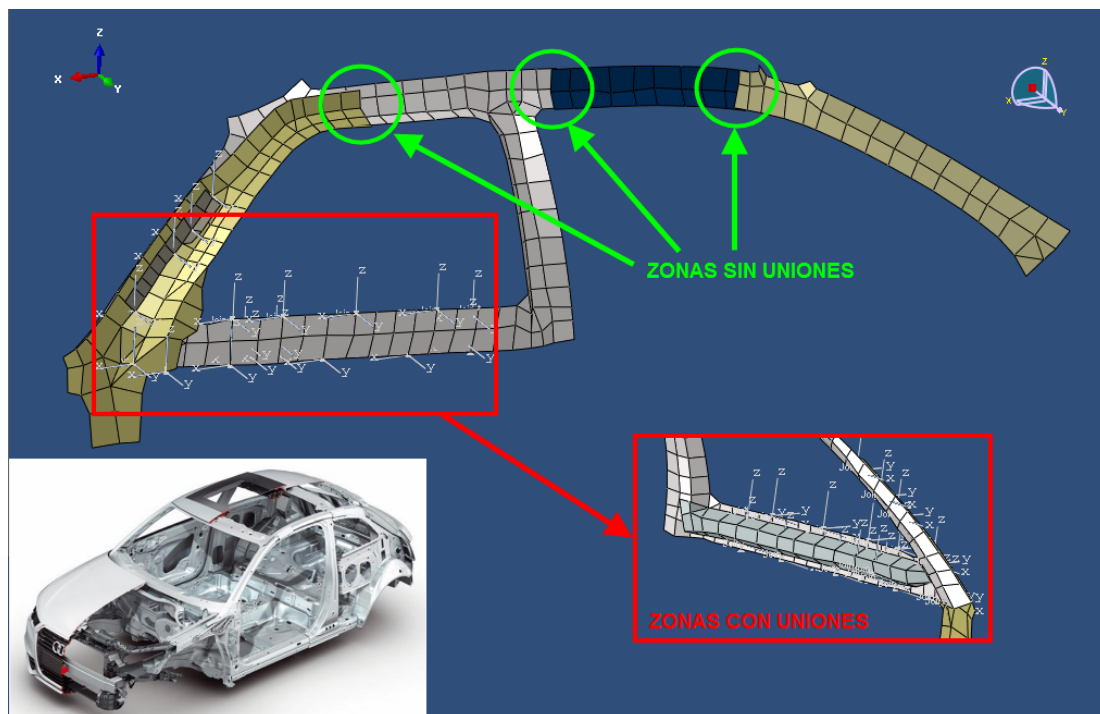


Figura 100 - Raíl techo sin unir

Para solucionar este problema, se han unido entre si estos elementos mediante MPC Beam. Estas uniones, se han aplicado a varios nodos en el área cercana entre estas piezas. Más concretamente en este caso, a diferencia del resto de ocasiones que se han utilizado los MPC Beam, las uniones se han hecho nodo a nodo. Esto es debido a que en esta zona del vehículo las piezas suelen ir soldadas o unidas mediante remaches. De esta forma se simula de manera más real el comportamiento de la unión.

TRABAJO FIN DE MÁSTER

Por otro lado, se han elegido los MPC Beam en vez de las uniones Join, debido a que estas últimas permitirían un giro excesivo en la zona al no haber un gran número de estas y estar articuladas.

El criterio que se ha seguido para realizar la unión, ha sido que el nodo de la chapa mas exterior de la carrocería sea el independiente y el de la interior el dependiente. De esta forma cuando el nodo de la chapa exterior empiece a desplazarse a consecuencia del impacto en el ensayo, esta unión transmitirá este movimiento al nodo de la chapa interior simulando de esta forma el contacto y la unión entre ambas de una manera más real.

En la **Figura 101**, se puede ver las uniones MPC Beam creadas en el raíl del techo:

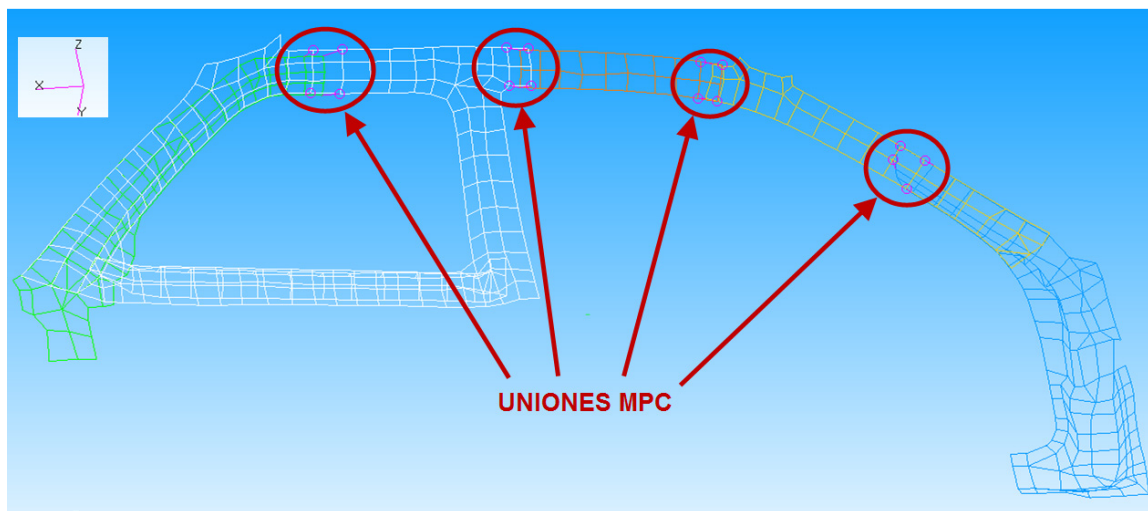


Figura 101 - Uniones MPC del raíl del techo

6.2.7. Modificaciones pilar B

Puesto que el pilar B es el objeto del estudio de este trabajo, se ha analizado cuidadosamente su modelado y la forma en la que este estaba unido en el modelo inicial.

En función de las características observadas en el análisis se realizaron 3 modificaciones sobre el modelo original del pilar B:

- a) **Modificación geometría de la malla:** Cuando se observó la geometría del pilar B, se vio que al igual que ocurría con la puerta y la carrocería este se encontraba unido al resto de las piezas del vehículo por la intersección con estas. Las cuales se muestran en la **Figura 102**.

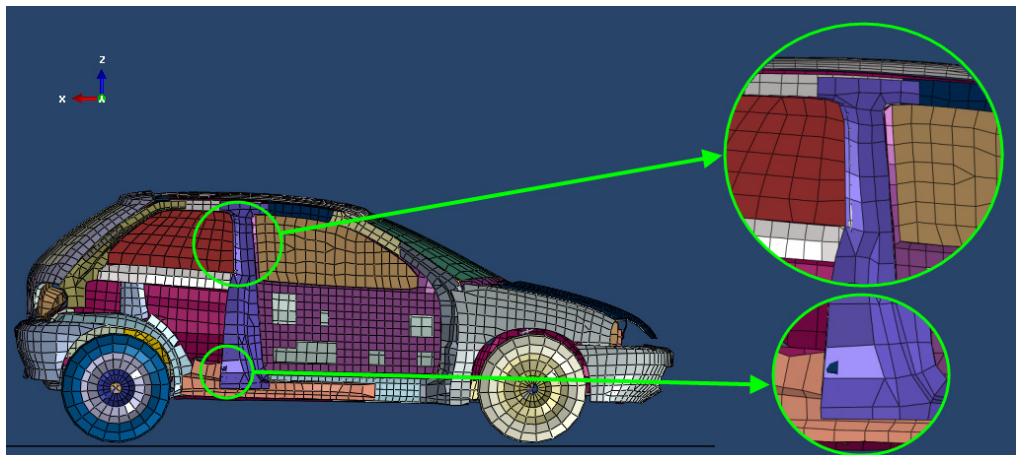


Figura 102 - Intersecciones de la malla del pilar B con la malla del resto del vehículo

Para esta modificación se ha seguido el mismo proceso que en el **Apartado 6.2.5**, hasta que se ha conseguido eliminar las intersecciones entre piezas como se puede ver en la **Figura 103**.

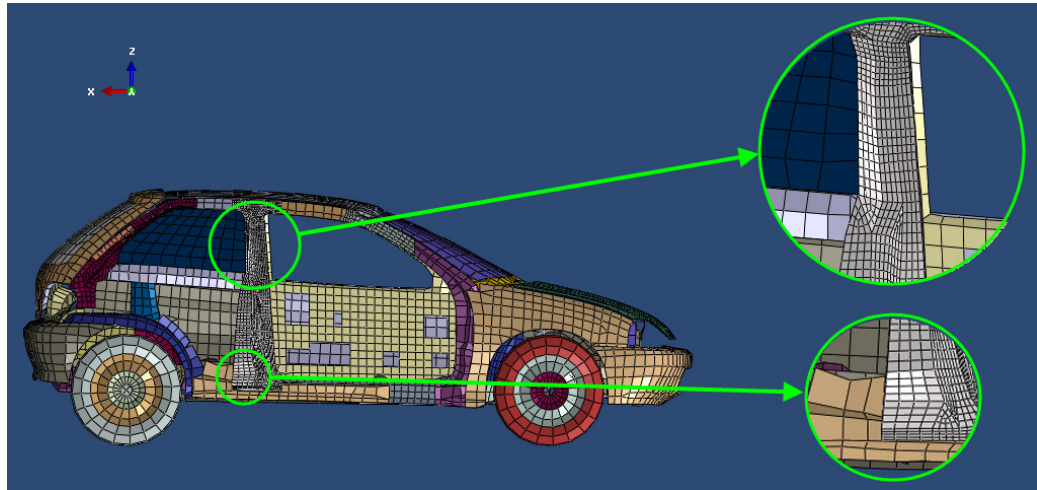


Figura 103 - Malla del pilar B sin intersecciones con la malla del vehículo

- b) **Unión del pilar B a la carrocería:** Una vez que se han eliminado las intersecciones el pilar B, este no se encuentra unido a la carrocería de ninguna manera.

Para unir el pilar B se han escogido MPC Beam, los cuales se aplicaran de la misma manera y por las mismas razones que en **Apartado 6.2.6**.

En este caso el pilar B se ha unido, al igual que ocurre en los modelos reales, en su parte superior al raíl del techo y en su parte inferior a la talonera del suelo. Siendo en ambas uniones los nodos pertenecientes al pilar B los nodos independientes. Estas uniones se pueden ver en la **Figura 104**.

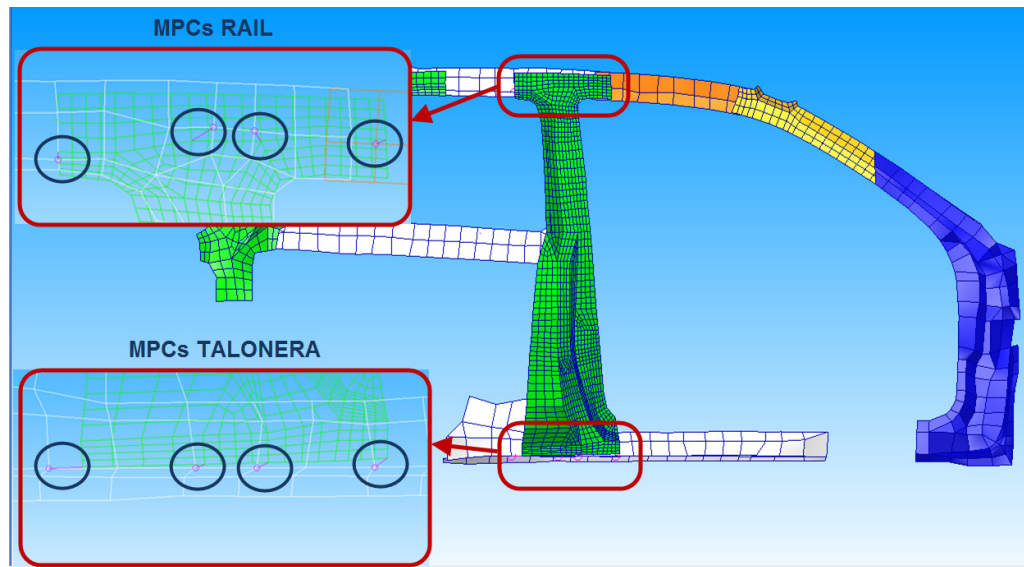


Figura 104 - Unión del pilar B

- c) **Afinamiento de la malla:** Como se ha en el **Apartado 6.1**, este modelo es un modelo simplificado en el cual las mallas no son excesivamente finas. Esto también afecta al mallado del pilar B, por lo tanto se realizo una creado una malla más fina para el pilar B con la misma técnica utilizada en el **Apartado 6.2.4** para hacer más fina la malla del pilar A y C. Esto se muestra en la **Figura 105**.

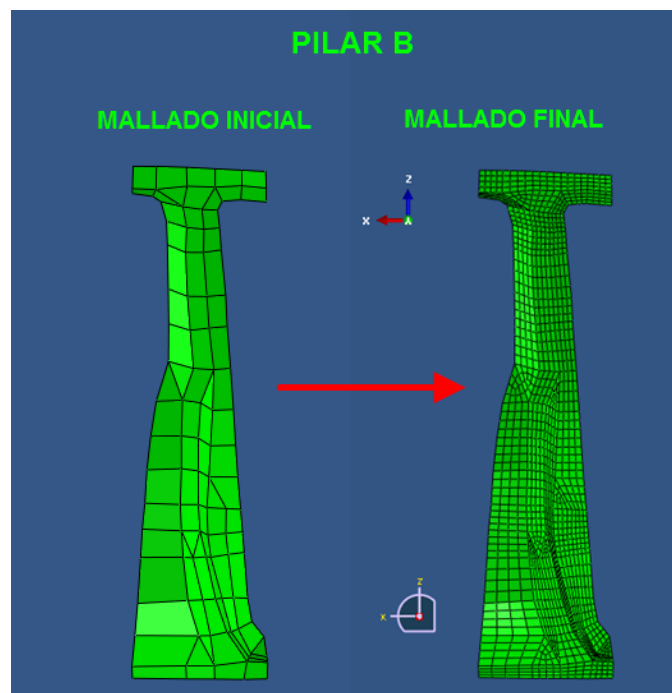


Figura 105 - Mejora en el mallado del pilar B



La razones por las que se realizo un mallado más fino son:

- **Mejorar la precisión de los resultados obtenido.** Al tener un mallado más fino el comportamiento de los elementos es más preciso con lo cual esto hace que los resultados sean más exactos.
- **Reducir la energía artificial.** El programa ABAQUS cuando realiza un cálculo dinámico crea una energía artificial de deformación ALLAE [8]. Esta energía artificial es creada por el programa para poder mantener matemáticamente la integridad geometría de los elementos durante el caculo, si los elementos tiene una deformación excesiva.

Esta energía es sumada a la energía total de deformación ALLIE con lo cual, cuanto mayor sea su valor menor será la precisión de los resultado obtenidos. En la **Figura 106** podemos ver la ecuación con la que Abaqus calcula ALLIE.

ALLIE

Total strain energy. (ALLIE=ALLSE + ALLPD + ALLCD + ALLAE + ALLDMD+ ALLDC+ ALLFC.)

Figura 106-Ecuación para el cálculo de la energía total de deformación (ALLIE) [8]

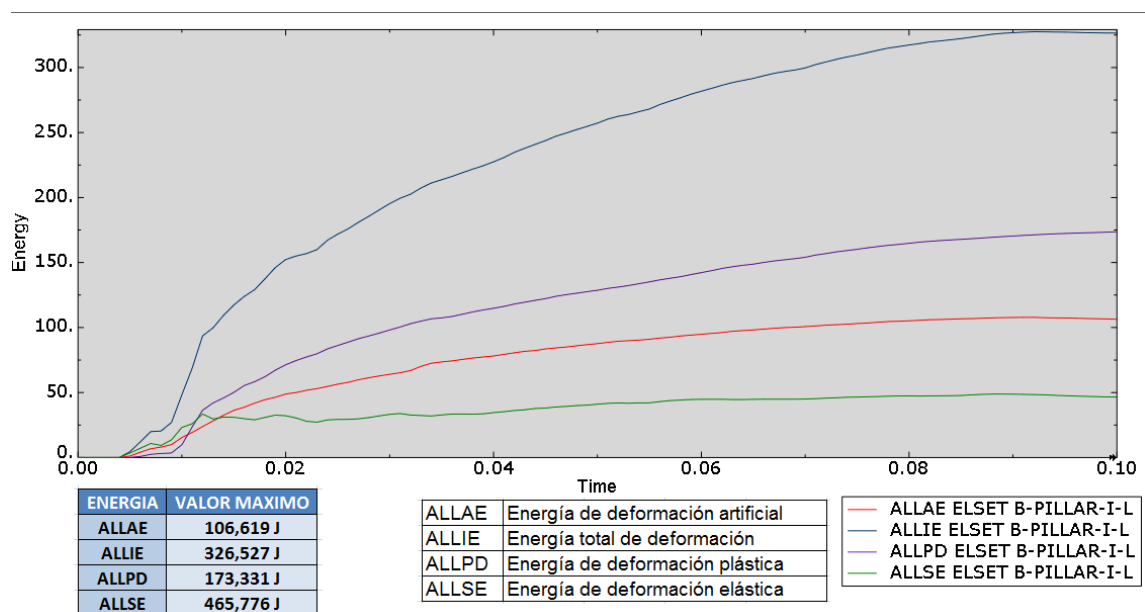
Una posibilidad para reducir esta energía es realizar un mallado más fino. Esto es debido a que cuanto más pequeño son los elementos, existe una mayor capacidad de adaptación de la malla a los cambios que se producen en esta. En el **Anexo E**, se encuentran definidas las energías utilizadas a lo largo del este trabajo.

A continuación se puede ver una comparativa entre ambos mallados, en la que para las mismas condiciones de cálculo la energía artificial ALLIE ha pasado del ser el 22,9% de la energía de la energía total de deformación ALLIE con el mallado grueso a

TRABAJO FIN DE MÁSTER

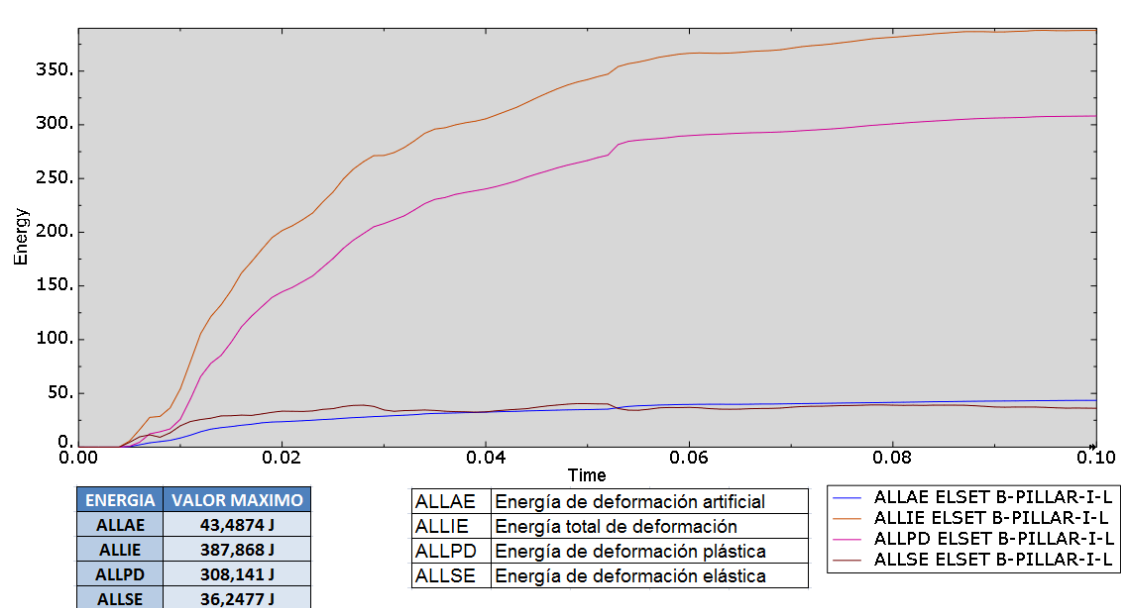
11,2% con el mallado fino. El cual es un valor aceptable para este tipo de cálculo

En la **Grafica 1**, se pueden ver las energías en el impacto para el mallado grueso del pilar B.



Grafica 1 - Energías en el pilar B con el mallado grueso en un impacto

En la **Grafica 2**, se pueden ver las energías en el impacto para el mallado fino del pilar B.



Grafica 2 - Energías en el pilar B con el mallado fino en un impacto

6.2.8. Modificación de los materiales

Como se ha comentado en el **Apartado 6.1**, en el modelo inicial existen una serie de materiales. Los cuales tienen unas características que no se asemejan a ningún material real.

Por eso se han modificado las propiedades de los que se alejaban más a la realidad, los cuales son ACERO y MATERIAL RIGIDO. Las propiedades de ambos materiales han sido modificadas por las de un acero S355 según la norma EN 10025:2004 [9]. Las propiedades de este acero de alta resistencia se pueden ver en la **Tabla 19**.

ACERO S355	
Densidad (ρ)	7890 kg/m ³
Modulo elástico (E)	210000 Mpa
Poisson (ν)	0,3
Limite elástico (Re)	275 Mpa
Tensión de rotura (Rm)	550 Mpa
Alargamiento a la rotura (A)	23%

Tabla 19 - Propiedades acero S355 según norma EN 10025:2004 [9]

Esta modificación se ha realizado debido a los elementos modelizados inicialmente con estos materiales, en la realidad suelen estar realizados de un acero comercial normalizado. Por otro lado, el acero escogido para estas piezas es el S355 puesto que es el más utilizado en este tipo de vehículos.

TRABAJO FIN DE MÁSTER

En la **Figura 107** se puede ver como quedaría distribución final de los materiales de cada pieza:

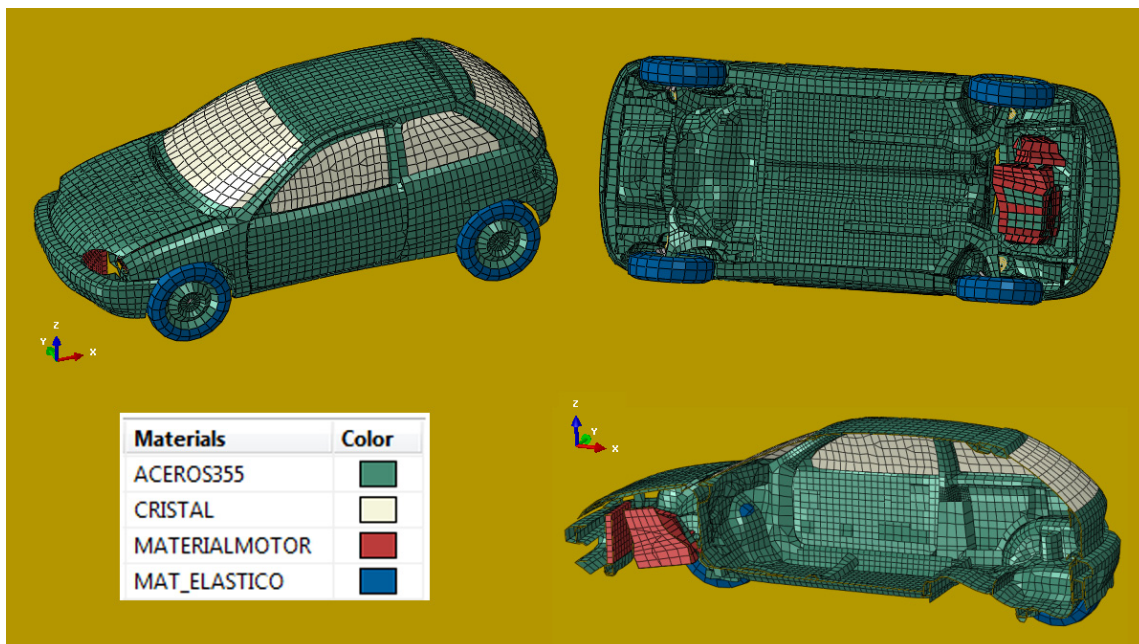


Figura 107 - Distribución final de materiales

Tras esta modificación del material y la eliminación de los elementos masa total del vehículo modificado es de 1052 kg lo cual supone una reducción de 190,94 kg respecto al modelo original acercándose más a la masa real del vehículo de 831 kg. Más concretamente, la diferencia actual de masas entre el vehículo real y el modelo es de 231 kg respecto a los 412,8 kg iniciales.

MASA INICIAL VEHICULO	
Masa modelo inicial	1243,8 kg
Masa coche real	831 kg
Diferencia	412,8 kg

Tabla 20 - Comparativa masas entre el modelo inicial y el vehículo real

MASAS MODELOS VEHICULOS	
Masa modelo inicial	1243,8 kg
Masa modelo modificado	1052 kg
Diferencia	191,8 kg

Tabla 21 - Comparativa masas entre el modelo inicial y el modelo modificado

MASAS FINAL VEHICULOS	
Masa modelo modificado	1052 kg
Masa coche real	831 kg
Diferencia	231 kg

Tabla 22 - Comparativa masas entre el modelo inicial y el modelo modificado

6.2.9. Eliminación acelerómetro

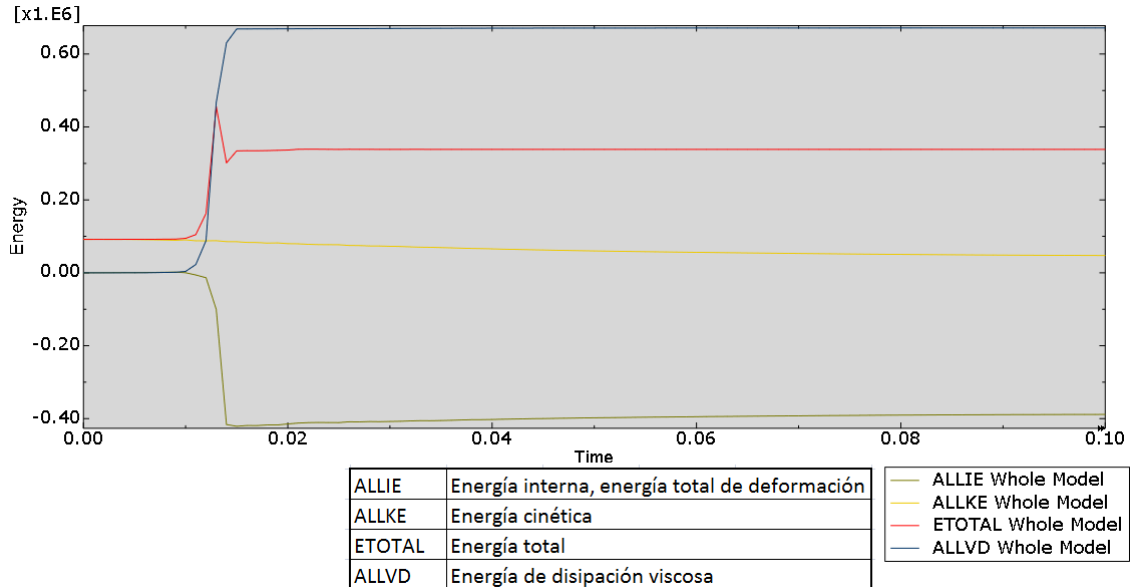
En los primeros cálculos de impacto lateral que se hicieron tras modificar el valor de los materiales. Se observó que, las energías totales del modelo obtenidas en los resultados tenían un comportamiento extraño.

Los comportamientos que se observaron en las respectivas energías son:

- **ETOTAL (Energía total):** Se observó que esta energía no permanecía constante a lo largo de todo el cálculo como debería ser, puesto que es la suma total de todas las energías.
- **ALLIE (Energía total de deformación):** Debido al aumento paulatino de la deformación por el impacto contra el vehículo, esta energía debería aumentar con un valor positivo. Como se puede ver en la gráfica previa a la modificación esta tenía un valor negativo, el cual no tiene sentido ninguno.
- **ALLVD (Energía de disipación viscosa):** Si vemos esta energía en el modelo previo a la modificación vemos que tiene un valor superior a la energía total lo que no tiene sentido en este tipo de los cálculos.

TRABAJO FIN DE MÁSTER

En la **Grafica 3** podemos ver los valores de energía del modelo completo previo a la modificación:



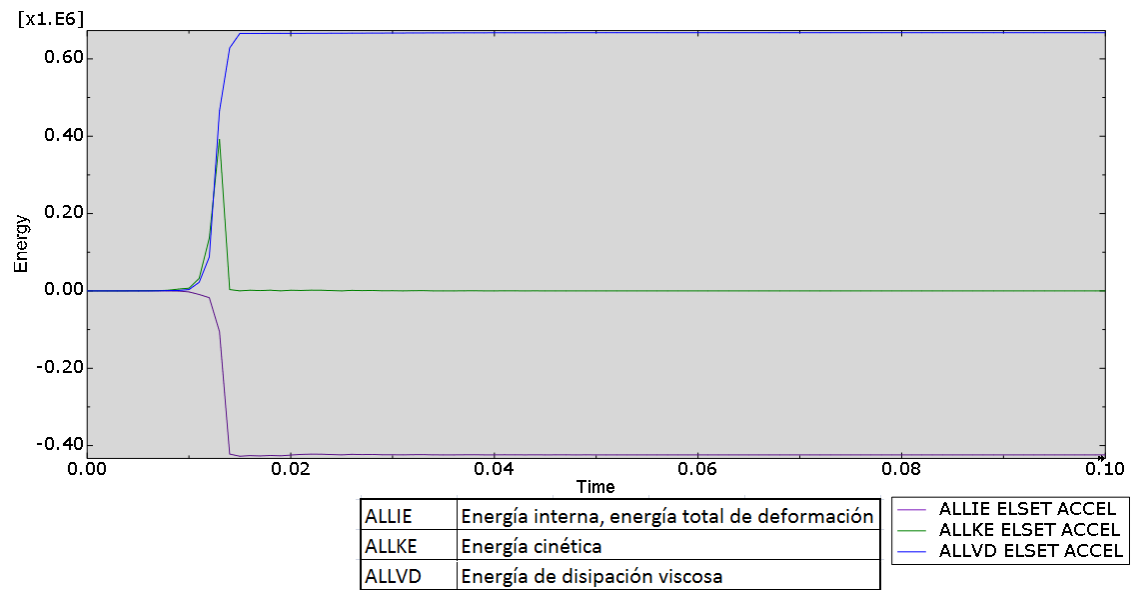
Grafica 3 - Energías en el modelo completo con el acelerómetro

Tras ver los problemas producidos tras el cambio de las propiedades de los materiales, se comprobó las energías de cada uno de los elementos que se había modificado sus propiedades.

En este proceso se descubrió que existía un elemento acelerómetro en el modelo, el cual se emplea en LS-Dyna como acelerómetro y era causante de estos valores anormales.

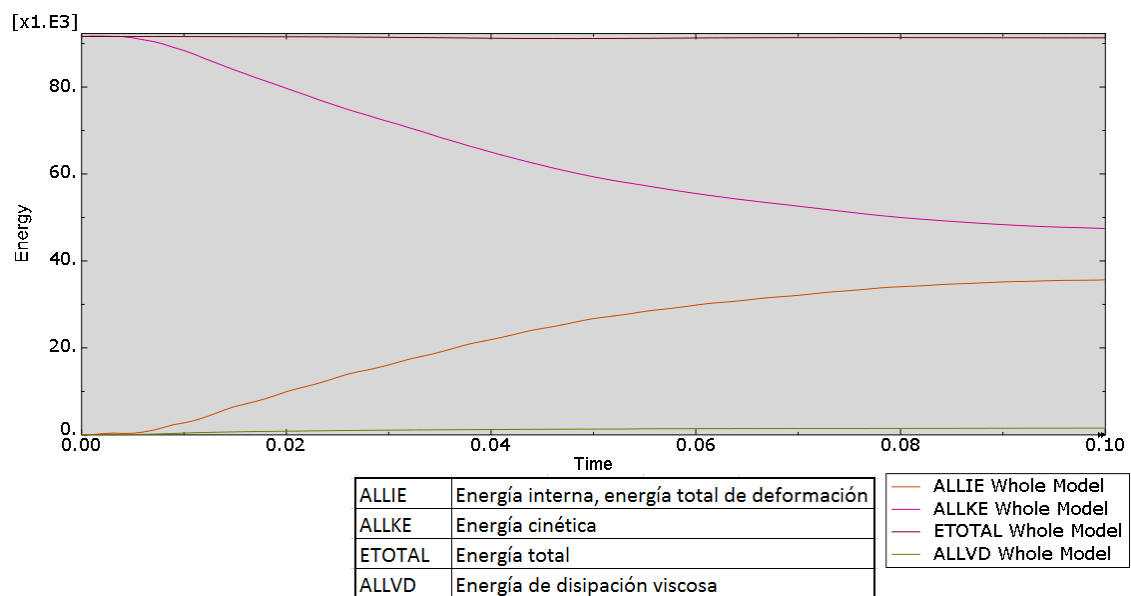
Al reducir la rigidez del acelerómetro, el cual se encontraba libre en el modelo sin unir a ningún otro, empezó a tener comportamientos extraños respecto a la viscosidad y estos repercutían en el modelo total. En **Grafica 4** podemos ver los valores de energía del acelerómetro.

TRABAJO FIN DE MÁSTER



Grafica 4 - Energías en el acelerómetro

Tras descubrir el elemento que causaba problemas y puesto que no era de ninguna utilidad en el ABAQUS, puesto que estaba diseñado para LS-Dyna se eliminó. Una vez eliminado este elemento del modelo se obtuvieron valores que se encontraban dentro de la normalidad, los cuales se pueden ver en la **Grafica 5**.



Grafica 5 - Energías en el modelo completo sin el acelerómetro

7. Diseño de la barrera deformable móvil

7.1. Introducción

La barrera deformable móvil es el elemento que impacta sobre el vehículo en el ensayo de la directiva 97/27 CE, de ahí de la gran importancia que tiene en el. Esta barrera se encuentra compuesta principalmente por dos estructuras:

- **Impactador:** Es la zona que entra en contacto con el vehículo en el impacto, se encuentra en la zona delantera de la barrera y es deformable.



Figura 108 - Impactador de la barrera deformable

- **Chasis:** Es la estructura de la barrera que sustenta al impactador y determina las características inerciales de la barrera.



Figura 109 - Chasis de la barrera deformable

TRABAJO FIN DE MÁSTER

De las dos partes que se divide la barrera deformable. La parte más importante de la barrera deformable es el impactador, puesto que es el elemento que entra en contacto con el vehículo ensayado. Con lo cual, tanto las características del impactador como las del vehículo van a determinar, en su mayor parte, los daños que sufrirá este último durante el choque entre ambos.

En la **Figura 110** se puede ver la composición de la barrera móvil:

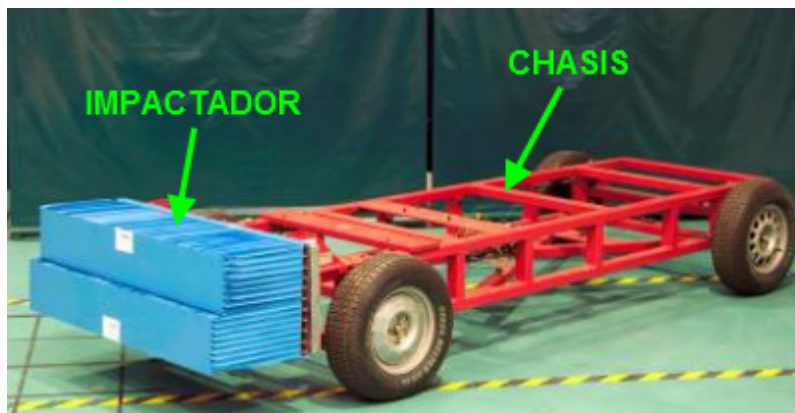


Figura 110 – Elementos que forman la barrera deformable

7.2. Características de la directiva

Como se ha comentado anteriormente, la directiva europea establece una serie de requisitos exigidos a la barrera utilizada, para que de esta forma todos los ensayos realizados bajo esta normativa tengan prácticamente unas características idénticas. Permitiendo así el análisis comparativo de los daños sufridos entre los diferentes vehículos sometidos al ensayo, puesto que se han realizado bajo las mismas condiciones.

Esta directiva determina tanto unas características para el conjunto total de la barrera deformable como otra específicas para el impactador. A continuación, se determinan los principales ámbitos de actuación de estas características [6], todas estas se encuentran definidas en el **Anexo B** donde aparece la normativa, pero principalmente lo que se define en cada una de ellas es:

7.2.1. Características de la barrera

Sobre las características del conjunto total de la barrera deformable [6], la directiva se centra en tres aspectos:

- Masa del conjunto, el cual tiene que tener una masa total de 950 ± 20 kg
- Distancias entre ejes, la anchura de los ejes delantero y trasero del carro será de $1\,500 \pm 10$ mm. Mientras que la distancia entre ejes del carro será de $3\,000 \pm 10$ mm.
- Disposición espacial del centro de gravedad. El centro de gravedad estará situado en un margen de 10 mm respecto del plano medio vertical longitudinal, $1\,000 \pm 30$ mm detrás del eje frontal y 500 ± 30 mm encima del suelo. La distancia entre la cara delantera del impactador y el centro de gravedad de la barrera será de $2\,000 \pm 30$ mm.

7.2.2. Características del impactador

La directiva determina las características que debe tener el impactador en tres ámbitos diferentes como son las dimensiones geométricas, el material utilizado y la rigidez [6]. Las cuales se encuentran brevemente descritas a continuación:

- **Características geométricas:** Define tanto las dimensiones totales de la estructura del impactador como las dimensiones de las partes que los forma y la forma la cual se encuentran estas unidas.
- **Características del material:** Determina que el material usado será una rejilla de aluminio de nido de abeja o un material que tengan unas características de deformación equivalentes a las exigidas en la normativa.

- **Características de rigidez:** Define un área en unos gráficos de rigidez, dentro de las cuales, tiene que estar la rigidez de cada una de las partes que forman el impactador, pero además, también define el área de rigidez para el conjunto total del impactado. A su vez, determina unos niveles de energía disipada para cada parte como para el conjunto y establece las dimensiones de desplazamiento de la cara frontal del impactador después del ensayo.

7.3. Características del modelo de la barrera deformable

Como se ha comentado anteriormente, el objetivo del proyecto es realizar la simulación numérica del ensayo de una forma simplificada. Por lo tanto, se tomó la decisión de centrarnos principalmente en que el modelo utilizado cumpla las características más importantes que define la normativa. De esta forma, se consigue definir un modelo que simule las condiciones en las que se realizaría el ensayo en la realidad y no se aumenta en exceso la complejidad de su diseño.

7.3.1. Características de la barrera

Dentro de este proceso de simplificación en el diseño del modelo, se decidió simplificar el modelo de la barrera deformable de tal forma que este únicamente estuviera compuesto por el impactado y la plancha de acero de la barrera donde el impactador va unido a esta.

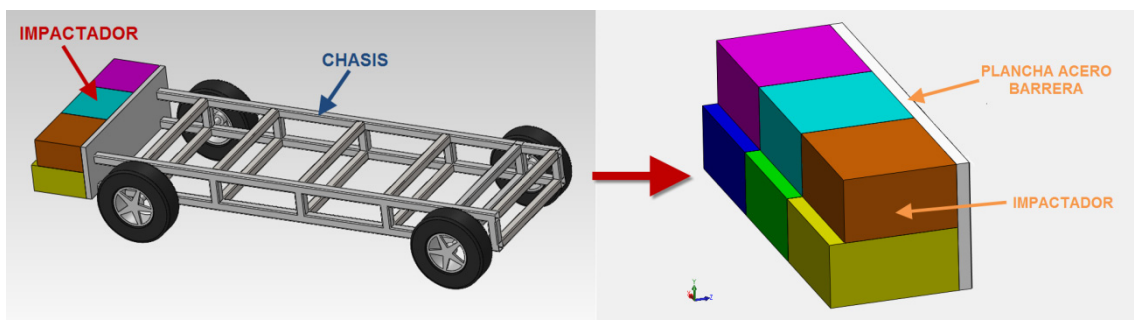


Figura 111 - Simplificación de la barrera deformable



TRABAJO FIN DE MÁSTER

Esta decisión se llevo a cabo debido a que la no inclusión de la estructura del chasis simplificaría el proceso de cálculo y de diseño. Para que esta simplificación no afectara al cálculo y la barrera deformable simplificada siguiera cumpliendo las características de la directiva sobre la barrera del **Apartado 7.2.1**, se tomaron las siguientes decisiones:

- La plancha de acero tendrá propiedades de cuerpo rígido. De esta forma, la plancha le transferirá la consistencia necesaria al impactador de la misma manera que si detrás de la plancha se encontrara el resto del chasis.
- Debido a que no existen ruedas en el modelo simplificado, no se tendrá en cuenta la característica de la directiva sobre distancia entre ejes.
- La masa total de 950 ± 20 kg de la barrera se definirá únicamente por medio de cálculo de unas densidades para las partes del impactador. Estos valores se encuentra definidos en el **Apartado 7.3.5**.
- Para la determinación de la posición del centro de gravedad solo se tendrá en cuenta que este debe estar situado en un margen de 10 mm respecto del plano medio vertical longitudinal y 500 ± 30 mm encima del suelo. La distancia respecto al eje longitudinal de la barrera no se tendrá en cuenta, puesto que en el modelo simplificado no hay chasis y carece de sentido. Para posicionar el centro de gravedad, también se hará mediante las densidades de las partes del impactador como se describe en el **Apartado 7.3.5**.

7.3.2. Características geométricas aplicadas de la directiva

Como se ha comentado anterior mente, la barrera simplificada constara de la zona del impactador y una plancha trasera. Estos elementos tendrán las características geométricas que define la normativa.

Las características geométricas definidas por la normativa para el impactador son:

- El impactador se compondrá de seis partes independientes juntas, divididas en un nivel superior (Nivel A) y un nivel inferior (Nivel B) como se puede ver en la **Figura 112**.

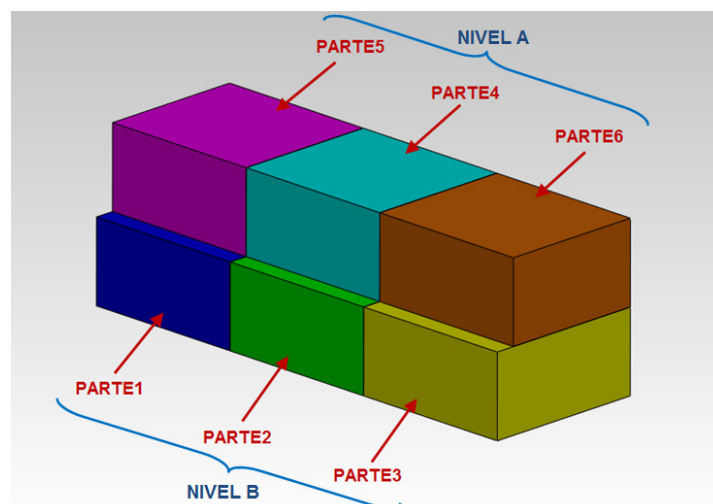


Figura 112 - Partes del impactador

- La zona de impacto deformable tendrá un ancho de 1500 ± 10 mm y una altura de 500 ± 5 mm.
- La distancia al suelo de la barrera en la zona de impacto será de 300 ± 5 mm medida en posición estática antes del impacto.

TRABAJO FIN DE MÁSTER

- Habrán seis elementos deformables, divididos en dos series de tres elementos. Todos los elementos tendrán la misma anchura $500 \pm 5 \text{ mm}$ y la misma altura $250 \pm 3 \text{ mm}$; los elementos de la serie superior tendrán una profundidad de $440 \pm 5 \text{ mm}$ y los de la serie inferior $500 \pm 5 \text{ mm}$, como se muestra en la **Figura 113**.

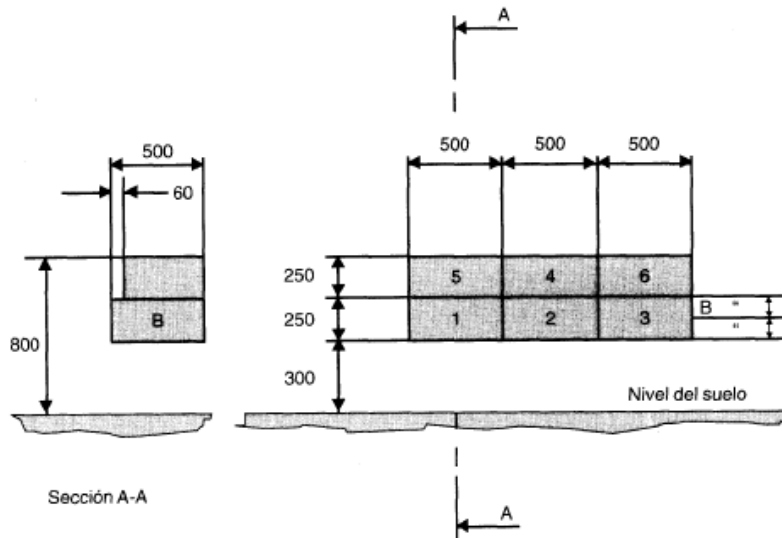


Figura 113 - Dimensiones del impactador

7.3.3. Características geométricas del modelo de elementos finitos

En el apartado 7.3.2 se han nombrado los puntos de la normativa que va a cumplir el modelo de elementos finitos de la barrera simplificada referentes a la geometría. Para aplicar estas se ha creado un modelo con las siguientes características:

- Mediante el Software Patran se ha creado un modelo en el cual las partes deformables del impactador se han creado como sólidos y la plancha de acero como elemento shell.

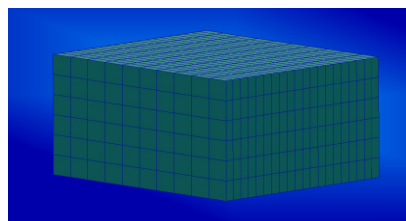


Figura 114 – Parte del impactador mallada como elemento solido

TRABAJO FIN DE MÁSTER

- Estos elementos sólidos se han creado con las características geométricas exigidas en la normativa, definidas en el apartado 7.3.2. Como se ve en la **Figura 115** y la **Tabla 23**.

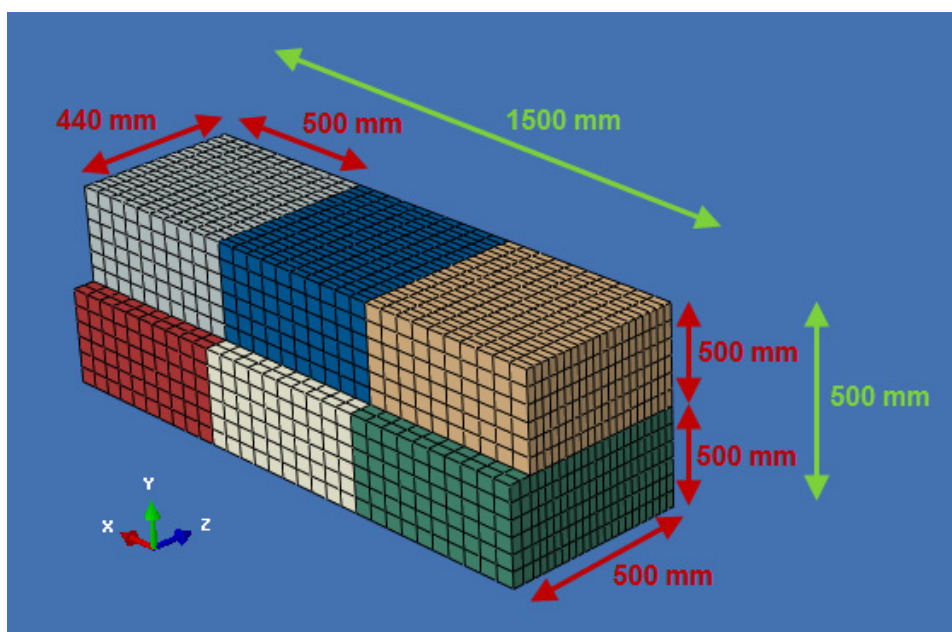


Figura 115 - Dimensiones del modelo de elementos finitos del impactador

	DIMENSIONES			ELEMENTOS QUE LO FORMAN
	ANCHURA (m)	ALTURA (m)	PROFUNDIDAD (m)	
IMPACTADOR	1,5	0,5	0,5	NIVEL INFERIOR + NIVEL SUPERIOR
NIVEL INFERIOR (B)	1,5	0,25	0,5	PARTE 1 + PARTE 2 + PARTE 3
NIVEL SUPERIOR (A)	1,5	0,25	0,44	PARTE 5 + PARTE 4 + PARTE 6
PARTES 1, 2, 3	0,5	0,25	0,5	SON ELEMENTOS INDEPENDIENTES
PARTES 4, 5, 6	0,5	0,25	0,44	SON ELEMENTOS INDEPENDIENTES

Tabla 23 - Dimensiones del modelo de elementos finitos del impactador

- Debido a que la norma exige que los elementos estén unidos, se ha realizado una equivalencia entre los nodos en contacto de las diferentes partes para que todas se encuentren unidas entre sí.

En la **Figura 116** se puede ver como los únicos nodos que no se encuentran unidos entre sí son los que parecen a las aristas exteriores del impactador. Estas aristas son las que se encuentran representadas en la figura.

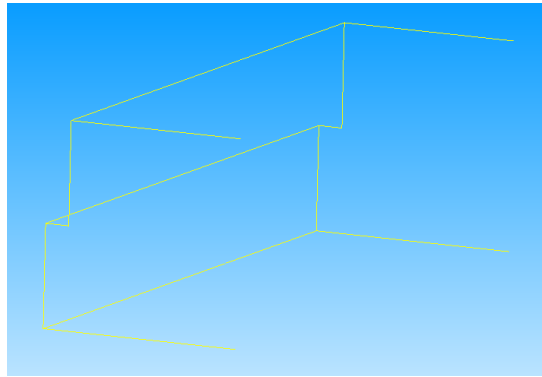


Figura 116 - Partes del impactador unidas

- Los elementos Shell de la plancha se ha creado en la parte posterior del impactador, utilizando los mismos nodos que forman la parte posterior de las partes del impactador. De esta forma la plancha se encuentra unida a las partes y además de esto, la plancha tendrá las mismas dimensiones que en conjunto total de la zona deformable de 1500 x 500 mm. Esto se puede ver en la **Figura 117**.

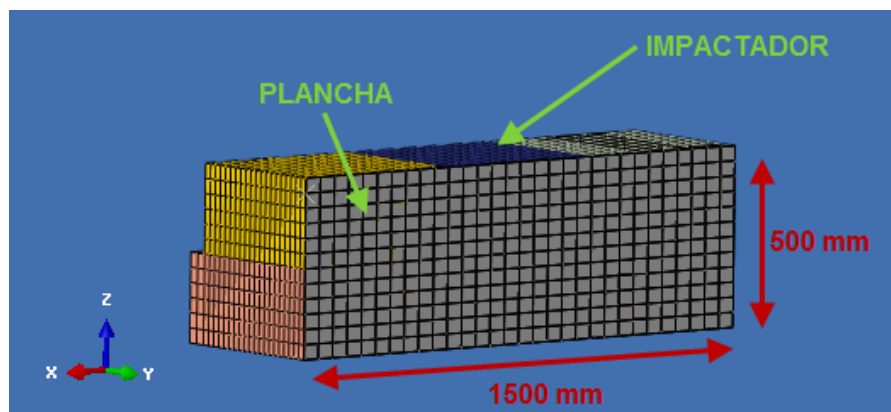


Figura 117 - Plancha unida al impactador en su parte posterior

En la **Figura 118** se puede ver la geometría y el mallado final del modelo de la barrera deformable.

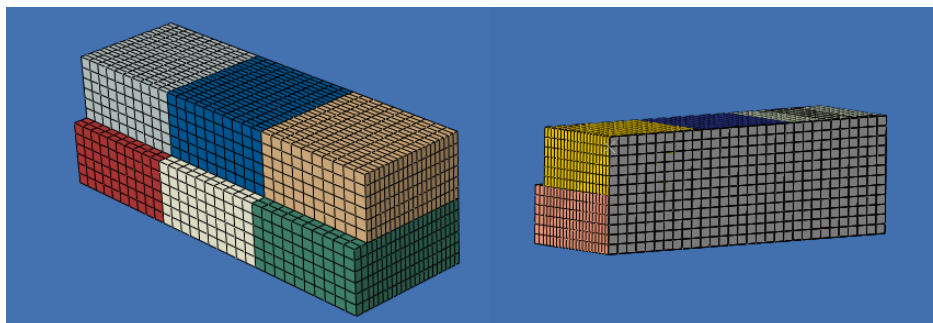


Figura 118 - Modelo de elementos finitos del la barrera deformable simplificada

7.3.4. Características de rigidez aplicadas de la directiva

En la directiva existen diversos criterios respecto a la rigidez que deben cumplir las partes del impactador. De todos estos se ha seleccionado el criterio más importante, el cual es la rigidez individual que debe tener cada una de las partes del impactador. Puesto que en función de este valor de rigidez se va determinar las deformaciones producidas en el vehículo

Esta rigidez se debe comprobar mediante un ensayo de impacto contra una barrera fija descrito por la directiva, el cual se encuentra detallado en el **Anexo B**.

Las principales características del ensayo son:

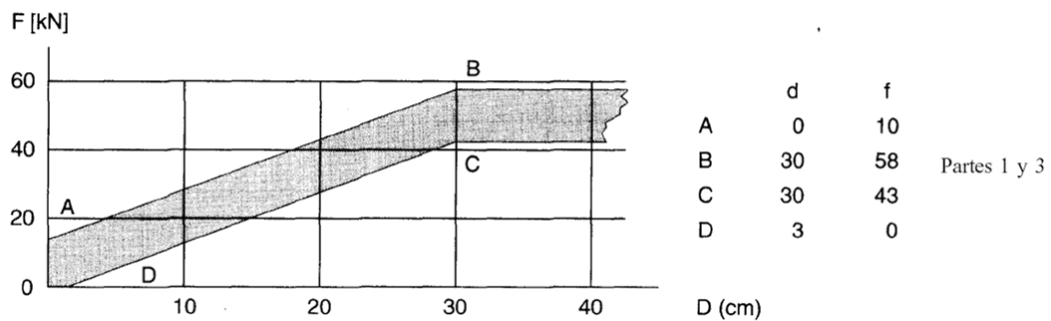
- La barrera fija consistirá en un bloque de hormigón armado con un ancho frontal no inferior a 3 m y una altura no inferior a 1,5 m. El grosor de la barrera rígida será el necesario para que su peso sea de al menos 70 toneladas.
- La velocidad de impacto será de 35 ± 2 km/h.
- La barrera rígida estará o bien anclada en el suelo o bien colocada en el suelo, si ha lugar, mediante dispositivos de sujeción adicionales para impedir su desplazamiento

Durante el impacto se medirán las curvas de fuerza-desplazamiento de cada una de las partes del impactado las cuales tiene que estar dentro de una determinada área definida por la normativa.

TRABAJO FIN DE MÁSTER

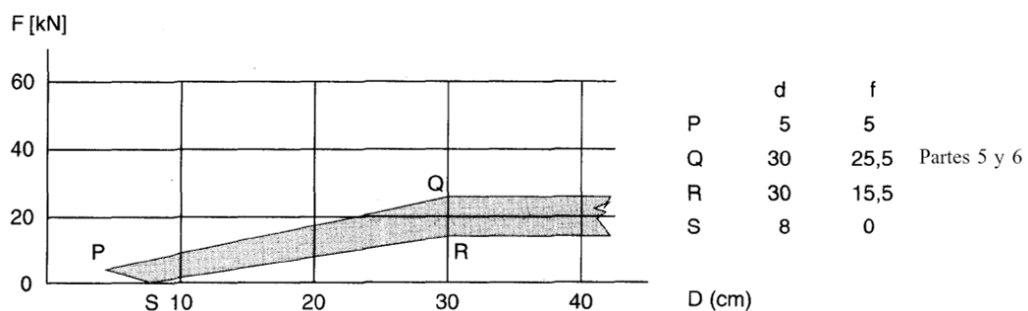
Las características de rigidez exigidas por la directiva [6] para el modelo diseñado son:

- a. Las partes 1 y 3 serán idénticas. Su rigidez será tal que sus respectivas curvas de fuerza-desplazamiento coincidan con el área rayada de la **Grafica 6**.



Grafica 6 - Curvas de fuerza-desplazamiento exigidas para las partes 1 y 3

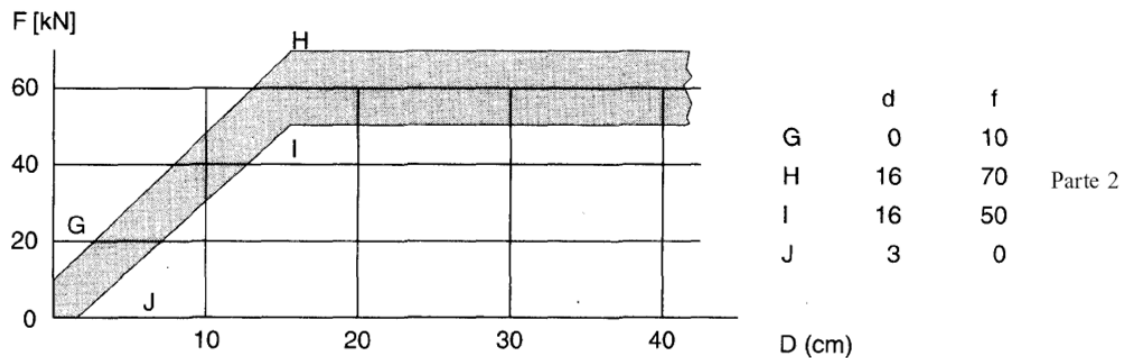
- b. Las partes 5 y 6 serán idénticas. Su rigidez será tal que sus respectivas curvas de fuerza-desplazamiento coincidan con el área rayada de la **Grafica 7**.



Grafica 7 - Curvas de fuerza-desplazamiento exigidas para las partes 5 y 6

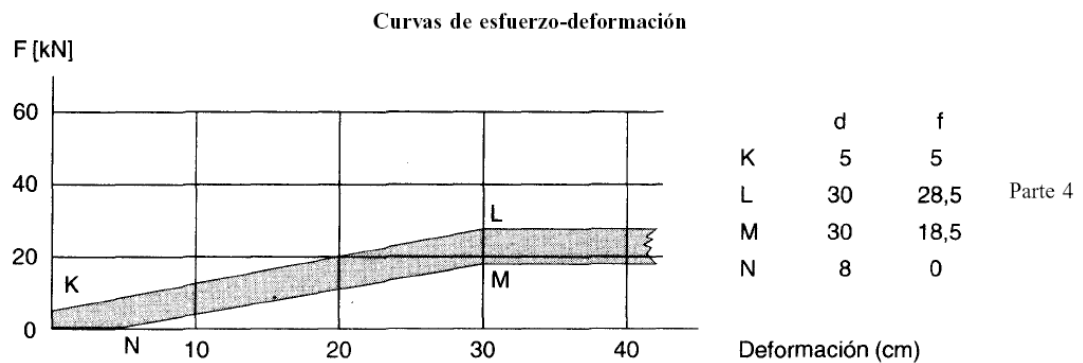
TRABAJO FIN DE MÁSTER

- c. La rigidez de la parte 2 será tal que su curva de fuerza-desplazamiento coincidirá con el área rayada de la **Grafica 8**.



Grafica 8 - Curvas de fuerza-desplazamiento exigidas para la parte 2

- d. La rigidez de la parte 4 será tal que su curva de fuerza-desplazamiento coincidirá con el área rayada de la **Grafica 9**.



Grafica 9 -Curvas de fuerza-desplazamiento exigidas para la parte 2

7.3.5. Características del material de las partes en el modelo de elementos finitos

Como se ha comentado en el **Apartado 7.3.1**, se ha decidido que por medio de las características del material de las partes del impactador se consiga que el modelo cumpla los requisitos de masa, centro de gravedad y de rigidez que exige la normativa.

Este apartado se ha dividido en dos fases, en la primera de ellas se han obtenido la masa total y el posicionamiento del centro de gravedad exigidos y en la segunda los niveles de rigidez de las partes.

Masa y centro de gravedad del modelo de elementos finitos

Para que el modelo cumpla los requisitos de masa y de posición geométrica del centro de gravedad, se ha realizado el cálculo de la densidad necesaria de cada una de las partes del impactador para cumplir los requisitos exigidos por la directiva. Los cuales son:

- Masa total de 950 ± 20 kg.
- Centro de gravedad situado 10 mm respecto del plano medio vertical longitudinal y 500 ± 30 mm encima del suelo.

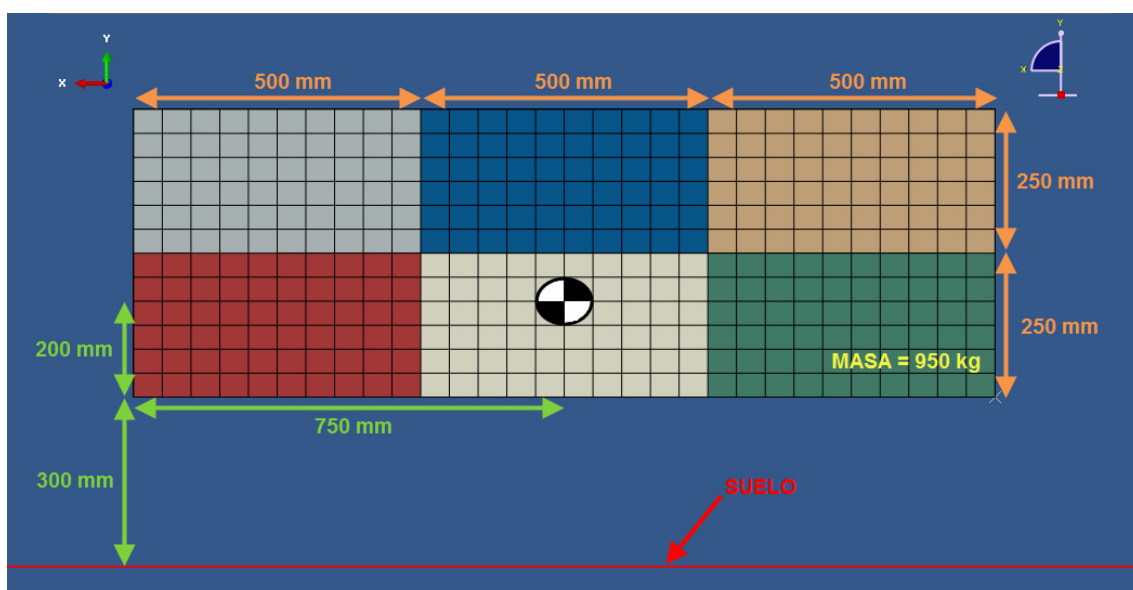
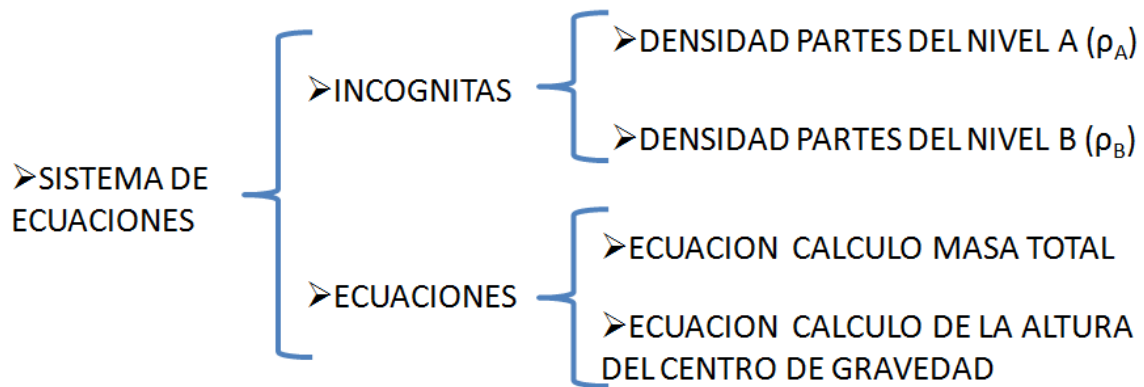


Figura 119 - Posición geométrica del centro de gravedad y masa total

TRABAJO FIN DE MÁSTER

Todo este proceso de cálculo se ha visto simplificado por la utilización de sólidos a la hora de modelizar las partes del impactador. El proceso de cálculo de las densidades, se encuentra descrito en detalle en el **Anexo C**. Pero principalmente en este anexo, se ha resultado un sistema de ecuaciones en el cual hay dos ecuaciones y dos incógnitas.



Una vez resuelto este sistema de ecuaciones, los valores necesarios de las densidades de cada nivel del impactador para cumplir los requisitos de la directiva son:

$$\text{Densidad nivel A } (\rho_A) = 1727.273 \text{ kg/m}^3$$

$$\text{Densidad nivel B } (\rho_B) = 3546.666 \text{ kg/m}^3$$

Rigidez del modelo de elementos finitos

Para obtener unas curvas de rigidez para cada una de las partes dentro de los valores especificados, se ha realizado un proceso de iteración el cual se encuentra descrito al detalle en el **Anexo D**.

Las características del material utilizado para las partes son de hiperelástico. Eso es debido a que cuando se utilizó un material elástico no se conseguían alcanzar los niveles de rigidez definidos por la normativa debido a que se producía una distorsión excesiva de algunos elementos y el software de cálculo se detenía.

La principal diferencia entre un material elástico e hiperelástico es que estos últimos recuperan toda la deformación que se les produce debido a que no tienen zona plástica [8]. Esto no influye en nuestro modelo, puesto que lo que nos interesa es la rigidez de estos a la hora de comprimirse en el impacto, donde ambos materiales tienen un comportamiento muy similar. A demás en el momento de máxima deformación en el impacto, el vehículo tiene una mayor velocidad de desplazamiento que la barrera con lo que mientras esta tiene la recuperación elástica no toca en ningún momento al vehículo, como se ve en la **Figura 120**.

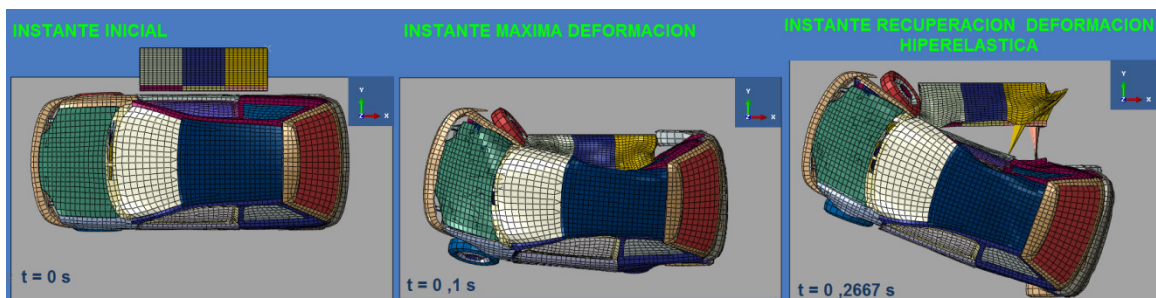


Figura 120 - Diferentes instantes en el impacto lateral

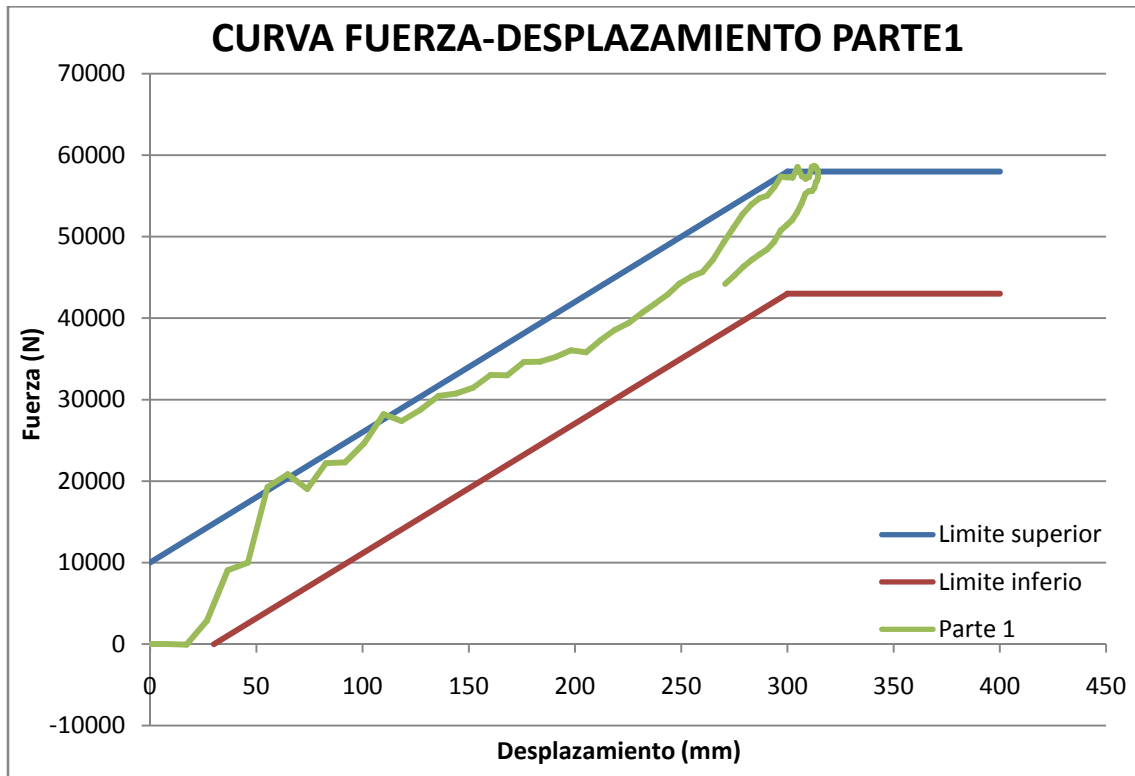


Principalmente este proceso ha tenido los siguientes pasos:

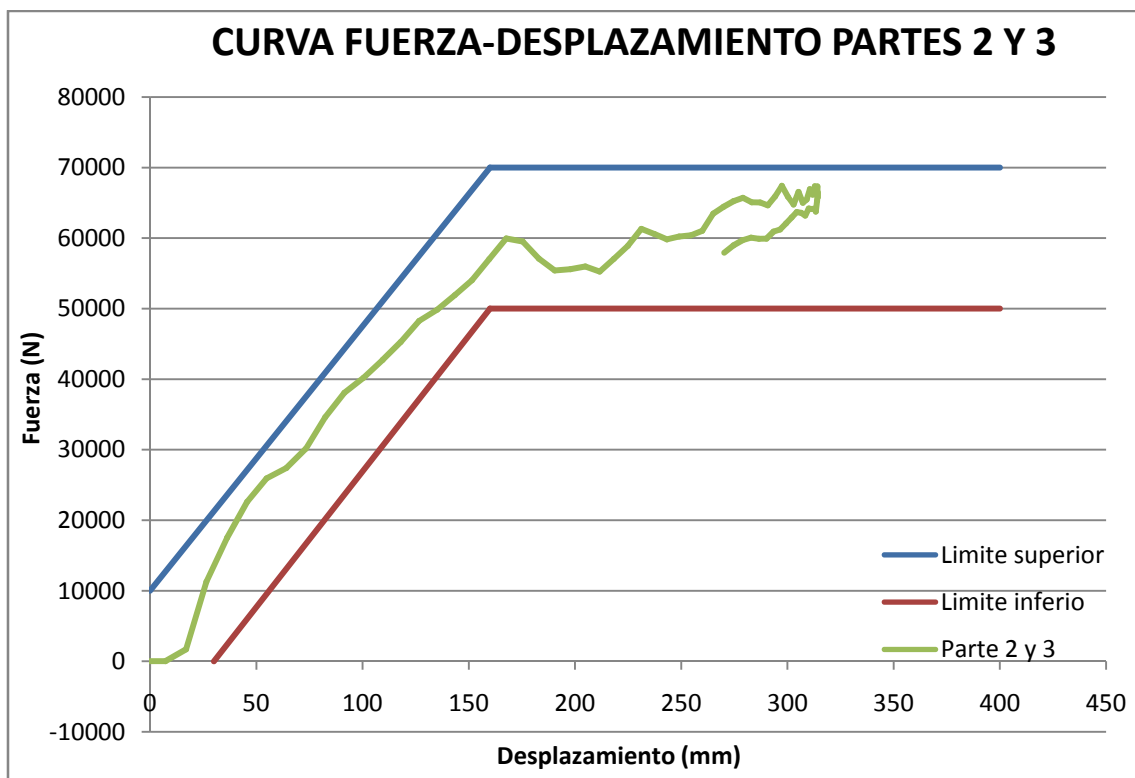
- Modificación del modelo de la barrera a utilizar el impacto lateral para facilitar el proceso de cálculo de las curvas.
- Cálculo de valores iniciales de partida de la curva tensión deformación de cada una de las partes a partir de las curvas fuerza-desplazamiento facilitadas por la normativa.
- Creación de un modelo con las características necesarias para simulación del impacto de la barrera contra el bloque de hormigón en un cálculo dinámico. Este cálculo se realizara bajo las características descritas por la normativa para el cálculo de las curvas fuerza-desplazamiento, estas características se encuentra definidas en el **Apartado 7.3.4.**
- Simulación del ensayo mediante un cálculo explícito en Abaqus. Para esta simulación, se ha utilizado unos valores iniciales calculados a partir de las propiedades de cada una de las partes.
- Cálculo de las curvas fuerza-desplazamiento en base a los resultados de la simulación.
- Proceso de iteración para el ajuste de los valores necesarios de las curvas tensión deformación para obtención de las curvas fuerza desplazamiento dentro de la normativa. Este proceso de iteración se ha realizado mediante la simulación de impacto contra el bloque de hormigón.

TRABAJO FIN DE MÁSTER

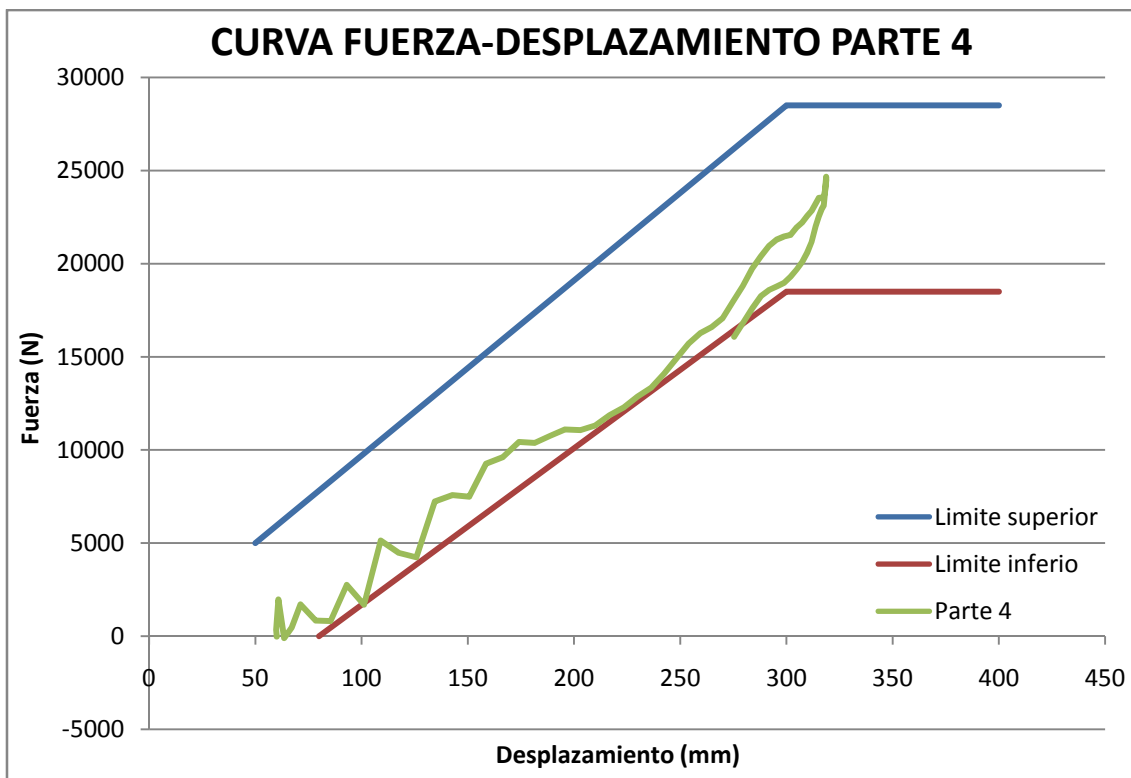
Una vez finalizado este proceso los gráficos de fuerza-desplazamiento obtenidos para cada una de las partes del impactador son:



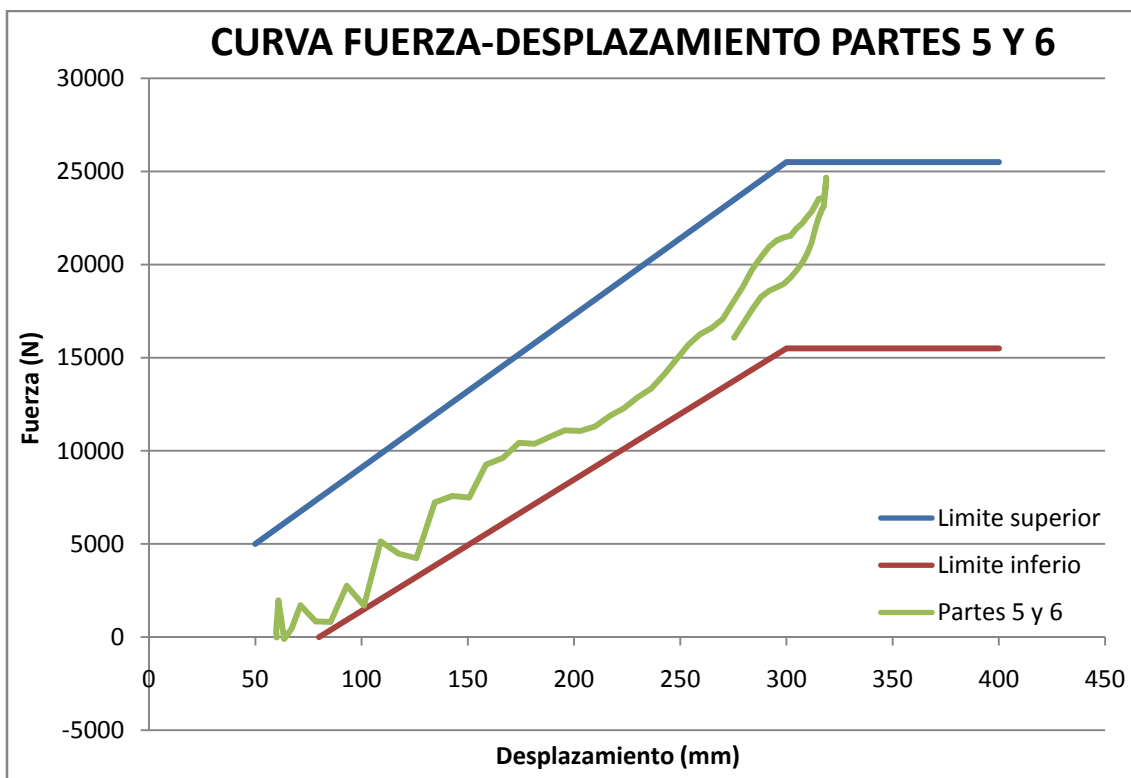
Grafica 10 - Curva fuerza-desplazamiento obtenida para la Parte 1



Grafica 11 - Curva fuerza-desplazamiento obtenida para las Partes 2 y 3



Grafica 12 - Curva fuerza-desplazamiento obtenida para la Parte 4



Grafica 13 - Curva fuerza-desplazamiento obtenida para las Partes 5 y 6

8. Modelización del ensayo

Para la simulación del ensayo en un modelo de elementos finitos, se ha determinado que este cumpla una serie de características principales definidas por la directiva en el **Apéndice Procedimiento de ensayo de colisión del Anexo B** [6]. Este procedimiento determina como se debe realizar el ensayo.

Debido a la gran cantidad de requisitos exigidos y su complejidad. Únicamente se han seleccionado las características más importantes, las cuales determinan el comportamiento de los elementos que intervienen en el ensayo. De esta forma, se simplifica el proceso pero sigue cumpliendo los parámetros principales que determina la directiva.

Las características que se han seleccionado para que cumpla el modelo son:

- El terreno en el que se produzca la colisión debe ser plana y regular, y representativa de una calzada normal, seca y regular. Donde el desplazamiento del vehículo será horizontal
- El vehículo sometido a ensayo se encontrará inmóvil.
- La barrera deformable móvil poseerá las características exigidas en la directiva y descritas en el **apartado 7.2**.
- La trayectoria del plano medio vertical longitudinal de la barrera deformable móvil será perpendicular al plano medio vertical longitudinal del vehículo impactado.
- El plano medio vertical longitudinal de la barrera deformable móvil coincidirá, dentro de un margen de ± 25 mm, con un plano vertical transversal que atraviese el punto R del asiento delantero situado en el lado de impacto del vehículo sometido a ensayo.

TRABAJO FIN DE MÁSTER

- La velocidad de la barrera deformable móvil en el momento del impacto será de 50 ± 1 km/h.
- El vehículo de ensayo será representativo de la producción en serie, incluirá todo el equipamiento normal y estará en condiciones de funcionamiento normal.
- Las ventanillas laterales permanecerán cerradas, al menos las del lado impactado.
- Las puertas estarán cerradas, pero no con llave.
- Los neumáticos estarán hinchados con la presión que indique el fabricante del vehículo.

8.1. Elementos utilizados

El modelo que simula el impacto está compuesto por tres elementos, los cuales son los elementos principales en el ensayo real.

Los elementos utilizados son:

- **Modelo del Geo Metro:** Más concretamente se ha utilizado el modelo en el cual se ha realizado todas las modificaciones descritas en el **Apartado 6.2.**

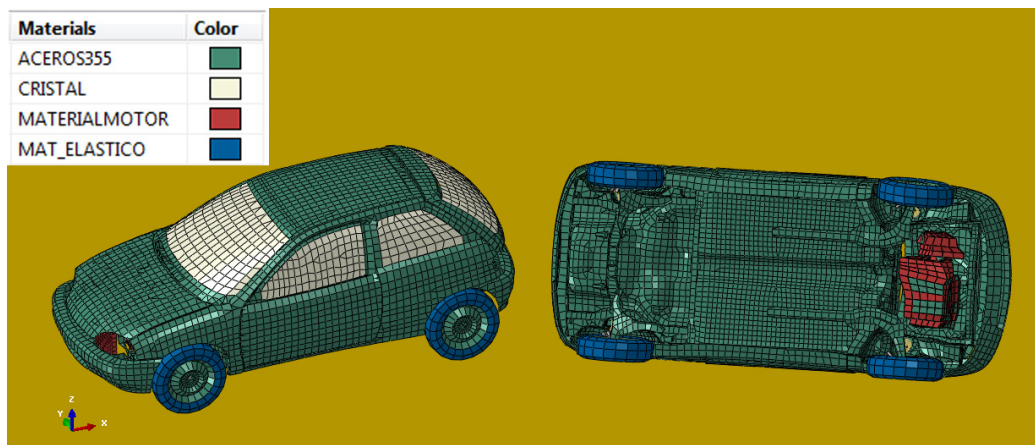


Figura 121 - Materiales en el vehículo

TRABAJO FIN DE MÁSTER

A demás de las características nombradas en el apartado mencionado, vemos que el modelo modificado del vehículo cumple algunas de las otras características seleccionadas de la directiva:

- a) Como el modelo de elementos finitos del vehículo esta obtenido a partir del modelo real ya comercializado, se cumple el requisito de que el vehículo de ensayo será representativo de la producción en serie.
- b) En el modelo también encontramos que las ventanillas están subidas y además se ha modelizado de forma que el cristal se encuentra unido a la estructura de la puerta, con lo cual las ventanillas permanecerán cerradas.

En la siguiente imagen se puede ver como la mayoría de los nodos de la ventanilla y del marco se encuentran unidos, puesto que prácticamente solo los nodos exterior de la puerta se encuentran si unir a ningún elemento.



Figura 122 - Mallado puerta y ventanilla

- c) Una de las modificaciones del **Apartado 6.2**, son la unión de las puertas a la carrocería mediante uniones MPC en el **Apartado 6.2.5**, las cuales recrean los cierres y bisagras de las puertas. Con lo cual se cumple también el requisito de que las puertas estén cerradas.

- d) Otro requisito que se cumple es que los neumáticos estarán hinchados con la presión que indique el fabricante, ya que estos en el modelo tienen aplicada una presión de 2 bar (**Apartado 6.2.1**) la cual es muy común en los neumáticos de vehículos del tipo modelizado.
- **Modelo de la barrera deformable:** El modelo utilizado es el diseñado en el **Apartado 7**, el cual tiene todas las características y propiedades descritas en ese apartado.
 - **Modelo del suelo:** Para recrear el suelo se ha creado un elemento Shell, el cual se han aplicado propiedades de cuerpo rígido para que no se deforme. También se han empotrado sus cuatro nodos, con lo cual el elemento permanecerá fijo recreando así las características del suelo de la pista de ensayos.

A demás al estar modelizado el suelo como un único elemento y cuyos nodos se encuentran todos en la misma cota en Z cumplimos el requisito de la directiva, el cual dice que la superficie del terreno en el que se produzca la colisión debe ser plana y regular

Las dimensiones del suelo son de 4,5 metro de ancho por 9 metros de largo para permitir sin problemas el deslizamiento horizontal del vehículo en el impacto.

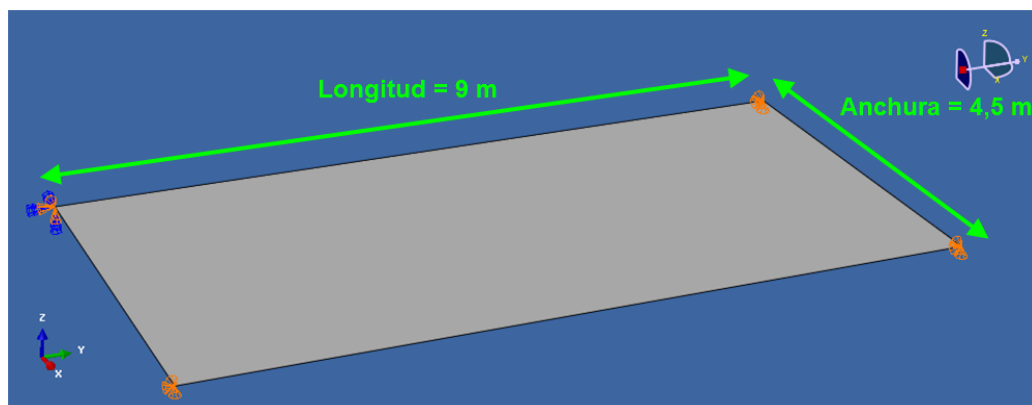


Figura 123 - Suelo del modelo del ensayo de impacto lateral

- El plano medio vertical longitudinal de la barrera deformable móvil coincidirá, dentro de un margen de ± 25 mm, con un plano vertical transversal que atraviese el punto R del asiento delantero situado en el lado de impacto del vehículo sometido a ensayo.

8.2. Posicionamiento geométrico

La colocación de los diferentes elementos en la simulación del ensayo, se ha hecho en base a los criterios que define la directiva:

- El vehículo se ha colocado próximo al extremo del suelo por donde recibirá el impacto. Esto se ha hecho para que el vehículo tenga espacio suficiente para frenarse por rozamiento en el desplazamiento horizontal que se produce tras el impacto, en caso que fuera necesario.

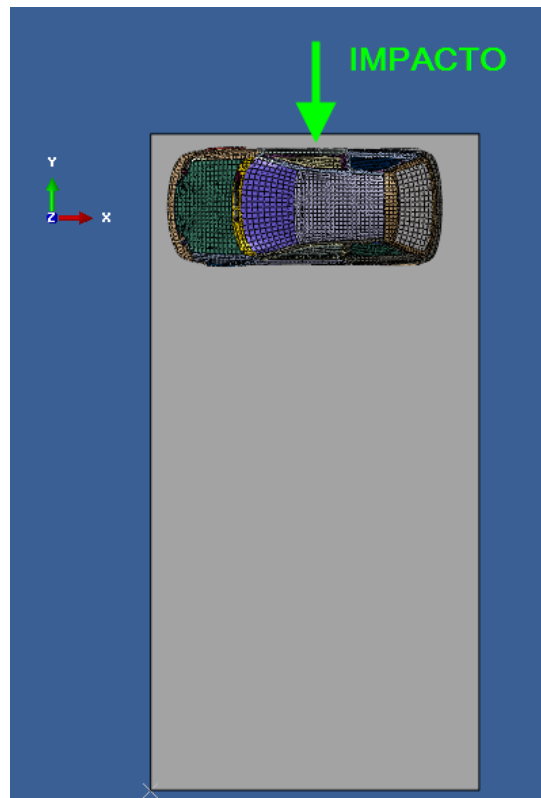


Figura 124 - Colocación del vehículo sobre el suelo

TRABAJO FIN DE MÁSTER

- El vehículo se ha colocado lo más próximo posible al suelo pero sin llegar a tocar. Para que no se produzcan interferencias entre el elemento del suelo y los de las ruedas, por intersecciones entre ambos.

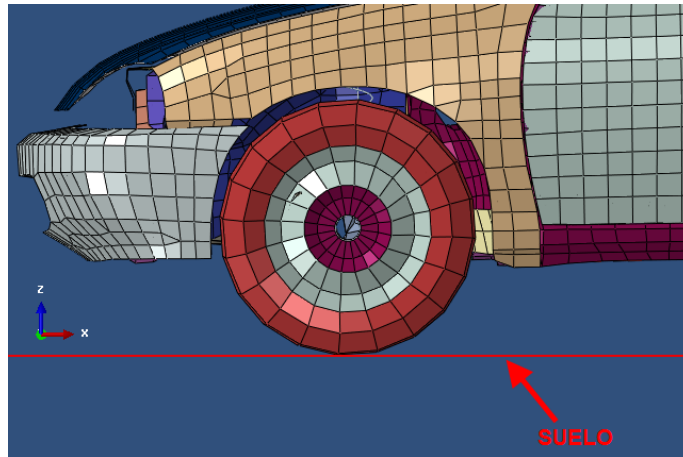


Figura 125 - Distancia del suelo a la rueda

- El vehículo y la barrera se han colocado muy próximos entre sí en el eje Y para reducir el tiempo de cálculo en sin resultados. Pero a su vez, se ha dejado la distancia suficiente para que mientras avance el impactador el coche se pose en el suelo, por el efecto de la gravedad, antes de iniciar el impacto.

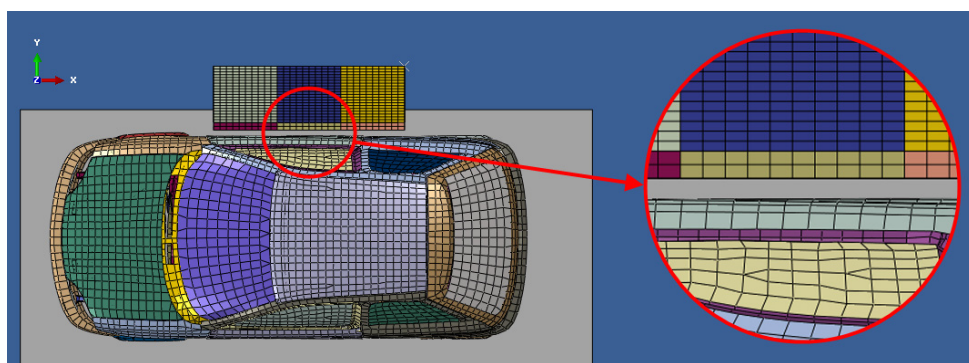


Figura 126 - Colocación de la barrera respecto al eje Y

TRABAJO FIN DE MÁSTER

- La barrera se ha colocado en el eje Z a una distancia al suelo de 300 mm como se indica en la directiva. Como se define en el **Apartado 7.3.2**

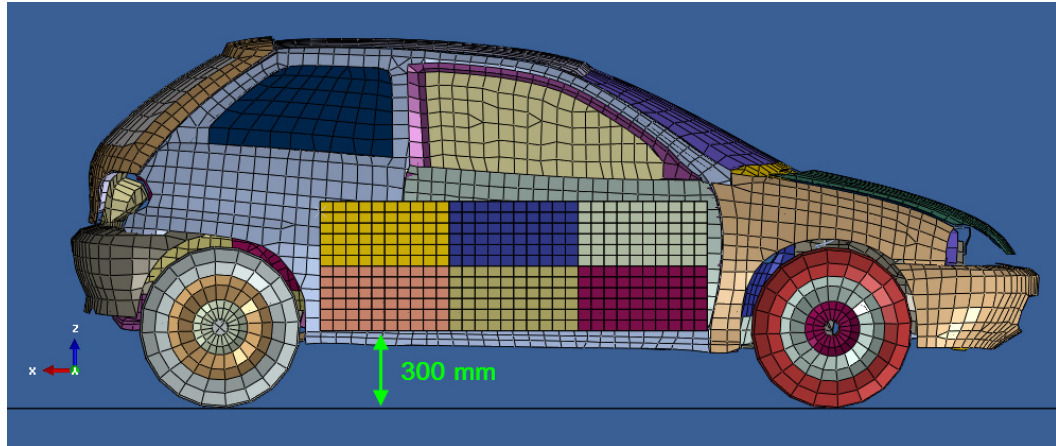
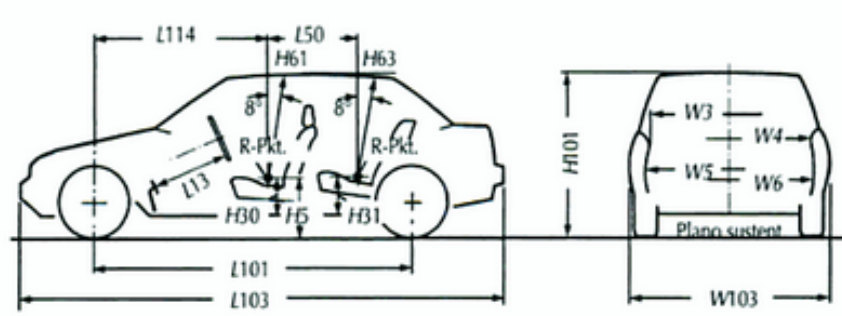


Figura 127 - Colocación de la barrera respecto al eje Z

- Uno de los características seleccionadas a la hora de colocar los elementos, es que plano medio vertical longitudinal de la barrera deformable móvil coincidirá, dentro de un margen de ± 25 mm, con un plano vertical transversal que atraviese el punto R del asiento delantero. Con lo cual queda definida la posición de la barrera respecto al eje X.

Debido a que no se disponen datos sobre la posición del punto R en el vehículo modelado, se ha utilizado una **Tabla 24** donde aparecen las medidas interiores y exteriores típicas de los turismos según Normas VDA 239-01 [10].

Medidas interiores y exteriores típicas (según Normas VDA 239-01)



Cota		Coches peq. mm.	Clase super. mm.
H 5	Punto R hasta plano sustentación delante	460	510
H 30	Punto R hasta punto talón delante	240	300
H 31	Punto R hasta punto talón detrás	300	310
H 61	Espacio para cabeza efectivo delante	940	980
H 63	Espacio para cabeza efectivo detrás	920	950
H 101	Altura del vehículo	1360	1400
L 13	Del volante al pedal de freno	480	630
L 50	Distancia entre prontos R (asientos del. y tras.)	710	830
L 101	Distancia entre ejes (batalla)	2430	2880
L 103	Longitud total del vehículo	3840	4930
L 114	Del centro rueda delantera al punto R	1250	1590
W 3	Espacio para hombros delante	1310	1430
W 4	Espacio para hombros detrás	1290	1420
W 5	Espacio para caderas delante	1260	1430
W 6	Espacio para caderas detrás	1240	1470
W 103	Ancho total del vehículo	1620	1820

Tabla 24 – Medidas interiores y exteriores típicas (Norma VDA 239-01) [10]

Para determinar el punto R de nuestro vehículo, se ha realizado una proporcionalidad entre la longitud total de vehículo y la distancia del centro de la rueda delantera al punto R. Para esta proporcionalidad, se han utilizado los valores típicos de un vehículo pequeño, que es donde se encuentra el Geo Metro.



El cálculo realizado para la obtención del punto R en el Geo Metro es:

$$\frac{L\ 103\ Cp}{L\ 114\ Cp} = \frac{L\ 103\ Gm}{L\ 114\ Gm}$$

Donde:

L 103 Cp = Longitud total del coche típico pequeño

*L 114 Cp = Longitud del centro de la rueda delantera al
punto R del coche típico pequeño*

L 103 Gm = Longitud total del Geo Metro

*L 114 Gm = Longitud del centro de la rueda delantera al
punto R del Geo Metro*

Donde la incógnita es:

L 114 Gm

Donde conocemos:

L 103 Cp = 3840 mm

L 103 Gm = 3795 mm

L 114 Gp = 1250 mm

Con lo cual el valor de la longitud del centro de la rueda delantera al punto R del Geo metro es:

$$\frac{3840}{1250} = \frac{3795}{L\ 114\ Gm}$$

$$\boxed{L\ 114\ Gm = 1235,35\ mm}$$

TRABAJO FIN DE MÁSTER

Una vez calculada la posición del punto R, el plano medio vertical longitudinal de la barrera se ha colocado aproximadamente a 1235 mm del centro de la rueda delantera.

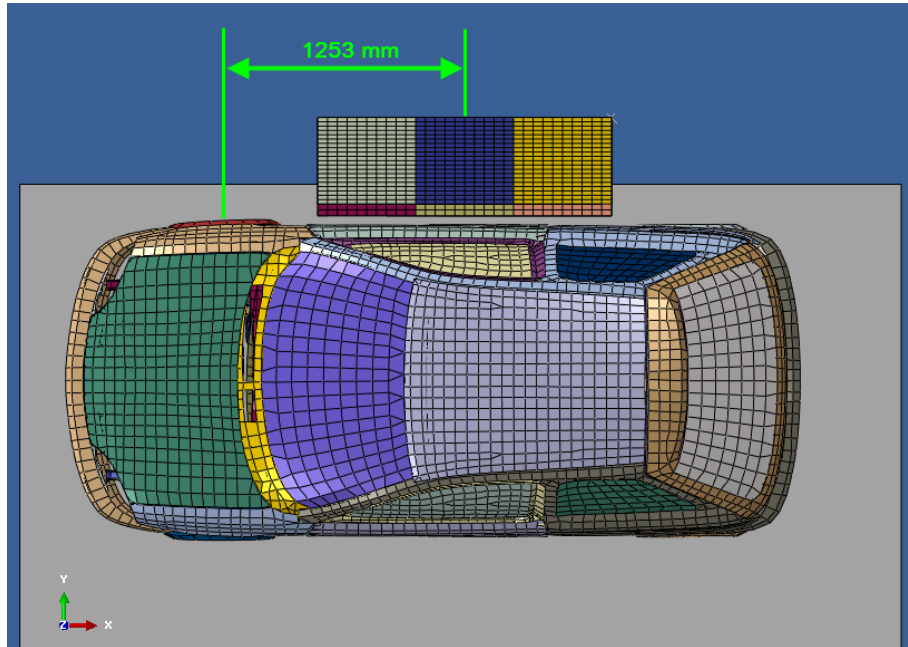


Figura 128 - Colocación de la barrera respecto al eje X

- Otra característica geométrica que se cumple implícitamente por la colocación adecuada de la barrera respecto al punto R, es la perpendicularidad entre el plano medio vertical longitudinal de la barrera deformable y el plano medio vertical longitudinal del vehículo impactado.

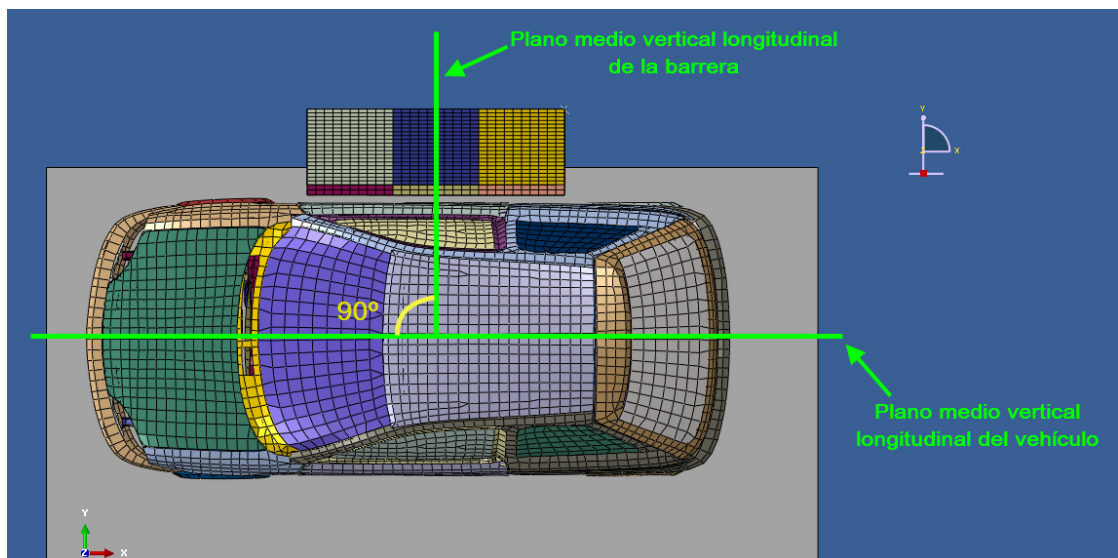


Figura 129 - Perpendicularidad entre planos

8.3. Condiciones de contorno aplicadas al modelo del ensayo

Para simular el impacto se han aplicado una serie de condiciones de contorno al modelo del ensayo, las cuales recrean las características que se han descrito al inicio del **Apartado 8**.

Las características de contorno aplicadas son:

- Se aplicó la aceleración de la gravedad a todas las partes del modelo. De esta forma el comportamiento del vehículo en el impacto se asemejará a las condiciones reales. Esta tiene un valor de $9,81 \text{ m/s}^2$ en la dirección negativa del eje Z.

En la **Figura 130** se puede ver como la presión afecta a todos los elementos de la simulación, menos a los elementos que se encuentran empotrados. También, se puede observar que los neumáticos tienen unos valores de aceleración diferentes debido a que estos tienen una presión interna de 2 bares.

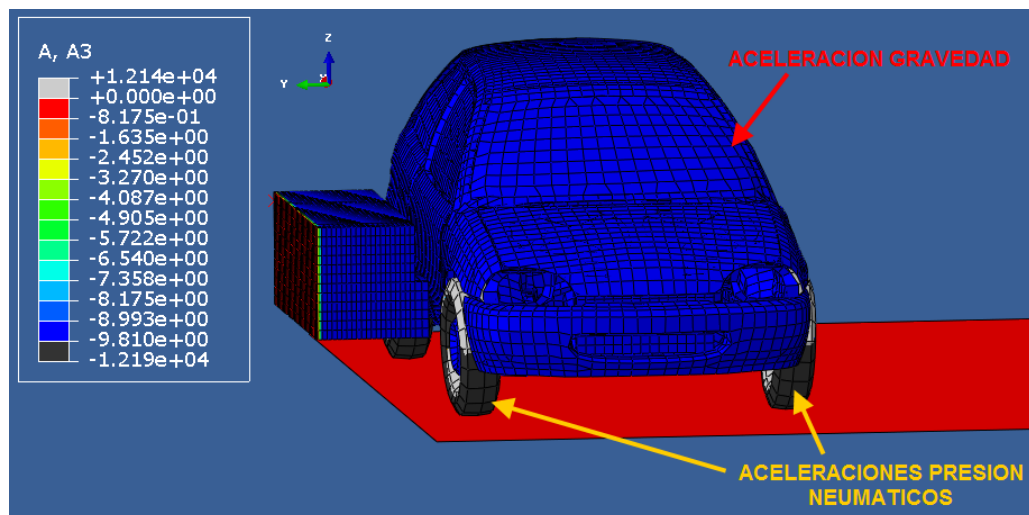


Figura 130 - Aceleraciones en el eje Z

TRABAJO FIN DE MÁSTER

- Debido a que el terreno en el que se produzca la colisión debe ser representativa de una calzada normal, seca y regular. Donde el desplazamiento del vehículo será horizontal.

Se aplica un contacto global entre todas las partes del modelo con un coeficiente de rozamiento de 0,3, el cual es un valor que se adapta a las características reales de la pista de ensayos.

- Otra de las características que se cumple, es que el vehículo sometido a ensayo se encuentra inmóvil en el momento del impacto.

Como se puede ver en la **Figura 131**, la barrera se ha colocado lo suficientemente alejada para que la gravedad pose el vehículo en el suelo antes que se produzca el impacto. Con lo que el vehículo se encuentra apoyado en el suelo e inmóvil en el instante del inicio del impacto.

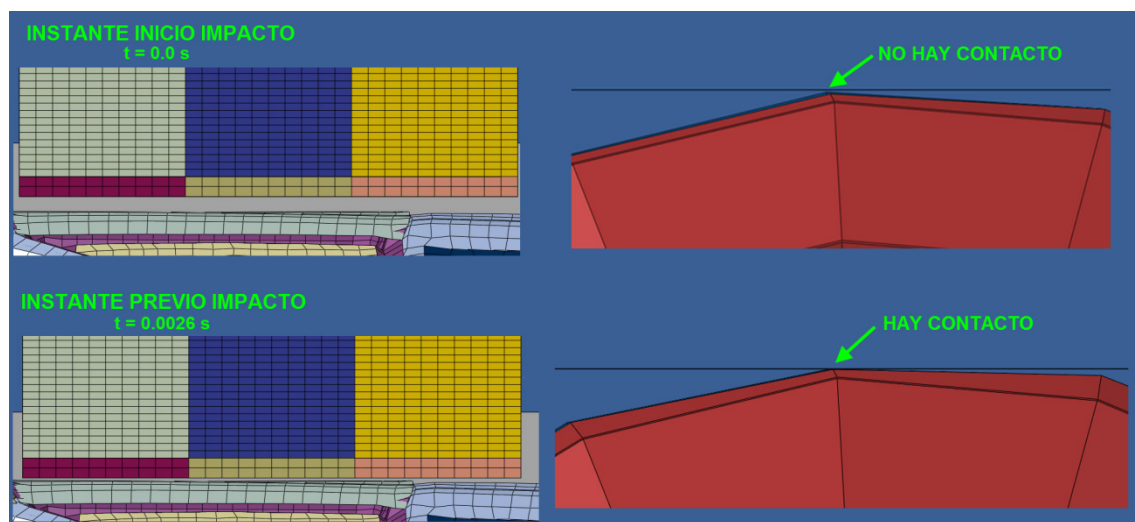


Figura 131 - Asentamiento del vehículo en el suelo previo al impacto

TRABAJO FIN DE MÁSTER

- Se ha aplicado una velocidad inicial a la barrera deformable móvil de 50 km/h (13,889 m/s) en la dirección negativa del eje Y. Con lo cual en el momento del impacto esta cumplirá la característica de impactar a 50 km/h, puesto que no hay ninguna fuerza que la frene hasta el momento del impacto.

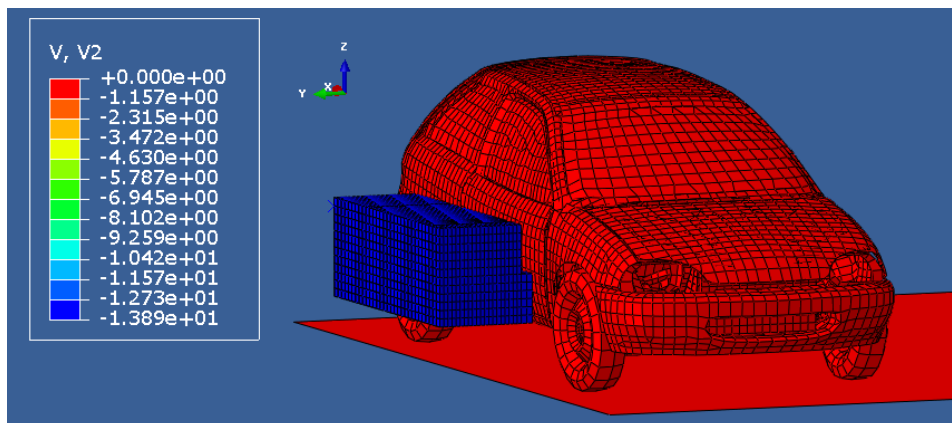


Figura 132 - Velocidades en el eje Y

9. Análisis comparativo del pilar B

El análisis comparativo del pilar B, ha consistido en calcular el impacto con el modelo completo del ensayo descrito en el **Apartado 8** para diferentes configuraciones de materiales del pilar B y comparar los resultados obtenidos para cada configuración.

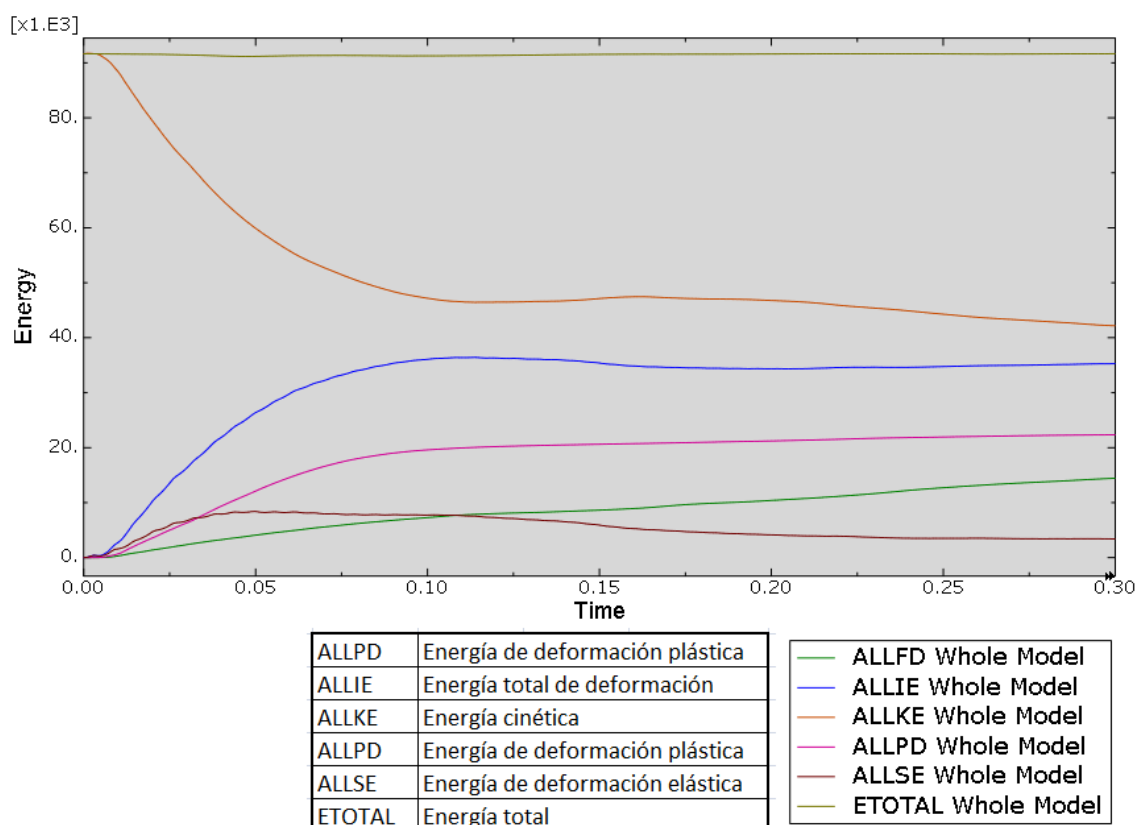
9.1. Características del análisis

Como se ha comentado a lo largo del trabajo, el Software utilizado para el cálculo y el post-proceso es Abaqus. En este caso, todas las simulaciones se han calculado durante 0,1 segundos, el cual es el instante más desfavorable para el pilar B. Se ha utilizado este criterio puesto que a lo largo de los cálculos de todas configuraciones realizadas se ha visto un comportamiento casi idéntico hasta ese instante.

TRABAJO FIN DE MÁSTER

La elección de ese momento es debido a que en el instante $t=0,1$ segundos, la energía de deformación total en el cálculo (ALLIE) es máxima, con lo cual es el instante más desfavorable para el pilar B puesto que está sometido a la máxima tensión y sufre su mayor deformación. A partir de ese instante, la energía ALLIE tiene un valor prácticamente constante, el cual va disminuyendo poco a poco por la recuperación de elástica debido a que la barrera ya no está empujando al vehículo.

En la **Grafica 14**, de uno de los casos calculados, se puede ver que a partir del instante $t=0,1$ segundos, la energía de deformación total (ALLIE) va disminuyendo muy lentamente al mismo ritmo que disminuye la energía elástica de deformación (ALLSE), con lo cual las tensiones del pilar B se irán descargando poco a poco.



Grafica 14 - Simulación de un impacto hasta los 0,3 segundos

TRABAJO FIN DE MÁSTER

Con lo cual, según fuera avanzando el tiempo se vería como la energía de deformación total (ALLIE) se va acercando al valor de la energía de deformación plástica (ALLPD) hasta prácticamente alcanzarlo, puesto que los materiales están recuperando su energía elástica. Recordar, que como se ha explicado en el **Apartado 6.2.7** y **Anexo E**, existen otras energías que componen la energía ALLIE, lo que hará que su valor cuando se recupere la deformación elástica no sea exactamente igual al valor de ALLPD.

ALLIE

Total strain energy. (ALLIE=ALLSE + ALLPD + ALLCD + ALLAE + ALLDMD+ ALLDC+ ALLFC.)

Figura 133 - Ecuación para el cálculo de la energía total de deformación (ALLIE) [8]

Otro dato que se ve en la **Grafica 14**, es que a partir del instante $t=0,1$ segundos, la energía cinética (ALLKE) disminuye a la vez que aumenta la energía disipada por rozamiento (ALLFD). Esto es debido, a que la energía cinética que había adquirido el vehículo en el impacto se va transformando en energía de rozamiento por el contacto de las ruedas del vehículo con el suelo. Es decir, el vehículo se va frenado por el rozamiento con el suelo.

Todo estas características explicadas a partir de la grafica, también se puede ver en la secuencia de los instantes más importantes de la simulación:

- **Instante inicio impacto:** Este instante se produce a los 0,0033 segundos de inicial el cálculo. En este momento, el vehículo está parado y se ha asentado en el suelo por la acción de la gravedad, la barrera sigue a la velocidad inicial de 50km/h (13,89m/s), y empieza a aparecer el contacto entre la barrera deformable y la carrocería del vehículo. Hasta este instante no se ha producido ninguna deformación (ALLIE=0), con lo cual toda la energía del cálculo (ETOTAL) sigue siendo en su totalidad energía cinética (ALLKE).

- **Instante inicio movimiento del vehículo:** Este instante se da los 0,043 segundos. En este, nos encontramos que la velocidad de la barrera ha disminuido debido a que parte de la energía cinética (ALLKE) se ha disipado en forma de energía de deformación (ALLIE). Debido a la deformación del vehículo y de la barrera.

En este instante, también se produce el inicio del movimiento lateral del vehículo en la dirección del impacto. Esto es debido, a que la fuerza a la que está sometido el vehículo por parte de la barrera es superior a la fuerza de rozamiento estática del vehículo. Con lo que a partir de este instante aparecerá la fuerza de rozamiento dinámico entre el suelo y las ruedas del coche.

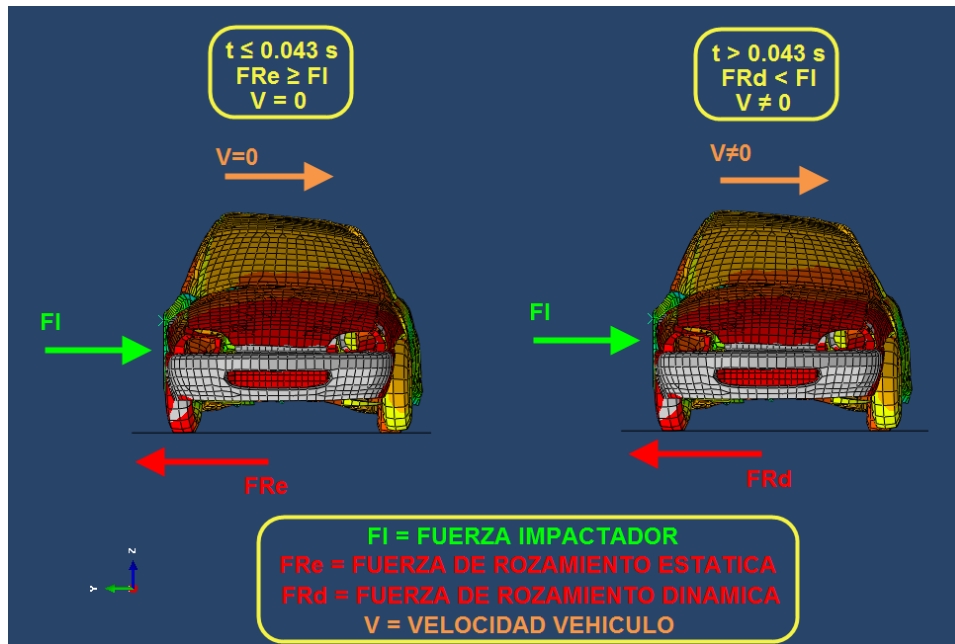


Figura 134 - Fuerzas de rozamiento

- **Instante máxima deformación en el vehículo:** Este instante se produce a los 0,1 segundos de inicial el cálculo. En este momento, la deformación que se produce tanto en el vehículo como en la barrera deformable es máxima, con lo cual tenemos la máxima energía de deformación total en el cálculo. Esta máxima deformación se produce debido a que en ese instante la barrera está ejerciendo la máxima fuerza sobre el vehículo, lo que supondrá los valores tensiones más altos en los componentes estructurales del vehículo, entre ellos el pilar B.

Esta máxima deformación, también provoca que el área del habitáculo del vehículo se vea reducida a su mínimo valor a lo largo de todo el cálculo. Esto junto a que en este instante también se produzcan las máximas tensiones en el vehículo, hace que este instante sea el más desfavorable para la estructura del vehículo y los ocupantes, por esta razón es el instante donde se ha realizado la comparación análisis de los resultados.

Otro aspecto importante, es que debido a que en este instante el vehículo está sometido a la máxima fuerza, este se estará desplazando lateralmente a la máxima velocidad de todo el cálculo.

En este instante también se empieza a producir la recuperación elástica de la barrera y del vehículo, con lo que según avance el tiempo irá disminuyendo la fuerza que ejerce la barrera sobre el vehículo e irán disminuyendo las tensiones en este último hasta hacerse nulas. Este fenómeno se produce debido a que a partir de este instante el vehículo tiene una mayor energía cinética que la barrera, debido a que esta se ha perdido en forma de energía de deformación y también ha transfiriendo parte de su energía cinética al vehículo. Con lo cual el vehículo se va alejando paulatinamente de la barrera y a su vez el vehículo se irá frenado por el rozamiento.

- **Instante final del contacto:** A los 0,3 segundos ya se no existe contacto entre el vehículo y la barrera, debido a que no existe ninguna transmisión de fuerzas entre ambos. Con lo cual, ambos prácticamente en este instante han recuperado su energía elástica quedando como energía de deformación la energía de deformación plástica del vehículo. Esto se produce puesto que como se ha explicado en, en el punto **Rigidez del modelo de elementos finitos** del **Apartado 7.3.5** de la memoria y en el **Apartado D.1.2** del **Anexo D**, el material de la barrera es hiperelástico y este no adquiere deformaciones plásticas.

TRABAJO FIN DE MÁSTER

A demás, en este instante el vehículo habrá reducido su velocidad respecto al instante de máxima deformación debido la fuerza de rozamiento dinámico que sufren sus neumáticos.

En la **Figura 135** y **Grafica 14** para uno de los casos analizados, se pueden ver los instantes más importantes de la simulación explicados anteriormente, los cuales se han indicado en la curva de energía total de deformación (ALLIE).

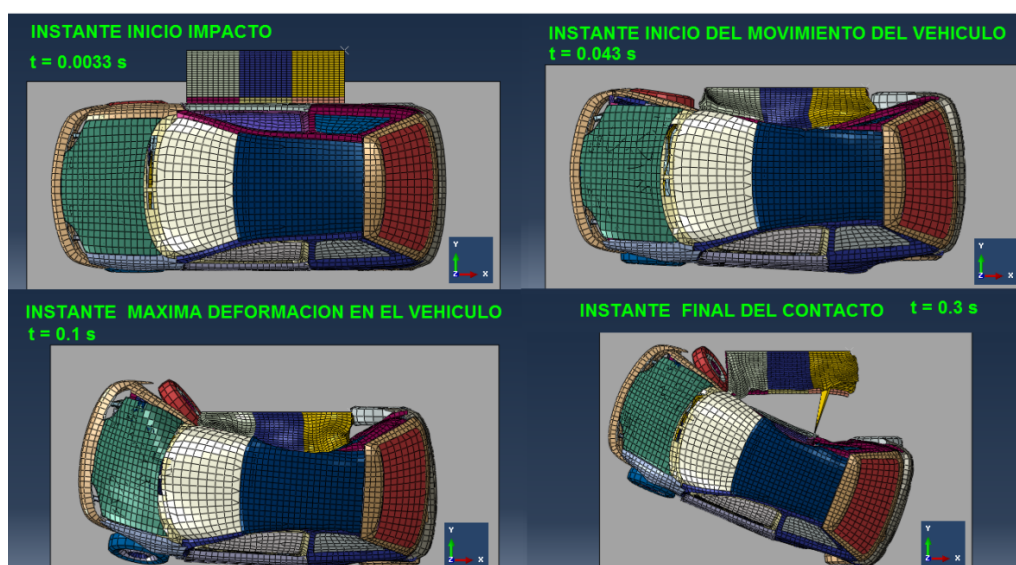
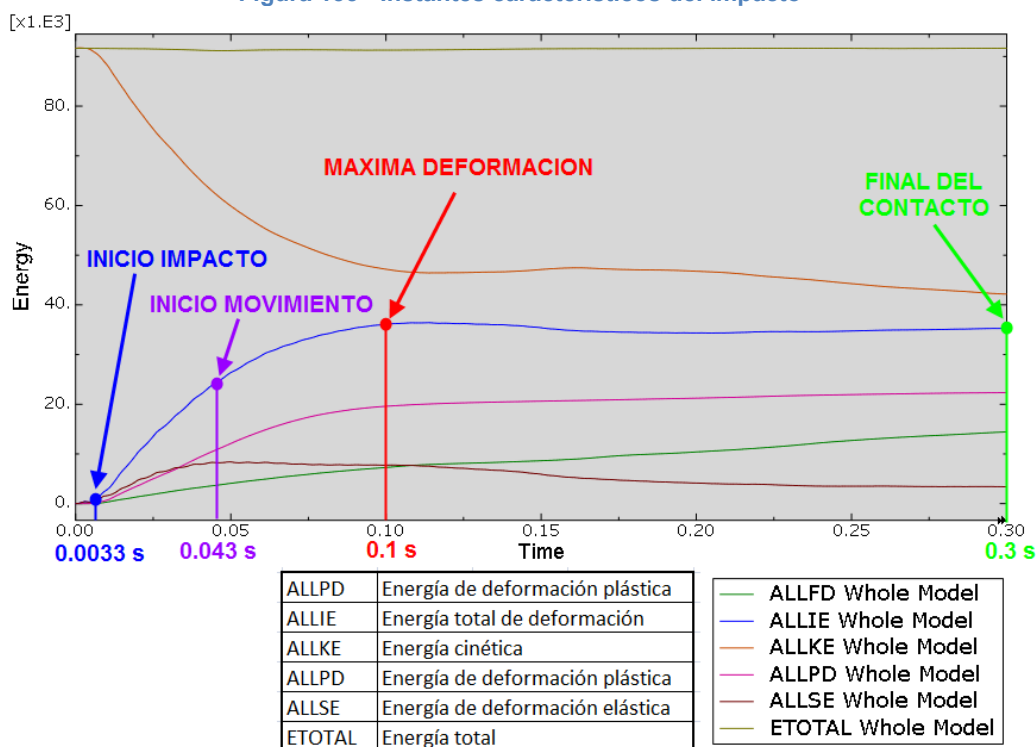


Figura 135 - Instantes característicos del impacto



Grafica 15 - Instantes característicos del impacto

TRABAJO FIN DE MÁSTER

En la **Figura 136**, se puede ver la evolución comentada de las velocidad del automóvil en los instantes más importantes, siendo en el instante $t=0,043$ s cuando empieza a desplazarse lateralmente. A partir de $t=0,043$ s hasta $t=0,1$ s la velocidad de desplazamiento del coche va aumentando por el empuje de la barrera hasta que pasa el instante $t = 0,1$, donde se empieza a reducir por el cese del empuje del impactador y el rozamiento del coche contra el suelo, como se ve en el instante $t=0,3$ s. Las velocidades que aparecen en el automóvil en los caso de $t = 0,0033$ s y $t=0,043$ s son debidas a las deformaciones de los elementos, no porque se haya vencido la fuerza de rozamiento estático.

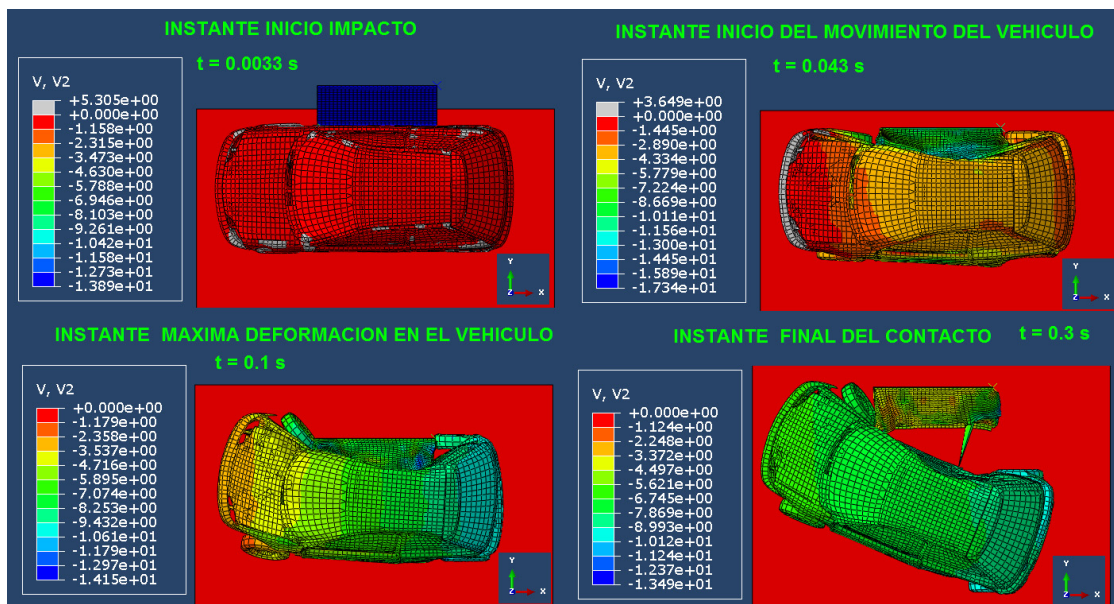


Figura 136 - Velocidad en el eje Y en los instantes característicos del impacto

Como se ha comentado antes, se ha elegido el instante $t=0,1$ s como instante de cálculo porque es el instante de máxima deformación y esto lo hace el caso más desfavorable. Esto se puede comprobar en la **Figura 137**, en esta se muestra cómo evoluciona el espacio entre pilares para los instantes más importantes, o lo que es lo mismo cómo evoluciona el habitáculo interior dentro del vehículo. En la figura se ve como el instante de máxima deformación, el área entre pilares es la mínima, aumentado después de este momento por la recuperación elástica. El hecho de que el área de supervivencia sea mínima en $t=0,1$ s lo hace el instante más desfavorable del cálculo en términos de seguridad para el ocupante. Recordar que el impactador choca en la dirección del eje Y negativa.

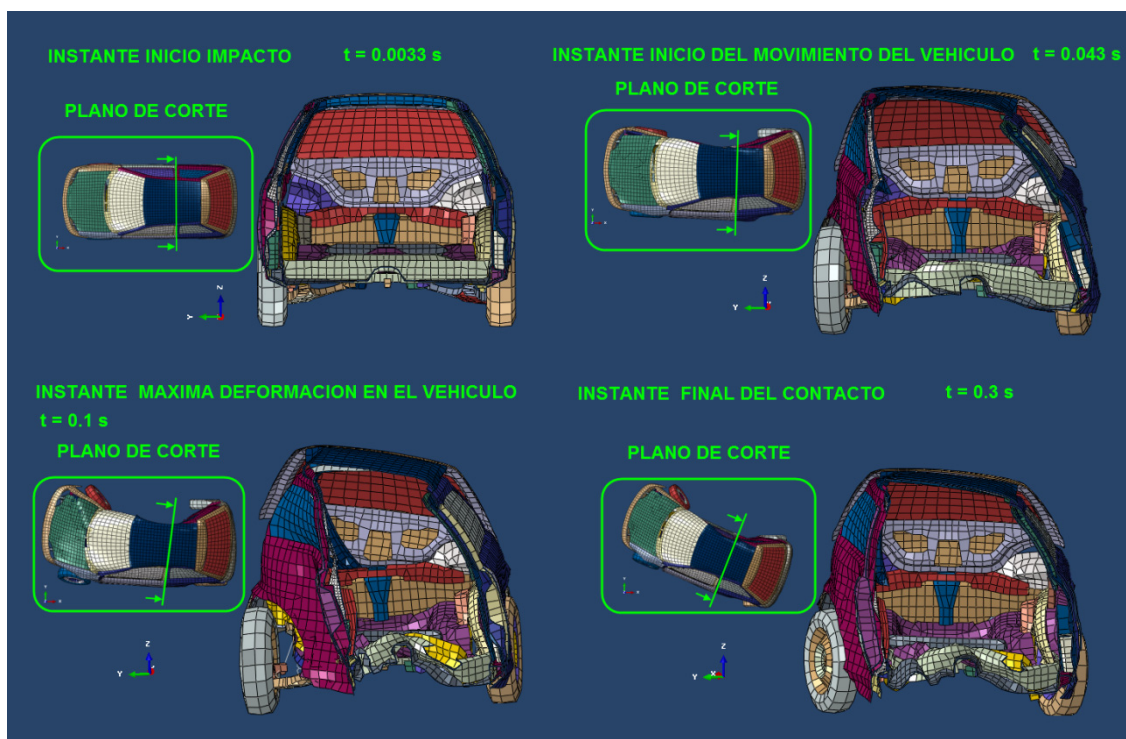


Figura 137 - Deformaciones en el habitáculo en los instantes característicos del impacto

Como también se ha mencionado anteriormente, el instante máxima deformación también es el más desfavorable a nivel estructural. Puesto que se producen los niveles de tensión más elevados debido a la máxima fuerza generada por el impactador.

En la **Figura 138** se puede ver la tensión a la cual está sometido el pilar B, objeto de este análisis, a lo largo del proceso de cálculo. Se observa que desde el inicio del impacto hasta que se produce la máxima deformación el nivel de tensión va aumentando paulatinamente, puesto que también aumenta la fuerza que ejerce el impactador. A partir del momento de máxima deformación se reduce la fuerza generada por el impactador, con lo cual el pilar B se va bajando paulatinamente su nivel de tensión. En esta figura también se puede apreciar la deformación del pilar B en la vista lateral.

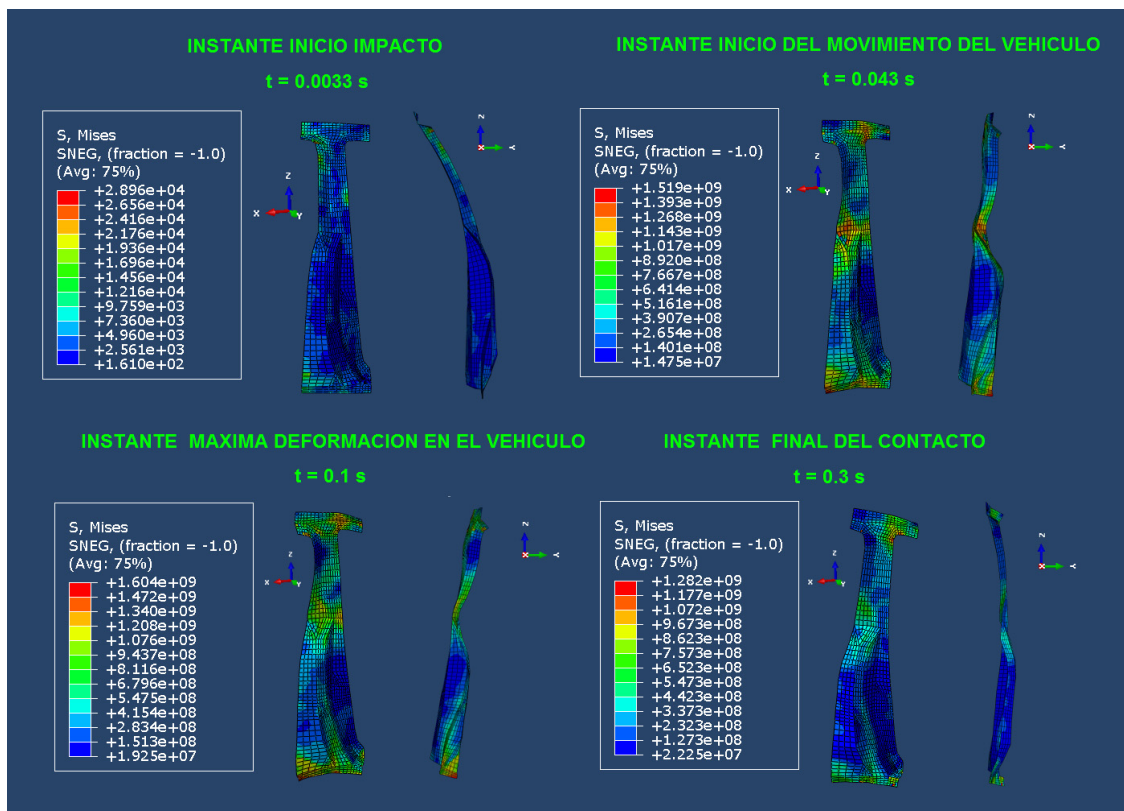


Figura 138 - Tensiones en el Pilar B en los instantes característicos del impacto

9.2. Materiales utilizados para el pilar B

El estudio del pilar B, consiste en realizar un análisis comparativo de varias configuraciones de material para el pilar en una mismo vehículo simulando por elementos finitos según el ensayo dictado por la directiva de impacto lateral.

Para este análisis se han empleado aceros que se encuentra clasificados en dos grupos diferentes:

- **Aceros de alta resistencia (HSS):** este tipo de aceros que ha sido más utilizado a lo largo de su historia en automóviles. Esto es debido a sus buenas propiedades mecánicas junto a su fácil soldabilidad y conformabilidad. Este tipo de aceros suele tener un límite elástico (R_e) de entre 220 y 450 Mpa.

- **Aceros de ultra alta resistencia (UHSS):** este tipo de aceros se está utilizado cada vez más en automoción. Esto es debido a que poseen las ventajas de un acero de alta resistencia, pero con unas características mecánicas muy superiores. Estos permite utilizar piezas de un peso menos con las mismas propiedades mecánicas o incluso superiores, con el ahorro de combustible que esto conlleva. El límite elástico (R_e) de este tipo de aceros está por encima de los 800 Mpa.

Más concretamente se han utilizado cuatro aceros diferentes en la comparativa, tres de ultra alta resistencia y uno de alta resistencia. Para el acero de alta resistencia se ha utilizado el S355 el cual es el más utilizado en automoción y además es el elegido para la estructura del vehículo. Por otro lado para los tres aceros de ultra alta resistencia, se han seleccionado aceros con diferentes límites elásticos de la compañía SSAB, cuyas hojas técnicas se encuentran adjuntadas en el **Anexo G**.

Como el S355 es el acero utilizado para la estructura del vehículo, se utilizarán los valores hallados con este material como referencia a la hora de realizar la comparativa entre los valores obtenidos.

Los aceros utilizados y sus propiedades principales son:

- **S355** (Acero de alta resistencia)

Las propiedades según la norma EN 10025-2:2004 son [11]:

S355	
Límite elástico (R_e)	355 Mpa
Tensión de rotura (R_m)	550 Mpa
Alargamiento a la rotura (A)	22%
Módulo elástico (E)	210000 Mpa
Poisson (ν)	0,3
Densidad (ρ)	7850 kg/m ³

Tabla 25 - Propiedades S355 según norma EN 10025-2:2004 [11]

- **DOCOL 1000 LCEZE** (Acero de ultra alta resistencia)

Las propiedades según el fabricante son:

DOCOL 1000 LCEZE	
Limite elástico (Re)	800 Mpa
Tensión de rotura (Rm)	1090 Mpa
Alargamiento a la rotura (A)	8%
Modulo elástico (E)	210000 Mpa
Poisson (ν)	0,3
Densidad (ρ)	7850 kg/m ³

Tabla 26 - Propiedades DOCOL 1000 LCEZE según fabricante

- **DOCOL 1400 MZE** (Acero de ultra alta resistencia)

Las propiedades según el fabricante son:

DOCOL 1400 MZE	
Limite elástico (Re)	1150 Mpa
Tensión de rotura (Rm)	1500 Mpa
Alargamiento a la rotura (A)	3%
Modulo elástico (E)	210000 Mpa
Poisson (ν)	0,3
Densidad (ρ)	7850 kg/m ³

Tabla 27 - Propiedades Docol 1400 MZE según fabricante

- **DOCOL 1800** (Acero de ultra alta resistencia)

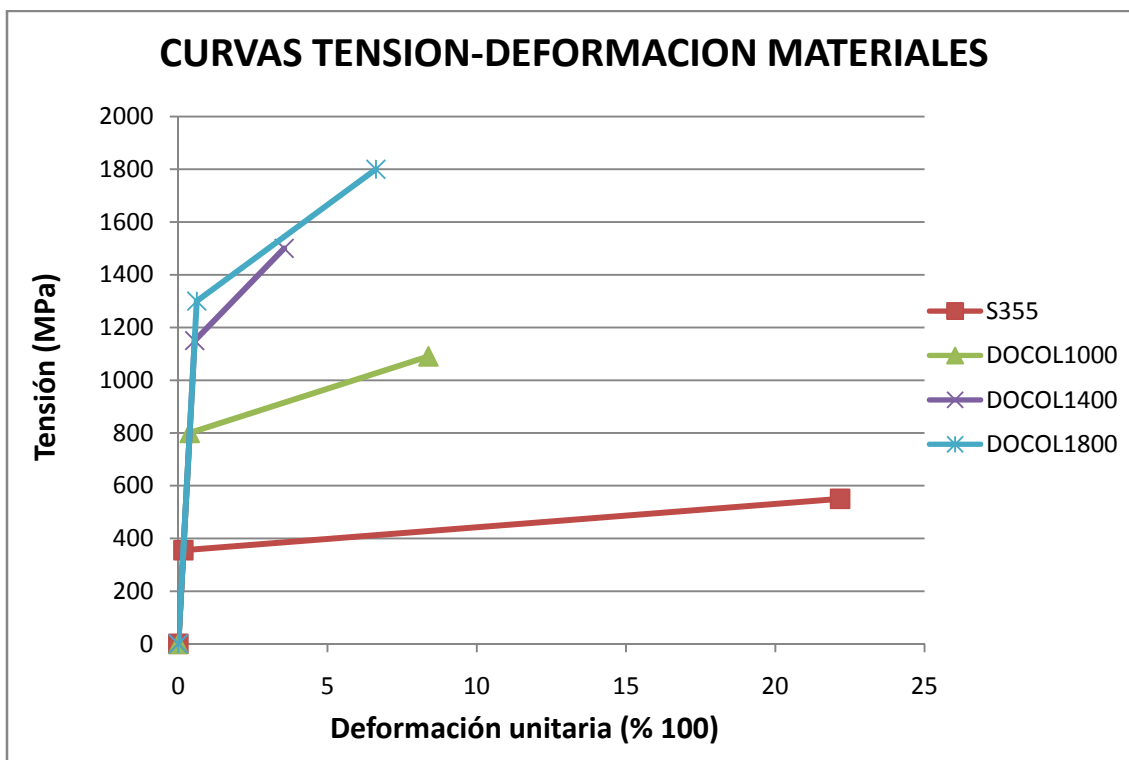
Las propiedades según el fabricante son:

DOCOL 1800	
Limite elástico (Re)	1300 Mpa
Tensión de rotura (Rm)	1800 Mpa
Alargamiento a la rotura (A)	6%
Modulo elástico (E)	210000 Mpa
Poisson (ν)	0,3
Densidad (ρ)	7850 kg/m ³

Tabla 28 - Propiedades Docol 1800 según fabricante

TRABAJO FIN DE MÁSTER

A continuación se puede en la **Grafica 16** y en las **Tablas 29 a 32** con los puntos más característicos de las curvas de tensión-deformación de cada uno de los materiales utilizados.



Grafica 16 - Curvas tensión deformación de los materiales utilizados para el pilar B

S355	
σ (Tensión)	ϵ (Deformación)
0 Mpa	0 %
355 MPa	0,169 %
550 Mpa	22,169 %

Tabla 29 – Puntos característicos de la curva de tracción del S355

DOCOL1000	
σ (Tensión)	ϵ (Deformación)
0 Mpa	0 %
800 Mpa	0,381 %
1090 Mpa	8,381 %

Tabla 30 - Puntos característicos de la curva de tracción del Docol 1000

DOCOL1400	
σ (Tensión)	ϵ (Deformación)
0 Mpa	0 %
1150 Mpa	0,547 %
1500 Mpa	3,547 %

Tabla 31 - Puntos característicos de la curva de tracción del Docol 1400

DOCOL1800	
σ (Tensión)	ϵ (Deformación)
0 Mpa	0 %
1300 Mpa	0,619 %
1800 Mpa	6,619 %

Tabla 32 - Puntos característicos de la curva de tracción del Docol 1800

9.3. Criterios analizados

La directiva 96/27/CE establece una serie de criterios de análisis para en ensayo de de impacto lateral. Estos criterios, los cuales se pueden ver en el **Anexo B**, están referenciando sobre unas mediciones sobre un dummy. Debido a que en el modelo de simulación por elementos finitos no se dispone de este, se han definido una serie de criterios para realizar la comparativa entre las diferentes configuraciones de material del pilar B.

Estos criterios seleccionados se centran en el comportamiento estructural del pilar B, para de esta forma ver su comportamiento en función del material que este compuesto. Además estos criterios también tiene implícitos criterios sobre la seguridad de los ocupantes, puesto que en función del comportamiento estructural y las deformaciones del pilar B se ve determinado el espacio del habitáculo en el impacto.

Los criterios analizados para cada configuración del pilar B son:

- **Tensión máxima (σ_{\max}):** Este valor es muy importante, puesto que nos permitirá conocer sin en algunos de los casos la tensión que sufre el pilar es superior a la Tensión de rotura (R_m) o Límite elástico (R_e) y por lo tanto si está rompiendo o plastificando en el instante analizado. Con lo cual de ser así, el pilar no cumpliría los criterios estructurales para los que fue diseñados.

Este valor se ha analizado tanto en elementos puntuales como en zonas con una gran cantidad de elementos. Es decir, se analizara la tensión en la totalidad de la pieza incluidas las zonas de las uniones, las cuales pueden ser concentradores de tensiones por el tipo de unión utilizada, nodo a nodo. Estas uniones se encuentran descritas en el **Apartado 6.2.7.**

- **Tensión significativa (σ_{sig}):** Este valor de tensiones es valor de tensión máxima que se produce en el pilar B sin tener en cuenta la zona de las uniones, en el instante de máxima deformación.

Con lo cual nos permite conocer el comportamiento resistente del cuerpo principal del pilar B, puesto que las uniones pueden ser concentradoras de tensiones y distorsionar los valores de tensión. De esta forma tenemos información acerca del pilar B sin tener en cuenta las uniones, ya que no conocemos si las uniones estarán en la realidad colocadas exactamente de la misma forma y posición.

- **Tensión mínima (σ_{min}):** Este valor de tensión nos permitirá ver si algún elemento se encuentra con tensión cero, que esta es la forma que tiene Abaqus de mostrar si algún elemento ha roto en algún momento previo al instante analizado. De esta forma tenemos información del transcurso de del cálculo a nivel resistente, previa al instante más desfavorable.
- **Energía total de deformación (ALLIE):** Este valor nos permite conocer la cantidad de energía cinética (ALLKE) de la barrera deformable que se ha disipado en forma de deformación en el pilar B.

Cuanto mayor sea el valor de ALLIE más habrá frenado el pilar B al impactador, pero también implica que se habrá deformado mas reduciendo en mayor medida el habitáculo. Con lo cual hay que analizar el valor de esta energía en conjunto con criterios de desplazamientos relativos.

Junto a esta energía, en todas las graficas de resultados también se han dibujado Energía de deformación plástica ALLPD y Energía de deformación elástica ALLSE, puesto que son los componentes principales de la energía total de deformación ALLIE. Esto se encuentra explicado en **Apartado 6.2.7** y **Anexo E**.

De esta forma podemos ver la evolución de la energía total de deformación y la de sus principales componentes a lo largo de todo el proceso de cálculo.

- **Desplazamiento relativo del pilar B respecto al pilar A y C (d_{ac}):**

Puesto que no encontramos ante un cálculo dinámico el cual el coche cambia continuamente de posición. Necesitamos un criterio que determine el desplazamiento que ha sufrido el pilar B en el instante de análisis y que nos dé información acerca de cuanto ha penetrado en el habitáculo, para de esta forma realizar poder comparar los diferentes casos.

Para poder realizar esta comparativa, se ha determinado un criterio para medir la distancia que se desplazado el pilar B respecto al pilar A y C. Este criterio consiste en seleccionar un nodo de cada pilar que se encuentre aproximadamente en la misma cota Z respecto del suelo, es decir que los 3 nodos se encuentren aproximadamente en el mismo plano paralelo al suelo. Aproximadamente la cota Z seleccionada para los 3 nodos es la de la base pilar A. Además de este criterio para la selección de los nodos, se ha intentado que estos estén en la zona media de sus respectivas piezas. Este proceso de selección de nodos se ha visto facilitado por el afinamiento de la malla de los pilares en los **apartados 6.2.4** y **6.2.7**. Este paso se encuentra descrito en la **Figura 139**.

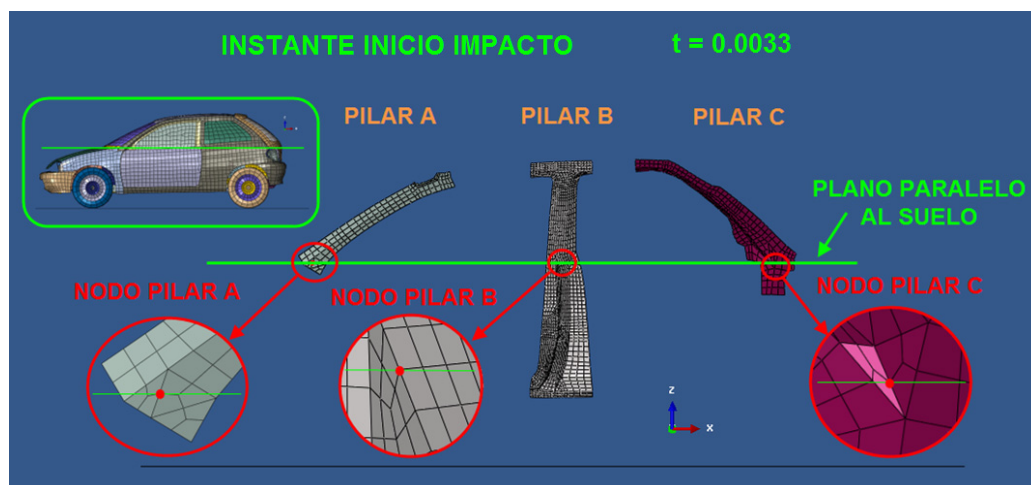


Figura 139 - Selección de nodos para el cálculo del Desplazamiento relativo del pilar B respecto al pilar A y C (d_{ac})

Una vez determinados los nodos de cada pilar, el siguiente paso consiste en unir los nodos del pilar A y C con una recta y calcular la distancia perpendicular desde el nodo del pilar B a esa recta. Esa distancia será Desplazamiento relativo del pilar B respecto al pilar A y C (d_{ac}), la cual permite tener un valor cuantitativo que determine el desplazamiento que ha sufrido el pilar B respecto a su propia estructura. La forma de calcular esta distancia se encuentra descrita en el **Anexo**.

En la **Figura 140** se puede ver la distancia d_{ac} en la posición previa al impacto, en este caso tiene un valor de 43,62 mm y se encuentra definida en la dirección hacia fuera del habitáculo. También, se ha decidido que esta dirección sea definida como positiva y si la distancia se encuentra en la dirección hacia dentro del habitáculo sea negativa, como se puede ver en la **Figura 141** correspondiente al instante de máxima deformación.

Con lo cual con esta forma de definir el criterio de signos, cuando d_{ac} tenga un valor positivo más alto se encontrara más en el exterior del vehículo, mientras que por el contrario cuanto su valor sea un valor más negativo habrá penetrado mas en el habitáculo y por lo tanto será más desfavorable.

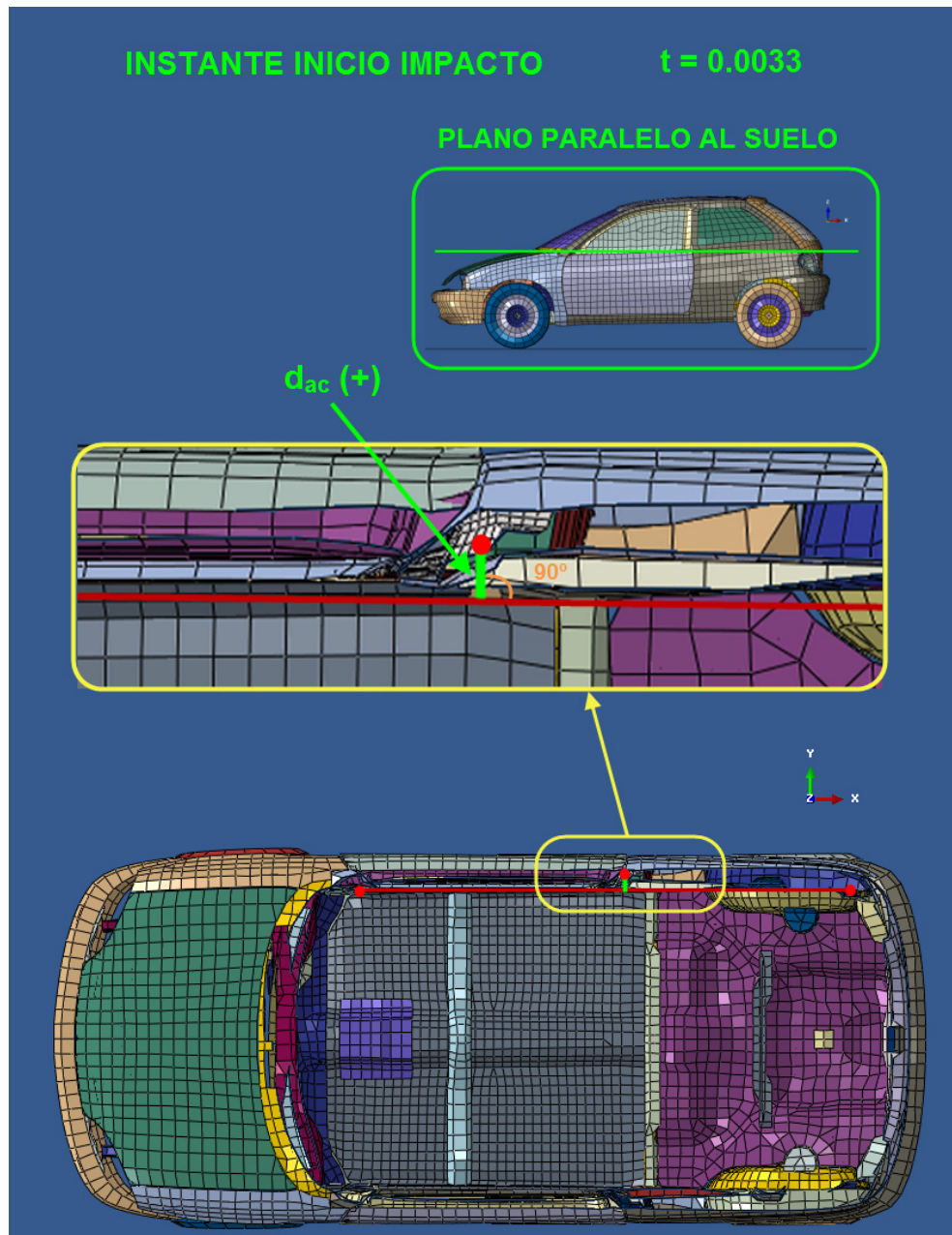


Figura 140 - Cálculo de d_{ac} en el instante de inicio del impacto

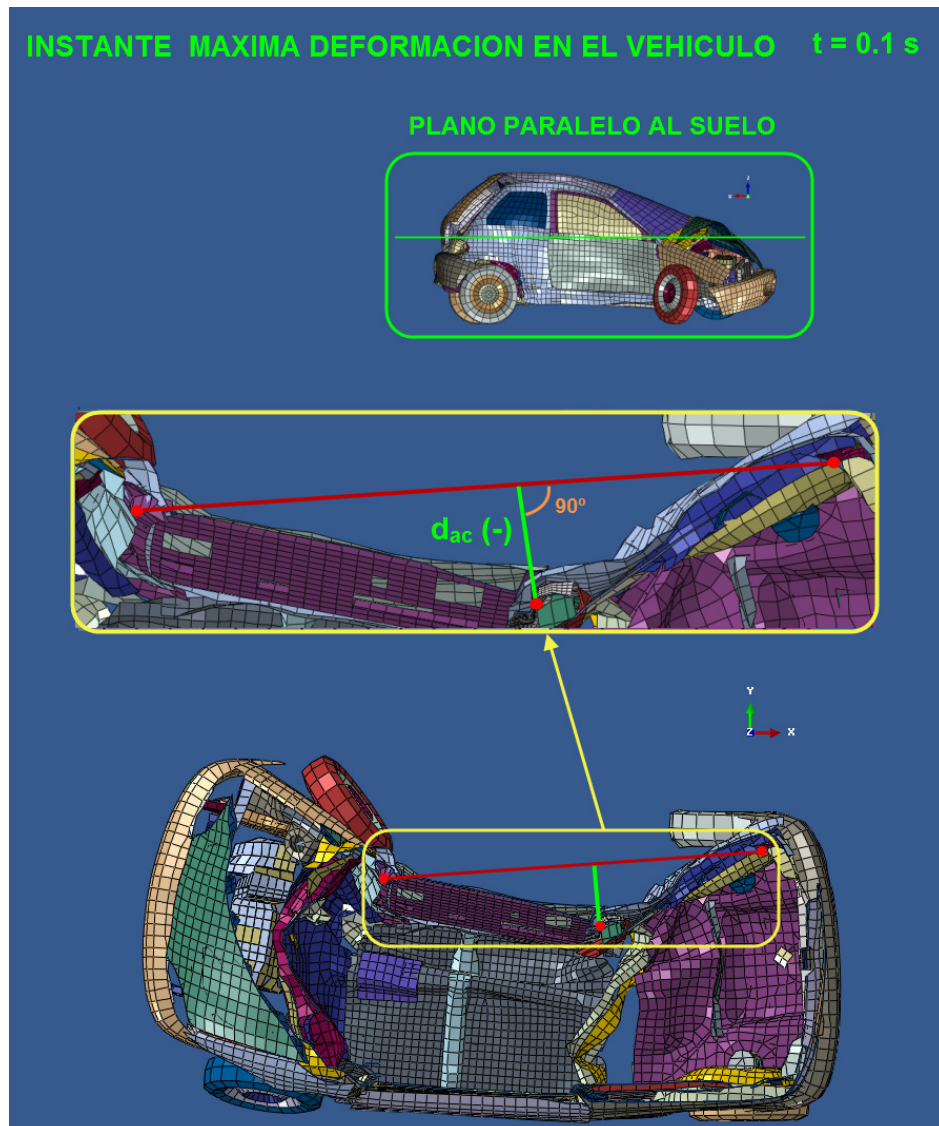


Figura 141 - Cálculo de d_{ac} en el instante de máxima deformación en el impacto

El valor d_{ac} es válido para comparar los desplazamientos relativos ya que todos los nodos analizados tienen la misma posición inicial en todos los casos analizados. Es decir en todos los casos el valor inicial de d_{ac} es 43,62 mm. A demás como se ve en la **Figura 141**, debido al criterio de signos elegido cuanto más negativo sea el valor de d_{ac} , nos indica que el pilar B a penetrado mas en el habitáculo reduciendo el espacio dedicado para los ocupante, con lo que es mucho más peligroso para la integridad de estos.

- **Desplazamiento relativo del pilar B respecto a sus anclajes (d_b):** La distancia d_{ac} es muy útil pero puede haber casos que el nodo del pilar B y/o del pilar C sufran desplazamientos excesivos con los cual esta medida podría falsear de cierta forma los resultados, aunque en el proceso de análisis se vio que para los caso simulados no era así. Pero por si acaso se creó el criterio para definir d_b .

Este criterio también sirve para determinar el desplazamiento que ha sufrido el pilar B pero en este caso respecto a sus zonas de anclaje, las cuales están descritas en el **Apartado 6.2.7**. De esta forma este criterio permite conocer el desplazamiento relativo que sufre la zona media del pilar B respecto a sus extremos, sin que se vea afectado por el desplazamiento de otros elementos del vehículo. Como pueden ser el pilar A o C.

Este criterio consiste en seleccionar tres nodos del pilar B, un nodo en la zona de anclaje superior un nodo de la zona de anclaje inferior y el mismo nodo en la zona central empleado para el criterio d_{ac} . De esta forma se podrán comparar y analizar los resultados obtenidos en ambas distancias relativas.

En este caso los 3 nodos se encuentran aproximadamente en la misma cota X, es decir los 3 nodos se encuentran aproximadamente en el mismo plano YZ que corta longitudinalmente al pilar B.

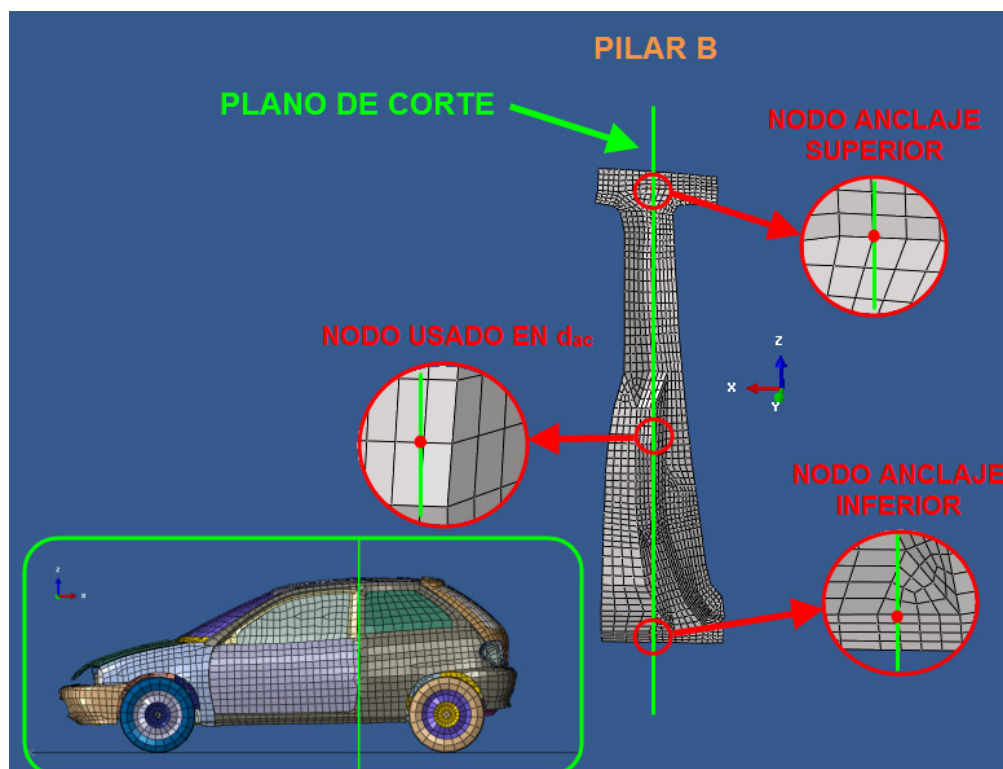
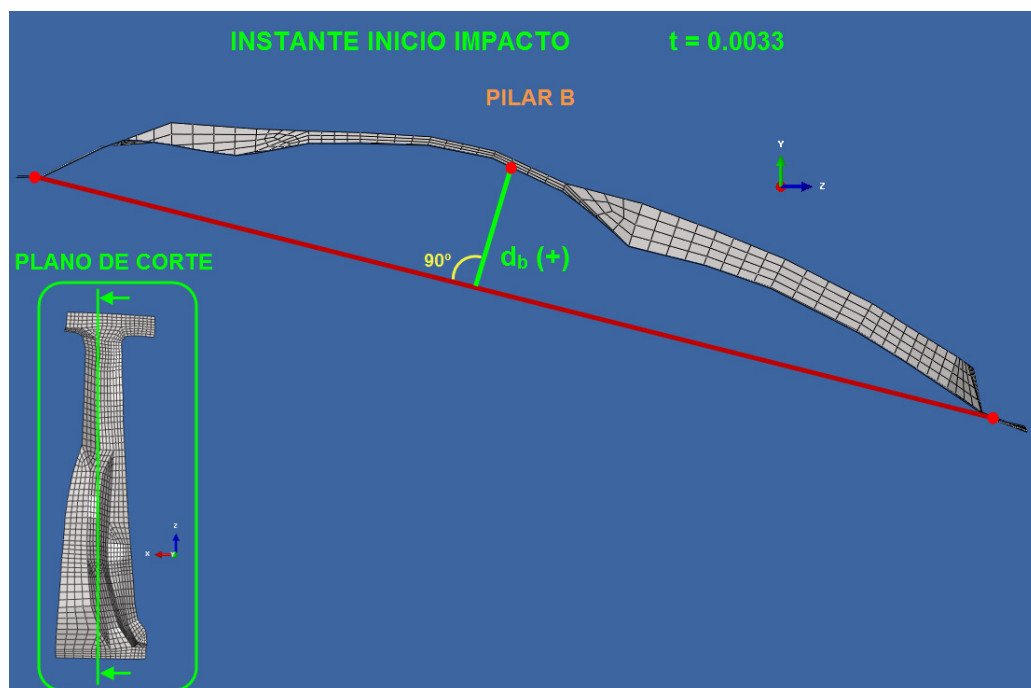


Figura 142 - Selección de nodos para el cálculo del Desplazamiento relativo del pilar B respecto a sus anclajes (d_b)

Una vez determinados los nodos, el siguiente paso consiste en unir los nodos del anclaje superior e inferior con una recta y calcular la distancia perpendicular desde el nodo usado en d_{ac} a esa recta. Esa distancia será Desplazamiento relativo del pilar B respecto a sus anclajes (d_b), el cual también permite tener un valor cuantitativo que determine el desplazamiento que ha sufrido el pilar B en su zona central respecto a sus anclajes. La forma de calcular esta distancia se encuentra descrita en el **Anexo J**.

En la **Figura 143** y se puede ver la distancia d_b en la posición previa al impacto, la cual tiene un valor de 131,89 mm y su distancia se encuentra definida en la dirección hacia fuera del habitáculo.

Figura 143 - Cálculo de d_b en el instante de inicio del impacto

Al igual que para la otra distancia relativa, se ha tomado la decisión de que esta dirección sea definida como positiva y si la distancia se encuentra en la dirección hacia dentro del habitáculo sea negativa, como ocurre en el caso de máxima deformación de la **Figura 144**. Con lo cual al igual que ocurría con la otra distancia relativa, cuando d_b tenga un valor más negativo mas habrá penetrado el pilar B dentro del habitáculo y cuando tenga un valor más positivo menos habrá penetrado en el habitáculo y nos encontraremos en una situación más favorable.

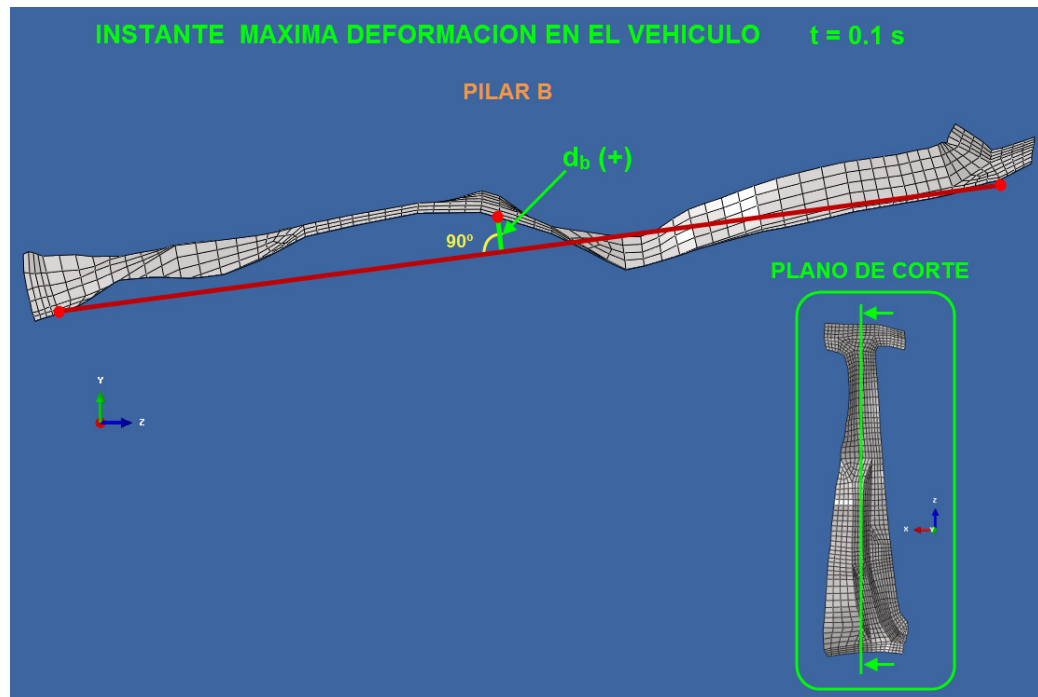


Figura 144 - Cálculo de d_b en el instante de inicio del impacto

En este caso el valor d_b es válido para realizar la comparativa puesto que, todos los nodos analizados tienen la misma posición inicial en todos los casos analizados. Es decir en todos los casos el valor inicial de d_{ac} es 131,89 mm. A demás como se ve en la **Figura 141**, debido al criterio de signos elegido cuanto más negativo sea el valor de d_b , nos indica que el pilar B a penetrado mas en el habitáculo reduciendo el espacio dedicado para los ocupante, con lo que es mucho más peligroso para la integridad de estos. Todo esto también sucedía con la distancia d_{ac} .

9.4. Resultados

Una vez definida el proceso de análisis que se va a llevar a cabo, se lanzaron los cálculos para las cuatro configuraciones diferentes de material del pilar B y se analizaron individualmente cada uno de los casos, en el instante de máxima deformación.

9.4.1. Acero S355

Como se ha comentado en el **Apartado 6.2.8**, el S355 es el acero que se ha aplicado al conjunto del modelo del vehículo. Con lo cual los resultados de para este acero en el pilar B son los datos de referencia, puesto que es el material que se ha definido de fabricación inicial para el pilar B.

Si analizamos los niveles de tensión máxima (σ_{\max}) vemos el pilar B en el instante más desfavorable se mantiene por debajo de la tensión de rotura (**$R_m = 550 \text{ Mpa}$**), siendo el valor máximo alcanzado de **511 Mpa** en la zona de unión del pilar B. Esto se puede ver en la **Figura 145** y en la **Tabla 33**. Con lo que en este instante no estaría rompiendo ningún elemento.

También observamos en la misma imagen que el valor de la tensión mínima (σ_{\min}) es de **52,1 Mpa**, lo cual quiere decir en este caso no se ha roto ningún elemento del pilar B a lo largo de todo el proceso de cálculo.

Por otro lado si observamos la tensión significativa (σ_{sig}), vemos que la mayor parte del pilar está trabajando por debajo de los **375 Mpa** pero por encima de los **355 Mpa** del límite elástico (**R_e**), con lo cual el cuerpo principal del pilar B estaría plastificando, pero muy lejos de romper.

Esta plastificación al tratarse de un impacto no tiene importancia, puesto que lo que interesa en este tipo de casos es que los elementos estructurales mantengan su integridad y no se rompan para que puedan seguir realizando su función, pero disipando la mayor cantidad de energía posible forma de deformación, como es el caso para este material.

TRABAJO FIN DE MÁSTER

Por otro lado si analizamos el comportamiento de la deformación del pilar B en la **Grafica 17**, vamos que prácticamente desde el inicio se alcanza el nivel máximo de deformación elástica (**ALLSE**) y comienza a crecer la deformación plástica (**ALLPD**). La cual se va haciendo mayor a medida que avanza el cálculo hasta el instante de máxima deformación donde alcanza su valor máximo. Debido a esto en este instante se alcanza también el máximo nivel de anergia de deformación total (**ALLIE**) el cual es de **380,5 J**.

También podemos observar en la **Grafica 17**, que la energía de deformación plástica es muy superior a la energía elástica, esto supone que una vez pase este instante de máxima deformación se va a recuperar muy poca deformación en el pilar B.

Los resultados obtenidos para esta configuración en el instante de máxima deformación son:

S355	
σ_{\max}	511 Mpa
σ_{sig}	316,6 Mpa
σ_{\min}	52,1 Mpa
ALLIE	380,5 J
d_{ac}	-340,28 mm
d_b	34,76 mm

Tabla 33 - Tabla resumen de resultado para el S355

- Tensión máxima (σ_{\max}) y Tensión mínima (σ_{\min}):

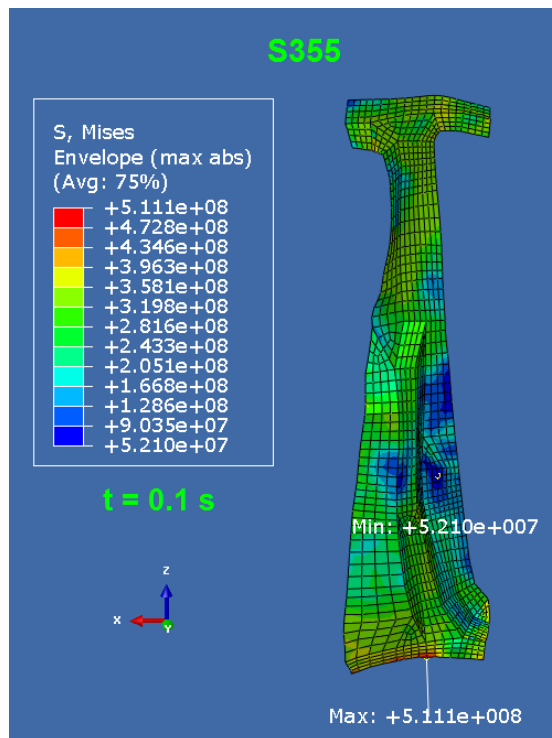


Figura 145 - Tensión máxima y mínima para el S355

- Tensión significativa (σ_{sig}):

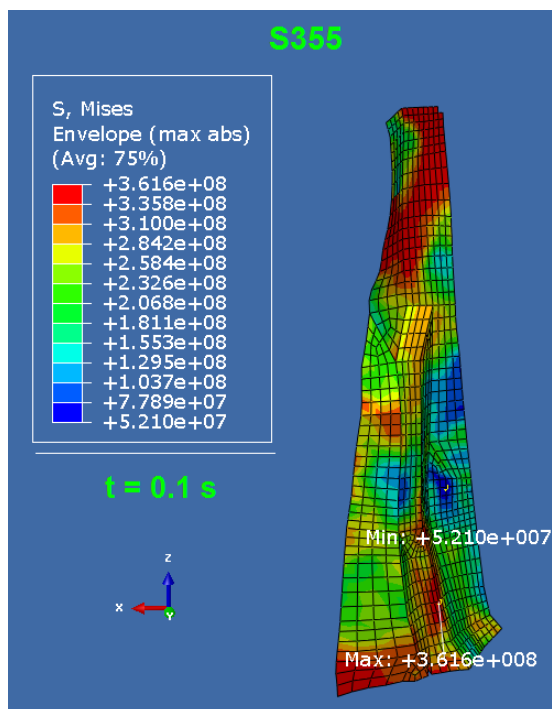
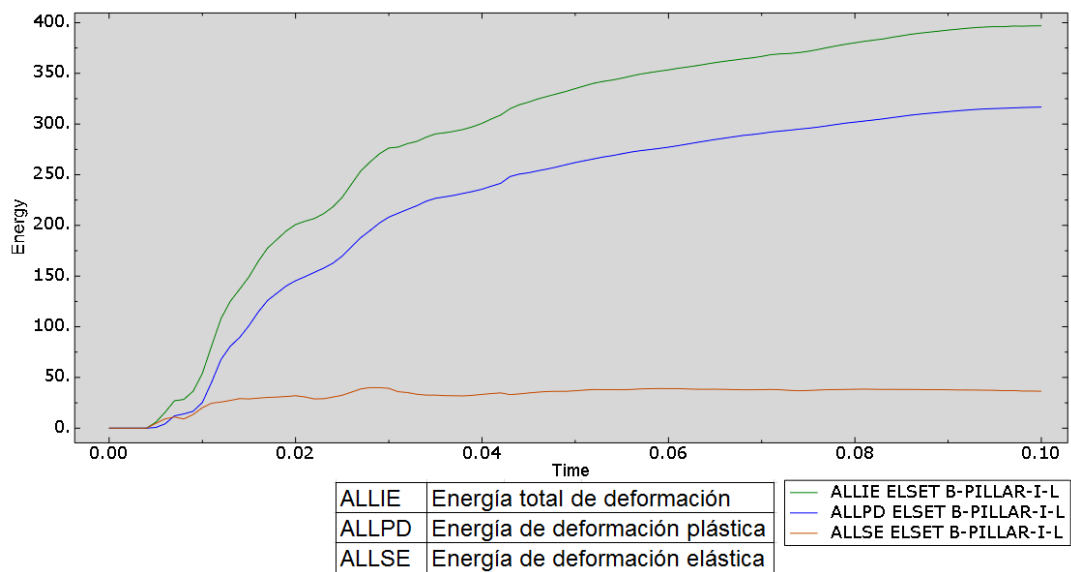


Figura 146 - Tensión significativa para el S355

TRABAJO FIN DE MÁSTER

- Energía total de deformación (ALLIE):



Grafica 17 - Grafica de deformaciones para el S355

- Desplazamiento relativo del pilar B respecto al pilar A y C (d_{ac}):

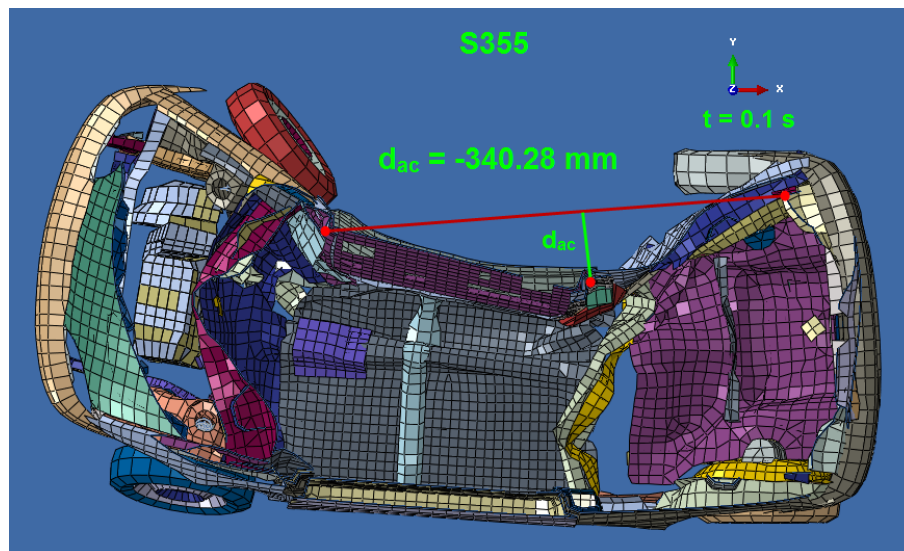


Figura 147 - Desplazamiento relativo del pilar B respecto al pilar A y C (d_{ac}) para el S355

- Desplazamiento relativo del pilar B respecto a sus anclajes (d_b):

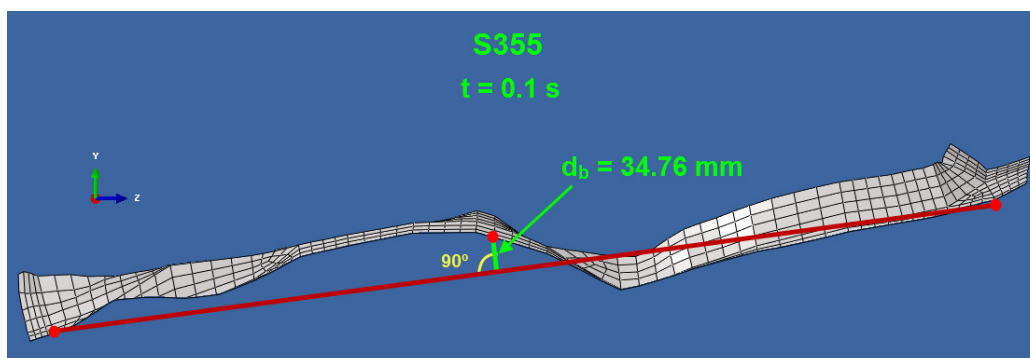


Figura 148 - Desplazamiento relativo del pilar B respecto a sus anclajes (d_b) para el S355

9.4.2. DOCOL 1000 LCEZE

Al igual que ocurría con el S355, si observamos los niveles de tensión máxima (σ_{\max}) en el instante de máxima deformación. Vemos que estos se concentran en la zona de unión con la talonera, alcanzado un valor de **1057 Mpa**. Con lo cual estaría muy cerca de romper la zona de esa unión puesto que prácticamente ha alcanzado los **1090 Mpa** de tensión de rotura (**Rm**), pero no rompería.

También vemos en las **Figuras 149 y 150** que las zonas de la unión superior, inferior y zona media del pilar B esta plastificando puesto que se han superado los **800 Mpa** de límite elástico (**Re**).

Otro valor de tensión importante es la tensión mínima (σ_{\min}), la cual vemos que es en todo caso superior a los **0 Mpa**, con lo cual quiere decir que hasta este instante no abría roto la pieza en ningún momento.

Por otro lado si analizamos el comportamiento de la deformación del pilar B en la **Grafica 18**, vamos que prácticamente desde el inicio se alcanza el nivel máximo de deformación elástica (**ALLSE**) y comienza a crecer la deformación plástica (**ALLPD**). La cual se va haciendo mayor a medida que avanza el cálculo hasta el instante de máxima deformación donde alcanza su valor máximo. En este el valor de la energía total de deformación (**ALLIE**) es de **231,785 J**.

TRABAJO FIN DE MÁSTER

Otro dato que podemos observar en la **Grafica 18** de energías, es que en este caso prácticamente la energía de deformación elástica (**ALLSE**) y de deformación plástica (**ALLPD**) alcanzan unos niveles máximos de energía muy parecidos, esto supone que una vez pase este instante de máxima deformación se va a recuperar prácticamente la mitad de la deformación que ha sufrido el pilar B.

Los resultados obtenidos para esta configuración en el instante de máxima deformación son:

DOCOL 1000	
σ_{\max}	1057 Mpa
σ_{sig}	823,7 Mpa
σ_{\min}	23,2 Mpa
ALLIE	231,785 J
d_{ac}	-335,56 mm
d_b	38,45 mm

Tabla 34 - Tabla resumen de resultado para el Docol 1000

- Tensión máxima (σ_{\max}) y Tensión mínima (σ_{\min}):

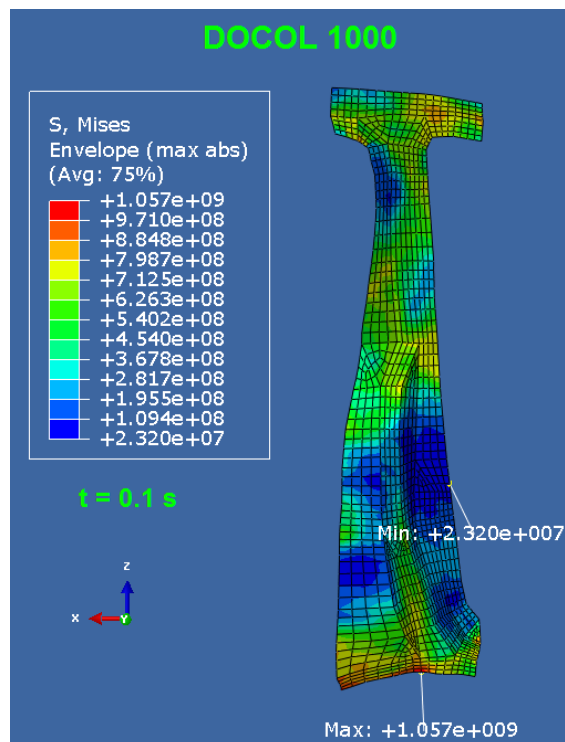


Figura 149 - Tensión máxima y mínima para el Docol 1000

TRABAJO FIN DE MÁSTER

- Tensión significativa (σ_{sig}):

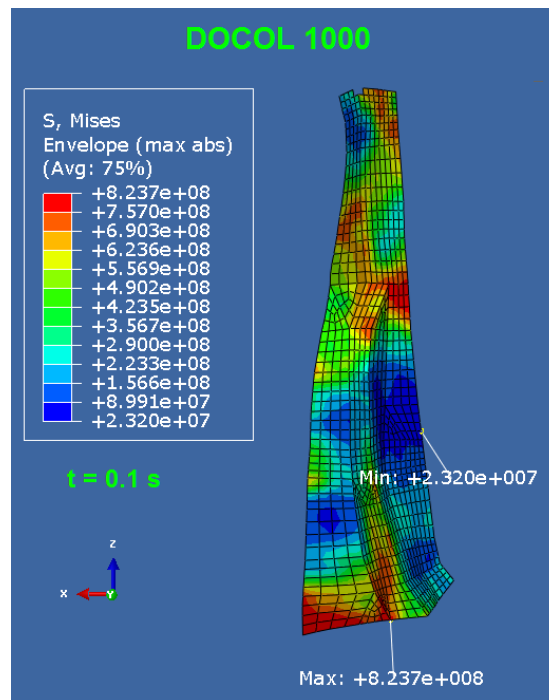
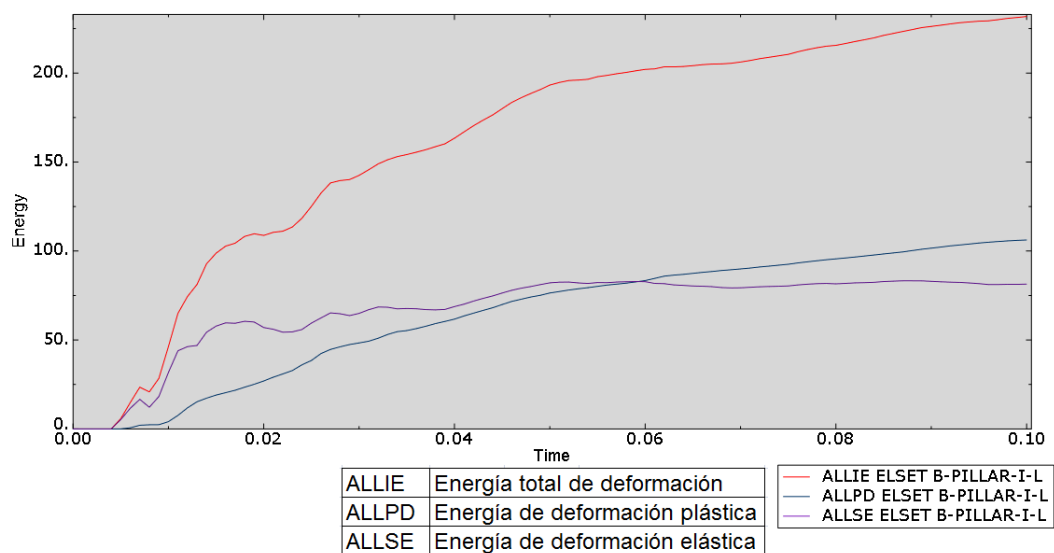


Figura 150 - Tensión significativa para el Docol 1000

- Energía total de deformación (ALLIE):



Grafica 18 - Grafica de deformaciones para el Docol 1000

- Desplazamiento relativo del pilar B respecto al pilar A y C (d_{ac}):

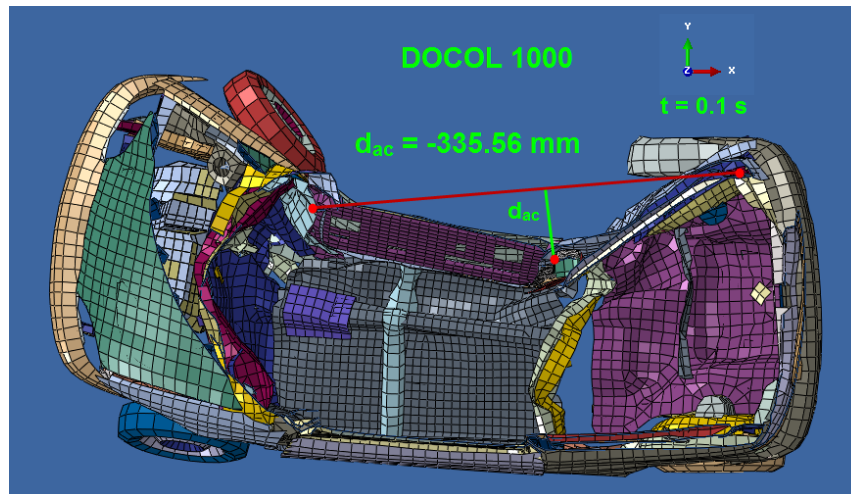


Figura 151 - Desplazamiento relativo del pilar B respecto al pilar A y C (d_{ac}) para el Docol 1000

- Desplazamiento relativo del pilar B respecto a sus anclajes (d_b):

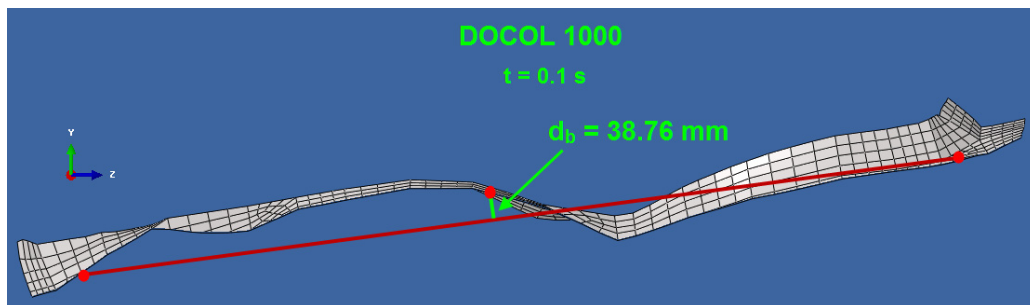


Figura 152 - Desplazamiento relativo del pilar B respecto a sus anclajes (d_b) para el Docol 1000

9.4.3. DOCOL 1400 MZE

En la **Figura 153** podemos observar que hay algunos elementos con tensión cero en el momento de máxima deformación. Esto quiere decir que a lo largo del proceso de impacto, estos elementos han alcanzado un nivel de tensión superior al límite elástico del material (R_e), el cual es de **1500 Mpa**, y han roto.

Concretamente los elementos que han cedido se han empleado en dos de las uniones del pilar B a la talonera, como se ve en **Figuras 153 y 154**. Esto supone que el pilar B está prácticamente suelto de su parte inferior, y haya perdido su comportamiento estructural.

TRABAJO FIN DE MÁSTER

Si analizamos las propiedades de los materiales en la **Tabla 27** y la **Grafica 16** del **Apartado 9.2**, vemos que el Docol 1400, pese a ser un acero de ultra alta resistencia y tener unos valores de límite elástico (**Re**) y tensión a la rotura (**Rm**) muy altos, su valor de alargamiento a la rotura (**A**) es el más bajo de todos los materiales ensayados. Lo que hace que el material prácticamente no tenga deformación plástica antes de romper.

Esto hace que no pueda soportar tanta deformación como el resto de materiales analizados, lo cual no lo hace muy adecuado para la estructura de un vehículo. Puesto que en los casos de impactos con vehículos interesa absorber la mayor parte de la energía cinética del impacto en forma de deformación.

Este aspecto también lo podemos analizar en la **Grafica 19** de las energías de deformación obtenidas. En estas se puede ver que como prácticamente toda la energía de deformación es elástica (**ALLSE**), duplicando prácticamente a la energía de deformación plástica (**ALLPD**), lo cual hace que el pilar B prácticamente recupere la deformación que ha sufrido en su totalidad. Esto hace que este material sea más adecuado para situaciones en las que no se vaya a trabajar en la zona plástica.

En esta **Grafica 19**, al igual que el resto de casos, se ve que el valor máximo de energía de deformación elástica (**ALLSE**) se alcanza muy rápido y la de energía de deformación plástica va aumentando paulatinamente, hasta el instante de máxima deformación donde la (**ALLIE**) alcanza un valor de **218,7 J**.

Los resultados para el Docol 1400 en el instante de máxima deformación son:

DOCOL 1400	
σ_{\max}	1457 Mpa
σ_{sig}	1279 Mpa
σ_{\min}	0 Mpa
ALLIE	218,76 J
d_{ac}	-341,02 mm
d_b	37,31 mm

Tabla 35 - Tabla resumen de resultado para el Docol 1400

- Tensión máxima (σ_{\max}) y Tensión mínima (σ_{\min}):

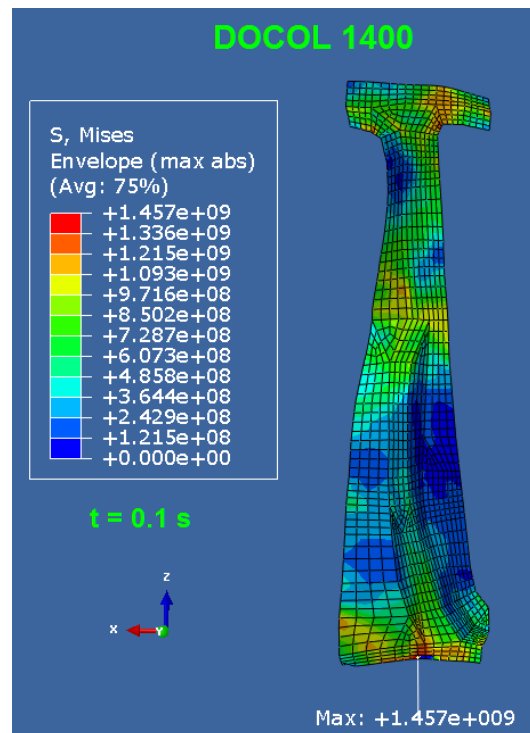


Figura 153 - Tensión máxima y mínima para el Docol 1400

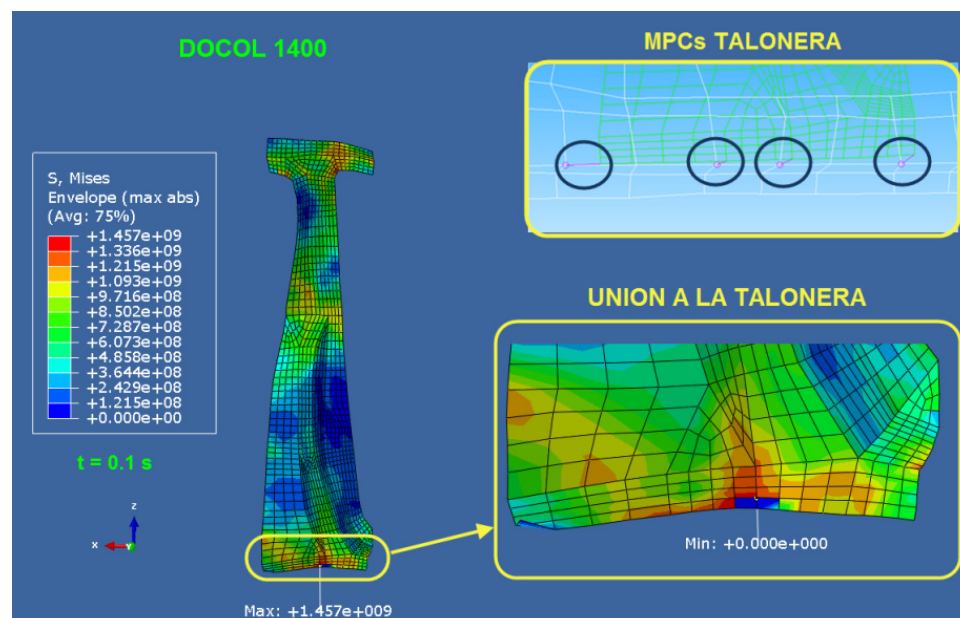


Figura 154 - Elementos rotos del pilar B en la unión con la talonera para el Docol 1400

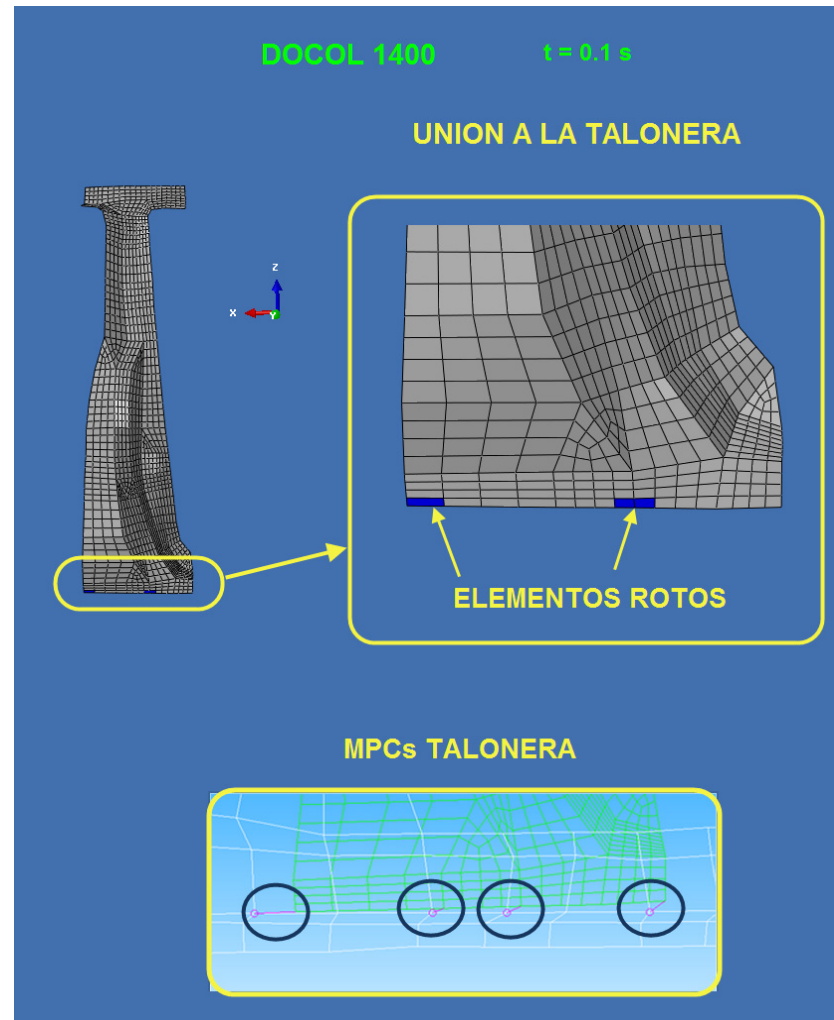


Figura 155 - Elementos rotos del pilar B para el Docol 1400

TRABAJO FIN DE MÁSTER

- Tensión significativa (σ_{sig}):

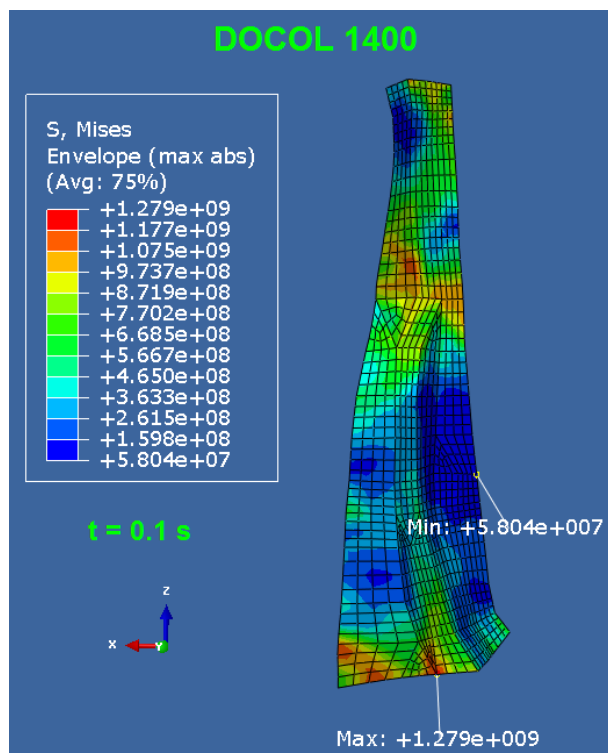
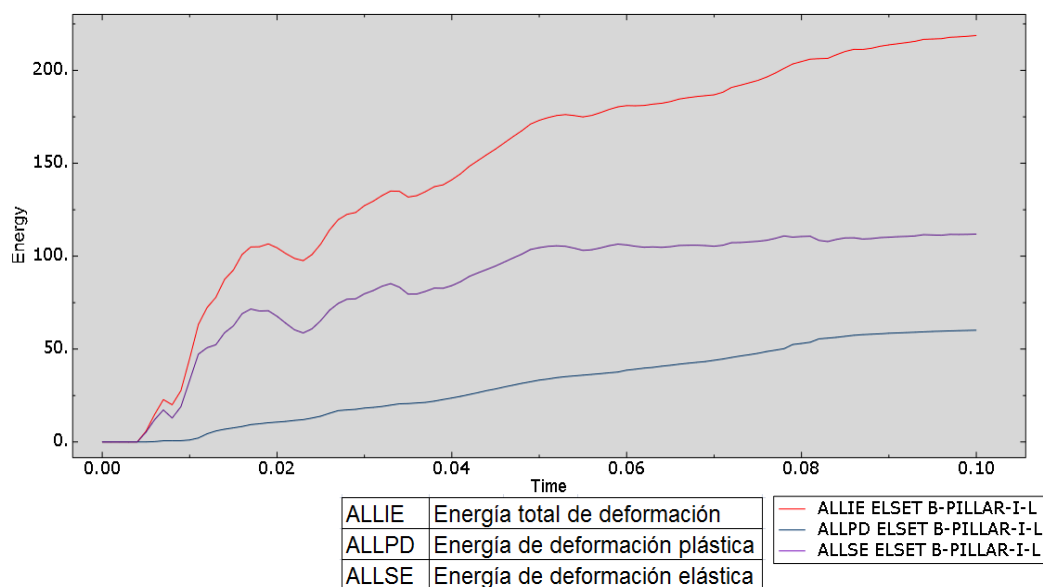


Figura 156 - Tensión significativa para el Docol 1400

- Energía total de deformación (ALLIE):



Grafica 19 - Grafica de deformaciones para el Docol 1400

- Desplazamiento relativo del pilar B respecto al pilar A y C (d_{ac}):

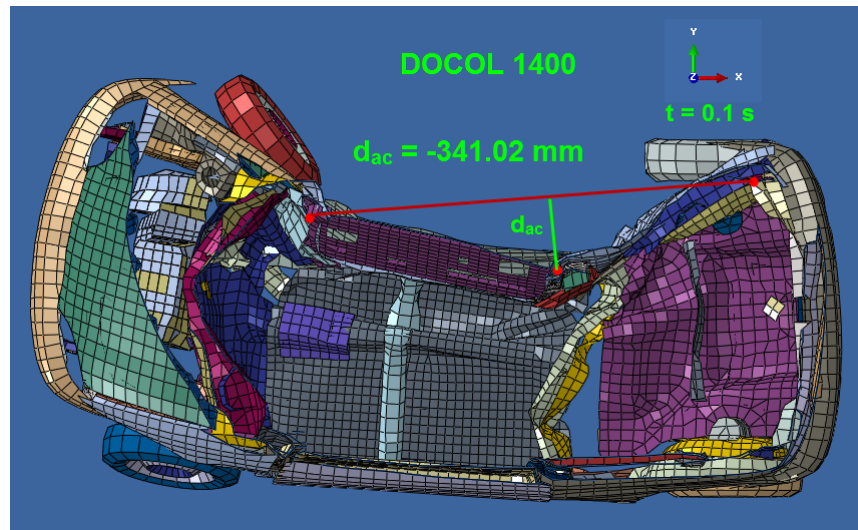


Figura 157 - Desplazamiento relativo del pilar B respecto al pilar A y C (d_{ac}) para el Docol 1400

- Desplazamiento relativo del pilar B respecto a sus anclajes (d_b):

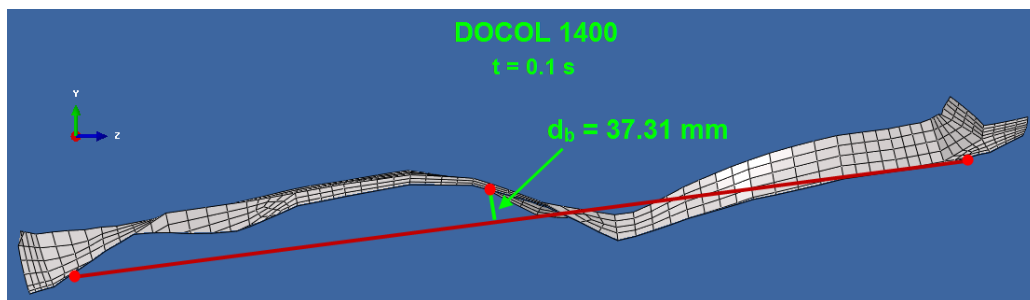


Figura 158 - Desplazamiento relativo del pilar B respecto a sus anclajes (d_b) para el Docol1400

9.4.4. DOCOL 1800

Para este material se puede observar en la **Figura 159**, que el valor máximo de tensión (σ_{max}) en el instante de máxima deformación es de **1650 Mpa**, el cual es un valor muy inferior a los **1800 Mpa** de la tensión de rotura (**Rm**) y al igual que en el resto de los casos se da en la zona de unión a la talonera.

TRABAJO FIN DE MÁSTER

También podemos observar en **Figura 159** y **160**, que ningún elemento ha roto puesto que en ninguno de ellos tiene un nivel de tensión cero. Por otro lado vemos que en este instante también el pilar B está plastificando puesto que hay zonas en la que se ha superado el límite elástico del material (**$R_e = 1300 \text{ Mpa}$**).

Si analizamos las energías de deformación en el pilar B en la **Grafica 20**, vemos que prácticamente desde el inicio se alcanza el nivel máximo de deformación elástica (**ALLSE**), y la deformación plástica (**ALLPD**) comienza a crecer muy paulatinamente. La cual se va haciendo mayor a medida que avanza el cálculo hasta el instante de máxima deformación donde alcanza su valor máximo. Donde también la energía de deformación total (**ALLIE**) es máxima con un valor de **218,76 J**.

También podemos observar en la **Grafica 20**, que la energía de deformación plástica (**ALLPD**) es muy superior a la energía elástica (**ALLSE**), esto supone que una vez pase este instante de máxima deformación se va a recuperar muy poca deformación en el pilar B.

Los resultados obtenidos para esta configuración en el instante de máxima deformación son:

DOCOL 1800	
σ_{\max}	1650 Mpa
σ_{sig}	1377 Mpa
σ_{\min}	58,53 Mpa
ALLIE	218,76 J
d_{ac}	-337,08 mm
d_b	39,23 mm

Tabla 36 - Tabla resumen de resultado para el Docol 1800

- Tensión máxima (σ_{\max}) y Tensión mínima (σ_{\min}):

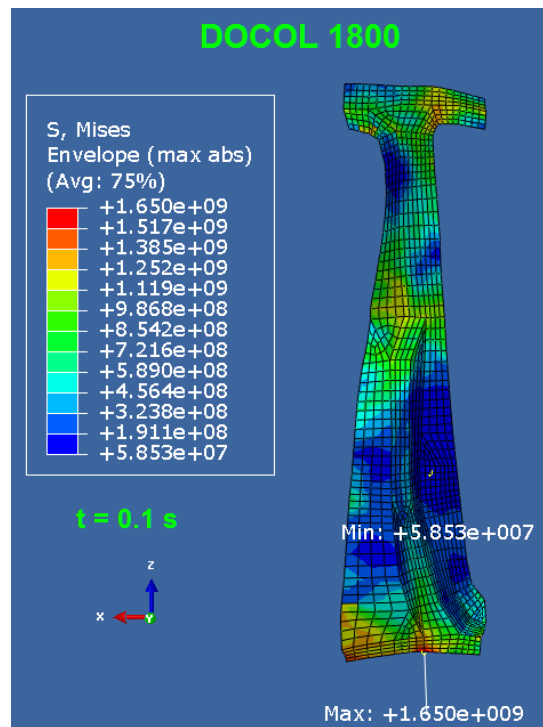


Figura 159 - Tensión máxima y mínima para el Docol 1800

- Tensión significativa (σ_{sig}):

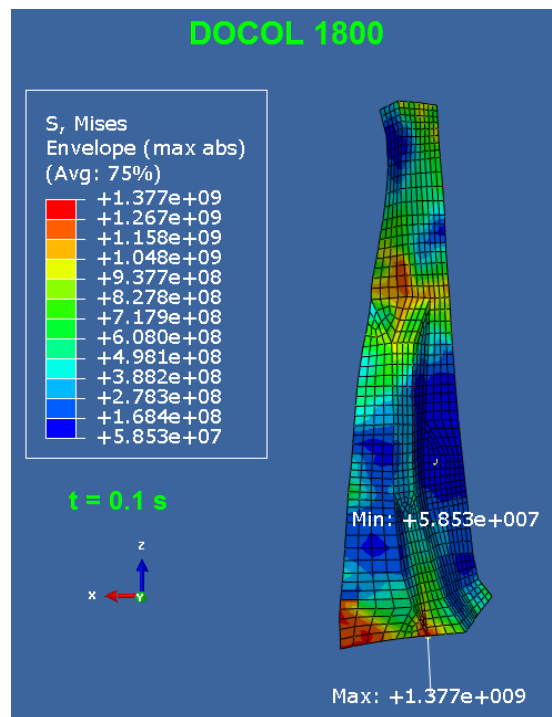
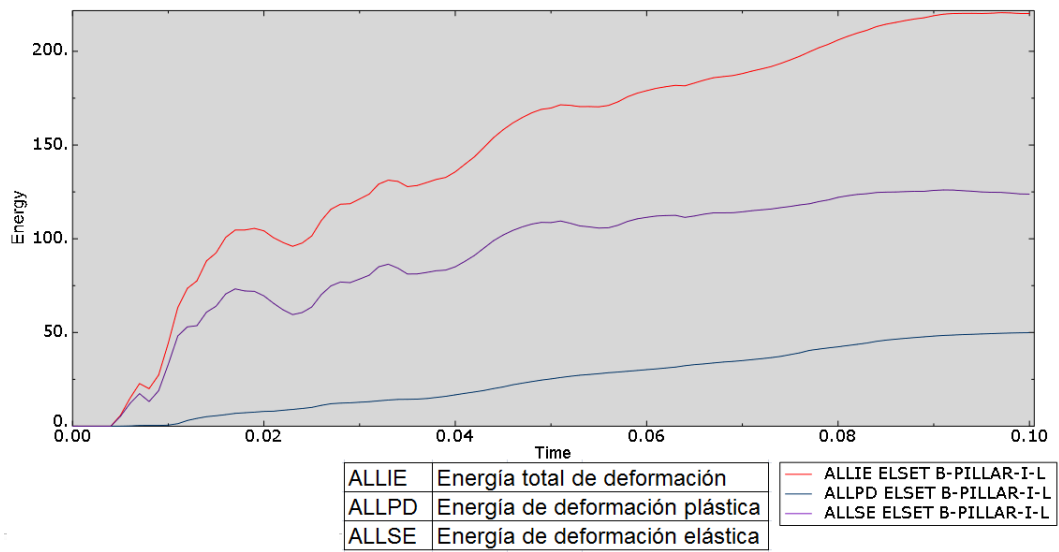


Figura 160 - Tensión significativa para el Docol 1800

TRABAJO FIN DE MÁSTER

- Energía total de deformación (ALLIE):



Grafica 20 - Grafica de deformaciones para el Docol 1800

- Desplazamiento relativo del pilar B respecto al pilar A y C (d_{ac}):

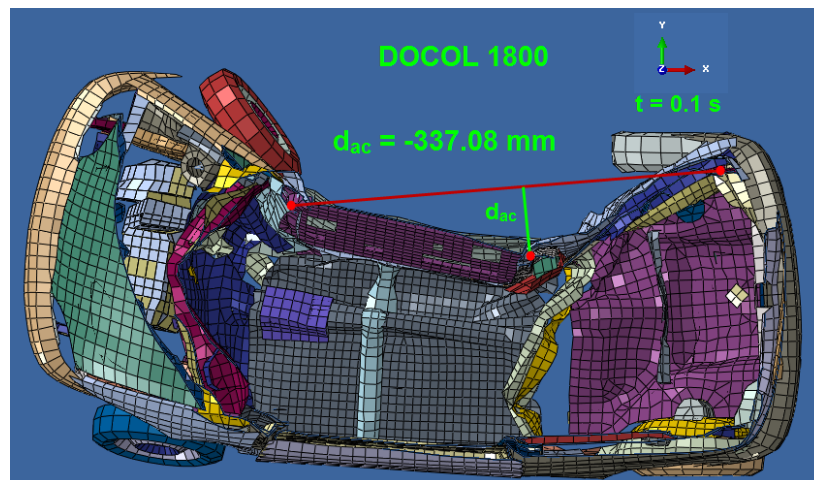


Figura 161 - Desplazamiento relativo del pilar B respecto al pilar A y C (d_{ac}) para el Docol 1800

- Desplazamiento relativo del pilar B respecto a sus anclajes (d_b):

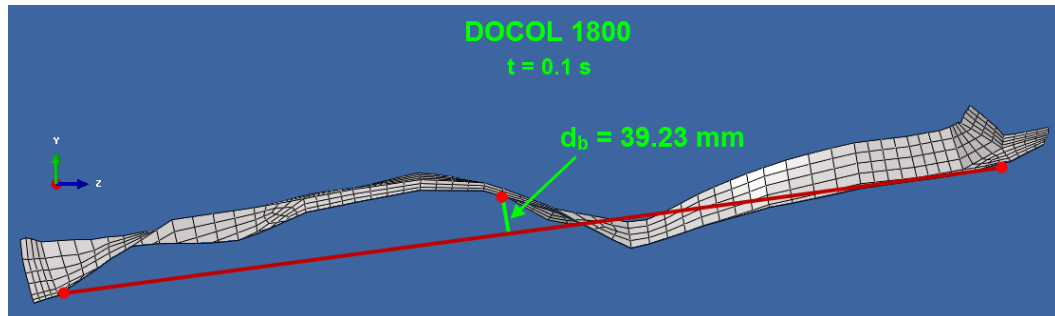


Figura 162 - Desplazamiento relativo del pilar B respecto a sus anclajes (d_b) para el Docol 1800

9.5. Comparativa de resultados

En este apartado se va a realizar una comparativa entre los diferentes valores obtenidos para cada material analizado, los cuales se encuentra descritos en el **Aparato 9.5** y resumidos en la **Tabla 37**.

CASOS CON DIFERENTES MATERIALES ANALIZADOS				
CRITERIOS ANALIZADOS	REFERENCIA	ULTRA ALTA RESISTENCIA		
	S355	DOCOL 1000	DOCOL 1400	DOCOL 1800
σ_{\max}	511 Mpa	1057 Mpa	1457 Mpa	1650 Mpa
σ_{sig}	316,6 Mpa	823,7 Mpa	1279 Mpa	1377 Mpa
σ_{\min}	52,1 Mpa	23,2 Mpa	0 Mpa	58,53 Mpa
ALLIE	380,5 J	231,78 J	218,76 J	218,76 J
d_{ac}	-340,28 mm	-335,56 mm	-341,02 mm	-337,08 mm
d_b	34,76 mm	38,45 mm	37,31 mm	39,23 mm

Tabla 37 - Resumen de resultados

Donde:

- σ_{\max} = Tensión máxima
- σ_{sig} = Tensión significativa
- σ_{\min} = Tensión mínima
- ALLIE = Energía total de deformación
- d_{ac} = Desplazamiento relativo del pilar B respecto al pilar A y C
- d_b = Desplazamiento relativo del pilar B respecto a sus anclajes

TRABAJO FIN DE MÁSTER

Recordar que:

- Cuando el valor de d_{ac} y d_b sean más negativos es más desfavorable porque han penetrado más el pilar B en el habitáculo.
- Cuando el valor de d_{ac} y d_b sean más positivo es más favorable porque han penetrado menos el pilar B en el habitáculo.

A continuación en los **Apartados 9.5.1 y 9.5.2** se va a realizar unas comparativas en base a los resultados obtenidos. Estas comparativas se ha analizado por un lado el comportamiento resistente y por otro la deformación y los desplazamientos relativos. En ambas comparativas se han analizado las diferentes configuraciones de material para el pilar B.

En función de los aspectos analizados en esas comparativas se seleccionara la configuración más óptima para el pilar B en términos de seguridad para los ocupantes, que es la finalidad de este tipo de ensayos. Por esta razón en la elección se primara la configuración del pilar B que produzca menores deformaciones en el volumen del habitáculo, que es el lugar donde se encuentran los ocupantes.

Con lo cual el material seleccionado vendrá determinado por la comparativa de deformación y desplazamientos relativos, aunque estos valores están directamente relacionados con el comportamiento resistente.

9.5.1. Comparativa comportamiento resistente

Si observamos las tensiones en la **Tabla 37** y el análisis realizado de estas en el **Aparato 9.5** se puede ver que, los casos de S355, Docol 1000 y Docol 1800 tiene un comportamiento a nivel de resistencia muy similar. En el que ninguno de ellos llega a romper el pilar pero en todos están plantificando. Dándose sus valores máximos de tensión se dan en la zona de unión con la talonera del vehículo.

TRABAJO FIN DE MÁSTER

También observamos en los valores de tensión máxima (σ_{\max}) y tensión significativa (σ_{sig}), que a medida que utilizamos materiales con propiedades mecánicas mejores y más rígidas, los valores de tensión que soporta el pilar B van aumentando. Esto es debido a que al ser materiales más rígidos, con la misma forma geométrica y estar todos prácticamente sometidos a la misma deformación sufren a una tensión mucho mayor.

El caso más crítico a nivel resistente es el Docol 1400 puesto que el pilar B había roto parte de su en la zona de varias uniones con la talonera, con lo cual este material no sería adecuado para utilizarse en el pilar B.

En todos los casos se ha encontrado en común, que la zona donde mayores tensiones más elevadas en la zona del anclaje a la talonera del pilar B, debido a que es la zona del pilar B donde recibe el impacto de lleno. Esto se puede ver en la **Figura 163**.

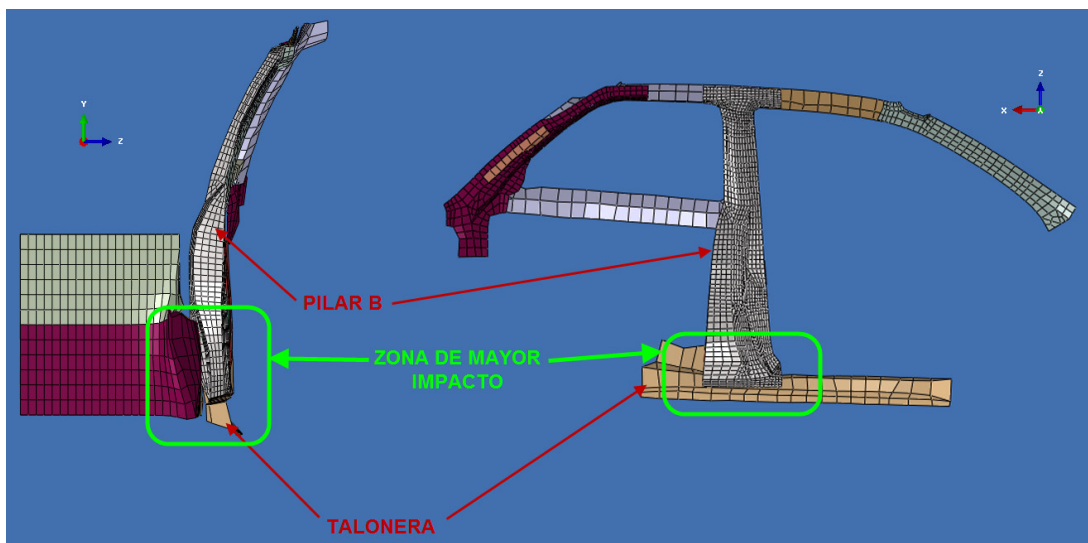


Figura 163 - Zona de mayor impacto en el pilar B

Debido a esta similitud en el comportamiento a nivel resistente para todos los aceros menos el Docol 1400, no se puede decir que uno de ellos sobresalga respecto a los otros en estos términos.

9.5.2. Comparativa de deformaciones y desplazamientos

Por otro lado para comparar el comportamiento a nivel de deformación y de las variaciones de volumen que se producen en el habitáculo, tenemos los valores de energía total de deformación (**ALLIE**), desplazamiento relativo del pilar B respecto al pilar A y C (d_{ac}) y desplazamiento relativo del pilar B respecto a sus anclajes (d_b), los cuales hay que analizar en conjunto para entender lo que sucede en el pilar B para cada una de las configuraciones. Porque algunos valores por si solos pueden dar lugar a engaño.

Si comparamos ambos desplazamientos relativos d_{ac} y d_b entre el acero de referencia (S355) y los de ultra alta resistencia, vemos en la **Tabla 38** que estas diferencias no tienen valores muy significativos puesto que están rondando los **5 mm**.

Concretamente máxima diferencia que se obtenido relativo del pilar B respecto al pilar A y C (d_{ac}) respecto al acero de referencia ha con el Docol 1000, esta diferencia tiene un valor de **4,76 mm**. Por otro lado el valor máximo de diferencia para (d_b) se ha obtenido con el Docol 1800, la cual tiene un valor de **4,47 mm**.

CASOS CON DIFERENTES MATERIALES ANALIZADOS					
DESPLAZAMIENTOS RELATIVOS	REFERENCIA	ULTRA ALTA RESISTENCIA			MAX DIFERENCIA
	S355	DOCOL 1000	DOCOL 1400	DOCOL 1800	
d_{ac}	-340,28 mm	-335,56 mm	-341,02 mm	-337,08 mm	4,76 mm
d_b	34,76 mm	38,45 mm	37,31 mm	39,23 mm	4,47 mm

Tabla 38 - Máximas diferencias para los desplazamientos relativos

Donde:

- d_{ac} = Desplazamiento relativo del pilar B respecto al pilar A y C
- d_b = Desplazamiento relativo del pilar B respecto a sus anclajes

Recordar que:

- Cuando el valor de d_{ac} y d_b sean más negativos es más desfavorable porque han penetrado más el pilar B en el habitáculo.
- Cuando el valor de d_{ac} y d_b sean más positivo es más favorable porque han penetrado menos el pilar B en el habitáculo.

Como se ha comentado en al inicio del **Apartado 9.5**, la elección del material para el Pilar B va a venir determinada la cantidad de volumen del habitáculo que se ve reducida en el instante analizado. Es decir, el material seleccionado será el que haga que el pilar B penetre menos dentro del habitáculo.

Con lo cual la dimensión crítica para seleccionar un determinado material es el desplazamiento relativo del pilar B respecto al pilar A y C (d_{ac}). Puesto que, como ya se explico en el **Apartado 9.3**, es el criterio cuantitativo que se ha utilizado en el análisis para ver la penetración dentro del habitáculo.

Por lo tanto si analizamos los valores de d_{ac} para los aceros de ultra alta resistencia respecto al de referencia, vemos que el que tiene un mejor comportamiento es el Docol 1000. El cual tiene una penetración inferior en **4.76 mm** en el habitáculo respecto al acero de referencia.

Por esta razón **el material seleccionado como optimo para el pilar B es el Docol 1000**, puesto que con él se consigue una menor reducción del habitáculo. Por lo cual, sufrirán menos daños los ocupantes del vehículo.

Esta selección esta refrendada por unos análisis del comportamiento para cada configuración del pilar B, los cuales se han realizado en los **Apartados 9.5.3, 9.5.4 y 9.5.4**. En estos análisis se han analizado en conjunto los valores de d_{ac} , d_b y **ALLIE**, y se ha visto que con el Docol 1000 todos estos valores en conjunto tienen sentido y por lo tanto, es correcta la elección de este acero por su valor del Desplazamiento relativo del pilar B respecto al pilar A y C.

9.5.3. Comportamiento Docol 1000

Si comparamos el comportamiento del pilar B con el acero de la configuración inicial, el S355, con el del Docol 1000, vemos en la **Tabla 38** que al utilizar un material más rígido ambos desplazamientos relativos d_{ac} y d_b tiene un valor más positivo con lo cual el pilar ha penetrado menos en el habitáculo. Esta menor penetración es debida a las menores deformaciones que sufre el pilar B en la configuración de Docol 1000, esto también se puede ver mediante el valor de la energía total de deformación (**ALLIE**).

Si comparamos los valores de la energía total de deformación (**ALLIE**) para el S355 (**380,5 J**) con el valor para el Docol 1000 (**213,785 J**), vemos que la energía absorbida en forma de deformación por el Docol 1000 es menor por lo que se ha deformado menos. Estos valores tiene sentido puesto que estamos utilizando un material más rígido en las mismas condiciones.

Con lo cual, debido a los resultados en los tres criterios de deformación y desplazamiento es mejor el Docol 1000 que el acero de referencia S355, por lo que en términos de seguridad la mejor opción entre ambos aceros sería el Docol 1000.

9.5.4. Comportamiento Docol 1400

Al tratarse el Docol 1400 de un acero más rígido que el Docol 1000, cabría esperar encontrar un comportamiento similar al encontrado entre S355 y el Docol 1000 si comparáramos el 1400 con el 1000, el cual es el que mejores resultados respecto a la deformación ha tenido hasta ahora. Pero esto no es así debido a que el Docol 1400 rompió.

Si analizamos los niveles de energía de deformación total en **Tabla 38**, vemos que la energía de deformación total (**ALLIE**) se reduce de los **231,75 J** del Docol 1000 a los **218,76 J** del Docol 1400. Con lo cual el 1400, se ha deformado menos como cabría esperar al tratarse de un material más rígido.

TRABAJO FIN DE MÁSTER

Otro aspecto que cabría esperar, al tratarse de un material más rígido, es que este se introdujera menos en el habitáculo. Lo cual no es así, puesto que en ambas medidas relativas (d_{ac}) y (d_b) tiene unos valores superiores respecto al caso del Docol 1000, lo que indica que el pilar B con el Docol 1400 se ha penetrado más en el habitáculo.

Con lo que en principio parece que ambos valores están en contradicción pero no es así. Lo que sucede es que la romperse parte de las uniones del pilar B a la talonera este ha perdido su comportamiento estructural al estar prácticamente suelto de su parte inferior. Con lo cual este, ya no se está deformando para disipar energía si no que se está trasladándose en conjunto con el resto del vehículo, el cual ahora se tiene que encargar de disipar una mayor cantidad de energía.

Más concretamente la parte suelta del pilar B, la parte inferior, es la que se está desplazando al ritmo que se deforma el suelo, que es el elemento que ha adquirido un mayor compromiso estructural tras la rotura del pilar B. Esto está esquematizado en la **Figura 164**.

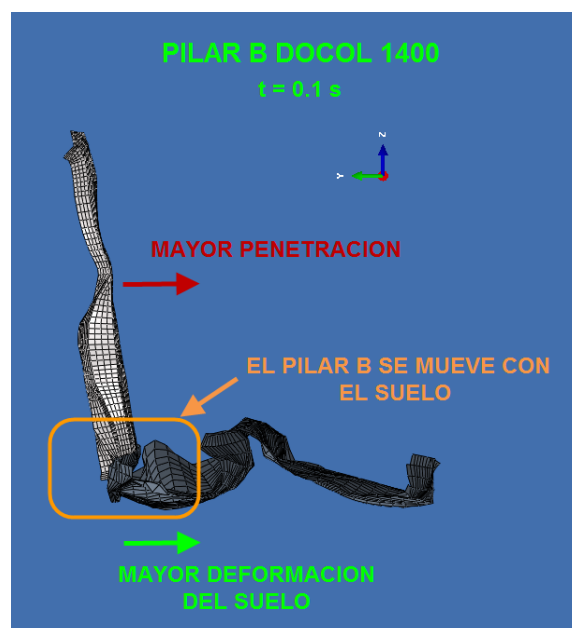


Figura 164 - El pilar B en Docol 1400 se mueve a acompañando al suelo

Con lo cual el Docol 1400 tiene un peor comportamiento en niveles de seguridad puesto que tiene una mayor penetración dentro del habitáculo que el Docol 1000, con lo cual reduciría las el volumen interior de este.

9.5.5. Comportamiento Docol 1800

Este material es el más rígido de todos, el cual tiene los valores de límite elástico (**Re=1300 Mpa**) y tensión de rotura (**Rm = 1800 Mpa**) más elevados. Debido a estas características y que no rompe cabria encontrar el mejor comportamiento de todos.

Si comparamos los valores en la **Tabla 38** del Docol 1800 con el el Docol 1000, que único otro acero de ultra resistencia que no ha roto y que ha dado mejores resultados que el acero de referencia en términos de deformación. Observamos los niveles de energía total (**ALLIE**) han descendido, con lo cual el Docol 1800 ha tenido una menor deformación debido a su mayor rigidez. Esto se ve refrendado si analizamos el desplazamiento relativo del pilar B respecto a sus anclajes (**d_b**), el cual nos indica el desplazamiento que ha sufrido el pilar B en su zona media respecto a sus extremos. En este caso para el Docol 1800 el valor de **d_b** ha aumentado respecto al del Docol 1000, ha pasado de **38,45 mm** a **39,23 mm**. Con lo que quiere decir con el Docol 1800 ha penetrado menos en el habitáculo y concuerda con lo deducido de los valores de energía total de deformación (**ALLIE**).

La discrepancia surge cuando analizamos el valor del desplazamiento relativo del pilar B respecto al pilar A y C (**d_{ac}**), vemos que el valor de esta distancia respecto al Docol 1000 ha disminuido lo que quiere decir que el pilar B ha penetrado mas en el vehículo, cuando parecía que iba a ser lo contrario por los valores de la energía total de deformación (**ALLIE**) y el desplazamiento relativo del pilar B respecto a sus anclajes (**d_b**).

Lo que sucede realmente es que, al estar compuesto el pilar B compuesto por un acero de ultra alta resistencia tan rígido, en vez de disipar la energía

TRABAJO FIN DE MÁSTER

recibida en el impacto en forma de deformación la trasmite a los elementos a los cual va anclado el pilar B. Y al estar estos compuestos por aceros de alta resistencia, los cuales tienen unas propiedades mecánica y rigidez muy inferior a la del pilar B, sufren unas grandes deformaciones para disipar la energía trasladando consigo al pilar B por uniones entre ambos. Con lo cual el pilar B mantiene prácticamente su integridad (tiene menor deformación) pero penetra más en el habitáculo durante el impacto, tiene un mayor desplazamiento debido a que se ve arrastrado por los elementos a los cuales va unido.

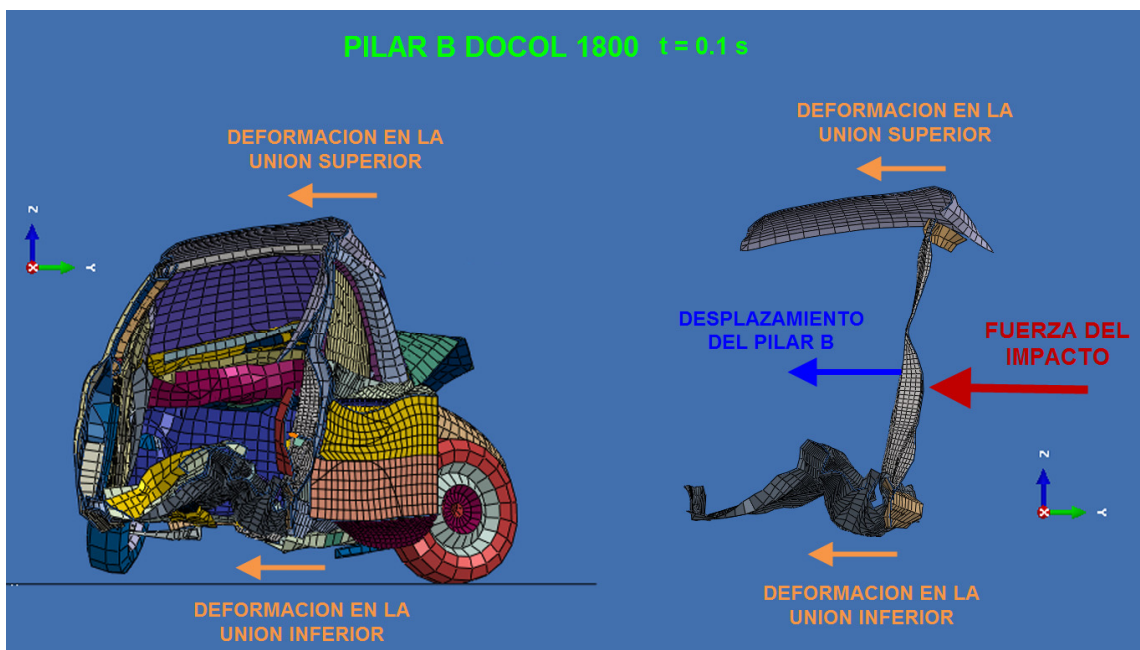


Figura 165 - El pilar B en Docol 1800 se ve arrastrado por las deformaciones en los elementos de unión

Debido a todo esto el mejor acero de estos dos en términos de desplazamiento es el Docol 1000, ya tiene una menor penetración dentro del habitáculo que el Docol 1800 puesto que su valor de d_{ac} del Docol 1000 es más elevado, **-335,56 mm** para el Docol 1000 frente a los **-337,08 mm** para el Docol 1800. Con lo cual con este acero el comportamiento en términos de seguridad es mucho mejor ya que el habitáculo de los ocupantes se va a ver su volumen reducido en menor medida.

Por lo cual como se ha comentado al inicio del **Apartado 9.5**, el acero escogido es el Docol 1000 debido a que tiene un mejor comportamiento para la seguridad. Si el criterio fuera en términos de minimizar las deformaciones en el pilar B y no en el conjunto del vehículo el acero escogido sería el Docol 1800, puesto que ha sufrido menos deformaciones.

9.6. Conclusiones

Tras analizar los resultados obtenidos en las diferentes simulaciones con diferentes materiales para el pilar b, se ha llegado a las siguientes conclusiones:

- La mejor configuración de material analizada para el pilar B en términos de seguridad de los ocupantes y por lo tanto la elegida es el acero de ultra alta resistencia Docol 1000, debido a que se produce una menor intrusión en el habitáculo.
- La configuración en la que se producen menor deformación del pilar B y tiene un mejor comportamiento resistente es en el acero de ultra alta resistencia Docol 1800.
- Para disminuir el daño producido en los ocupantes interesa que las piezas de los vehículos sean capaces de absorber gran capacidad de la energía del impacto en forma de deformación.
- Los materiales empleados tienen que tener un equilibrio entre la rigidez y el alargamiento a la rotura, siendo este último un valor lo suficientemente elevado para que no se produzca la rotura de la pieza debida a las altas deformaciones de las piezas.
- No siempre mejorando las propiedades mecánicas se va a mejorar el resultado.

- Para mejorar el comportamiento de un vehículo en un impacto no basta con mejorar un único componente del vehículo, aunque aunque tenga el peso estructural mas importante en el impacto. Hay que realizar un estudio del comportamiento e interacción entre todas partes de vehículo por las que se van ha transmitir esfuerzos generados.

Esta ultima conclusión es la mas importante de todas puesto que si se pretende mejorar el comportamiento de una estructura tan compleja como es la de un vehículo en un impacto no basta con mejorar un único componente del vehículo, aunque aunque tenga el peso estructural mas importante en el impacto.

En el caso analizado, se ha demostrado que variando únicamente el pilar B se han obtenido mejoras en el comportamiento del vehículo y del pilar en el impacto, pero estas han sido mínimas con valores cercanos a los 5 mm, los cuales para un ensayo de estas características no son muy significativos.

También en el proceso de análisis se ha visto, que al mejorar únicamente uno de los componentes de la estructura han ocurrido cosas que no se esperaban al usar un aceros de alta resistencia. Como con el Docol 1800, el cual al ser el pilar muy rígido transmitía muchas mas tensiones a los elementos que iba unido, provocando una mayor penetración en el habitáculo que con haceros menos rígidos.

Con lo cual si se quiere mejorar el comportamiento global de un vehículo para un impacto determinado no se puede hacer únicamente desde una única pieza aunque sea la mas importante, por muy buen material que se emplee.

Para mejorar el vehículo en el impacto, hay que realizar un estudio del comportamiento e interacción entre todas partes de vehículo por las que se van ha transmitir esfuerzos generados en el impacto que se este analizando. En las **Figuras 166 y 167** se puede ver como en un impacto lateral los esfuerzos

TRABAJO FIN DE MÁSTER

parten del pilar B, puesto que es el primer elemento estructural importante que recibe el impacto, y se van transmitiendo a lo largo de los elementos colindantes.

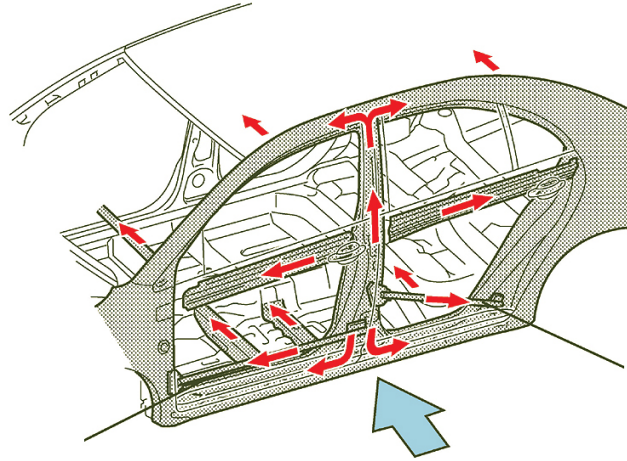


Figura 166 – Transmisión de esfuerzos en un impacto lateral

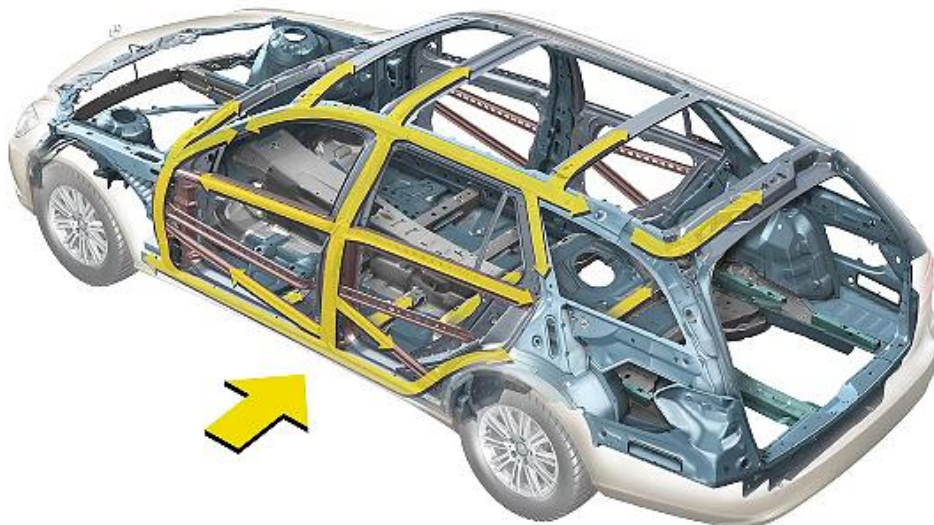


Figura 167 – Transmisión de esfuerzos en un impacto lateral

En nuestro caso, al tratar únicamente el impacto lateral solo abríamos tenido que tener la transmisión de esfuerzos por los elementos en este tipo de impacto. Pero este problema se agarba a la hora de diseñar un vehículo frente a todo tipo de impacto, puesto que un mismo elemento puede verse sometido a diferentes tipos de esfuerzos según sea el impacto al cual está sometido el

TRABAJO FIN DE MÁSTER

vehículo [12]. Con lo cual hay que tener especial interés en la transmisión de esfuerzos. Esto se puede ver en la **Figura 168**.

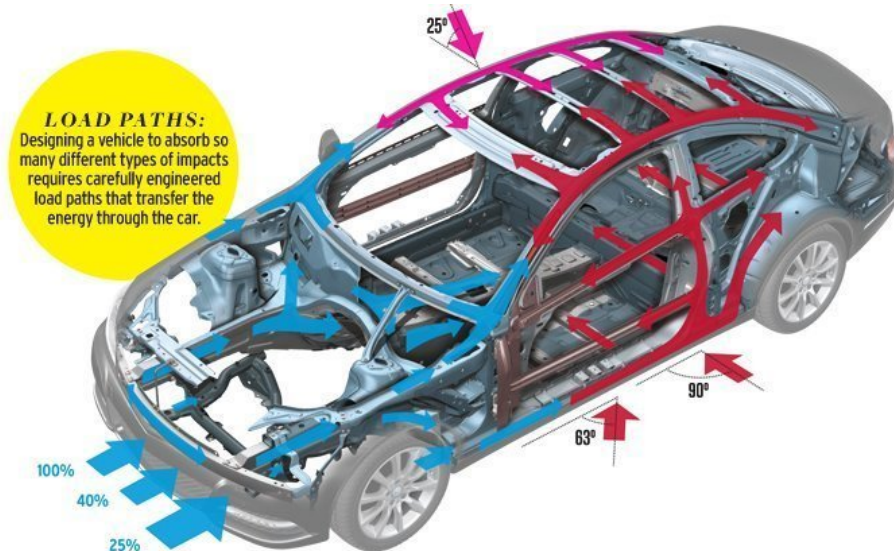


Figura 168 – Transmisión de esfuerzos según el impacto

En la **Figura 169**, podemos ver que la idea de usar acero de ultra alta resistencia para mejorar el comportamiento resistente se está empleando en los nuevos vehículos. En esta figura también podemos ver que al a hora de implementar estos materiales los hacen desde el punto de transmisión de esfuerzos.

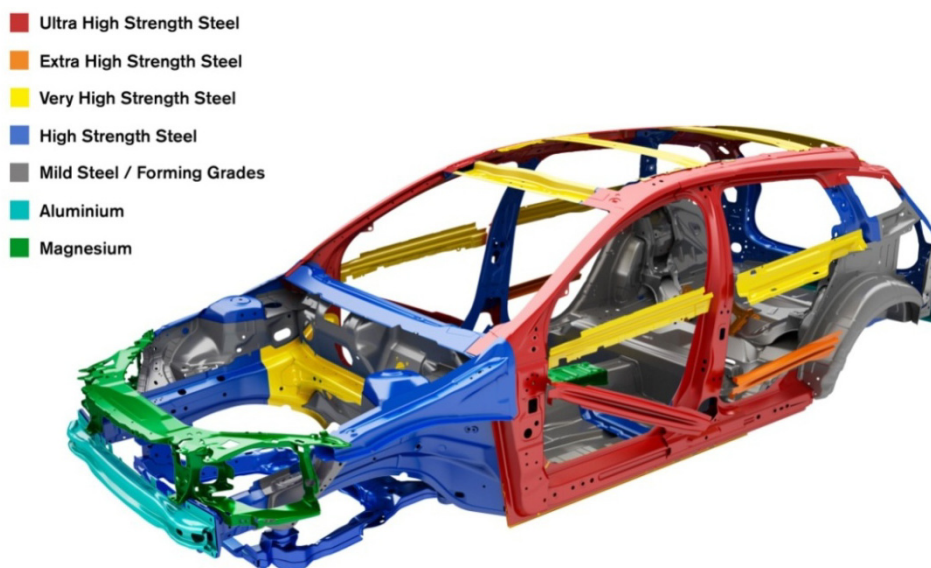


Figura 169 – Materiales del chasis del Volvo V60 del 2010



Si en la **Figura 169** (chasis del Volvo V60 del 2010) nos centramos en los componentes en los cuales se transmiten los esfuerzos en un impacto lateral. Vemos que no solo únicamente han realizado en acero de ultra alta resistencia el pilar B, si no también los elementos que va este unido como son el raíl del techo, talonea y pilar A. Para de esta forma no tener los problemas de deformación excesiva en estas zonas como ocurría en nuestro modelo. También vemos que ha utilizado aceros de muy alta resistencia en los refuerzos laterales con el fin de mejorar el reparto de los esfuerzos en el impacto lateral.

Por lo tanto a la hora de realizar o mejorar el diseño de cualesquier de la estructura de un vehículo, no solo hay que centrarse en mejorar las propiedades de elementos de forma independiente, si no hay que ver como se comporta en conjunto todos los elementos de la estructura.

9.7. Mejoras

Una vez detectado el problema de que no se pudo mejorar el comportamiento del vehículo en un impacto lateral mejorando únicamente el pilar B, si no que es necesario mejorar todos los elementos que se les transfieren esfuerzos. Se decidió realizar una simulación para ver si mejorando todas las partes del vehículo que intervienen en el impacto lateral se mejoraban los resultados.

Para ello se seleccionó el acero de ultra alta resistencia que había tenido un mejor comportamiento, el Docol 1000, para aplicarlo a toda la estructura lateral, al suelo y a los travesaños, ya que todos estos elementos son los que más se deformaban en las simulaciones. Todos estos elementos se pueden ver en las **Figuras 170 y 171**.

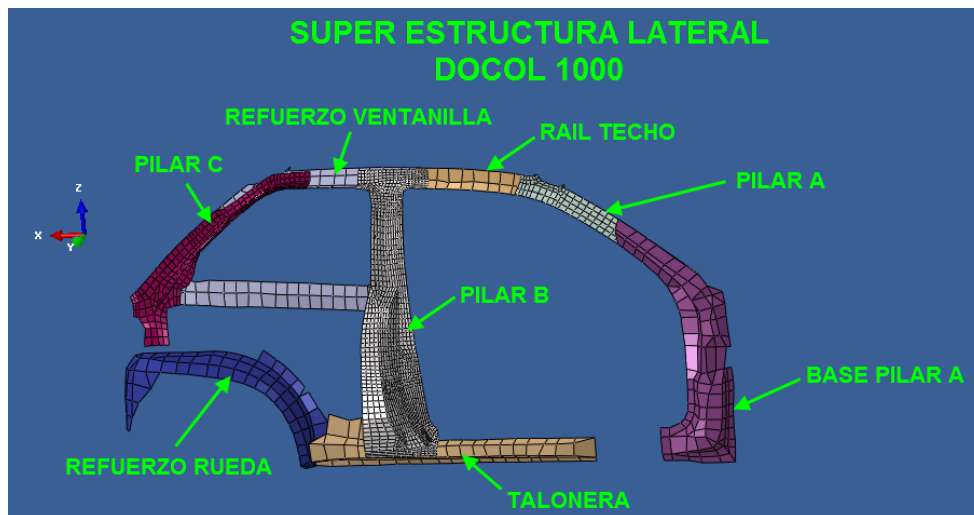


Figura 170 – Componentes súper estructura lateral

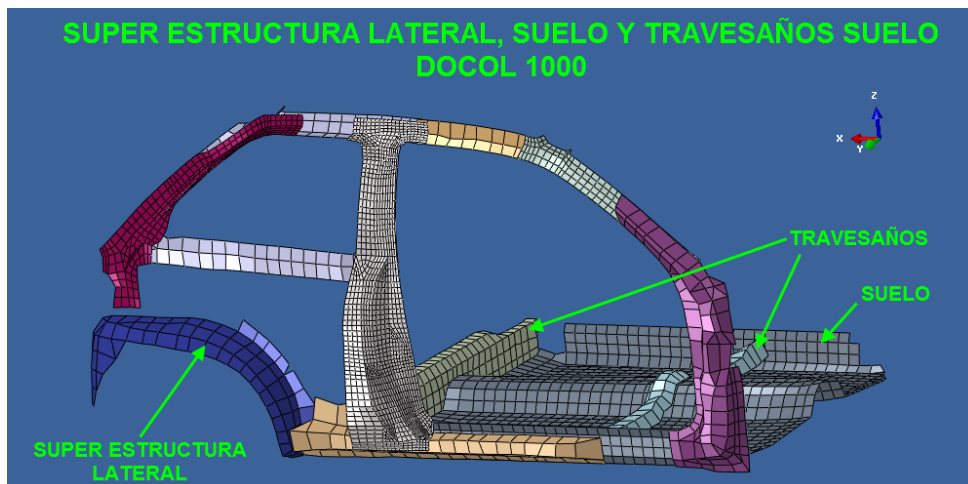


Figura 171 – Elementos en Docol 1000

Esta nueva simulación esta realizada bajo las mismas características y criterios que la anteriores para de esta forma, poder comparar el comportamiento del pilar B en esta estructura mejorada.

9.7.1. Resultados de súper estructura lateral, suelo y travesaños del suelo en Docol 1000

Si observamos los niveles de tensión máxima (σ_{\max}) para esta configuración vemos que, al igual que en la configuración del Pilar B en Docol 1000, estas se siguen concentran en la zona de unión con la talonera, alcanzado un valor de **1047 Mpa**. Con el pilar B tampoco rompería en esta configuración ya que su tensión de a la rotura (**Rm**) es de **1090 Mpa**. También vemos en las **Figuras 172 y 173** que las zonas de la unión superior, inferior y zona media del pilar B siguen plastificando puesto que se han superado los **800 Mpa** de límite elástico (**Re**).

Si analizamos la tensión mínima (σ_{\min}), vemos que es en todos los elementos es superior a los **0 Mpa**, con lo cual quiere decir que esta configuración tampoco abría roto ningún momento.

Por otro lado si analizamos el comportamiento de la deformación del pilar B en la **Grafica 21**, vemos que prácticamente desde el inicio se alcanza el nivel máximo de deformación elástica (**ALLSE**) y comienza a crecer la deformación plástica (**ALLPD**). Esto también sucedía en la configuración del pilar B en Docol 1000. Sin embargo, en este caso prácticamente la energía de deformación plástica (**ALLPD**) dobla a la energía de deformación elástica. (**ALLSE**) mientras que en la configuración del pilar B en Docol 1000 eran prácticamente iguales.

TRABAJO FIN DE MÁSTER

Los resultados obtenidos en la simulación para esta configuración mejorada en el instante de máxima deformación son:

SÚPER ESTRUCTURA Y SUELO DOCOL 1000	
σ_{\max}	1047 Mpa
σ_{sig}	845 Mpa
σ_{\min}	49,07 Mpa
ALLIE	297 J
d_{ac}	-304,39 mm
d_b	36,32 mm

Tabla 39 - Tabla resumen de resultado de la configuración mejorada

- Tensión máxima (σ_{\max}) y Tensión mínima (σ_{\min}):

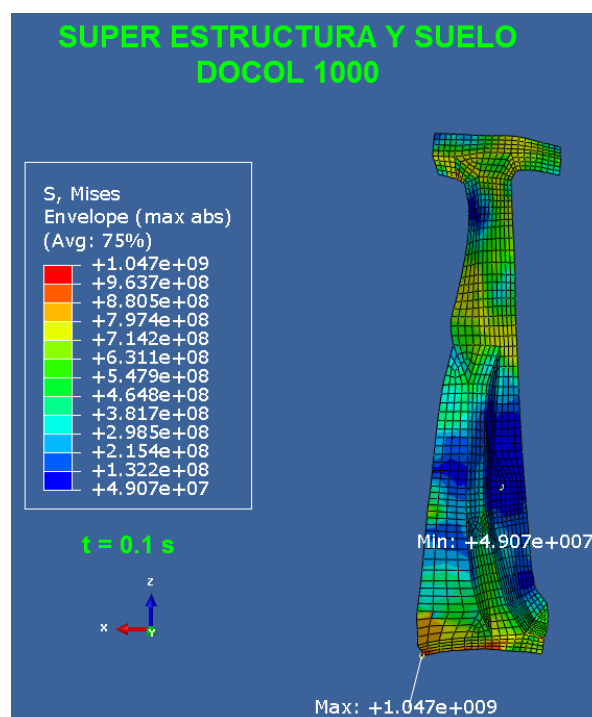


Figura 172 - Tensión máxima y mínima para la configuración mejorada

TRABAJO FIN DE MÁSTER

- Tensión significativa (σ_{sig}):

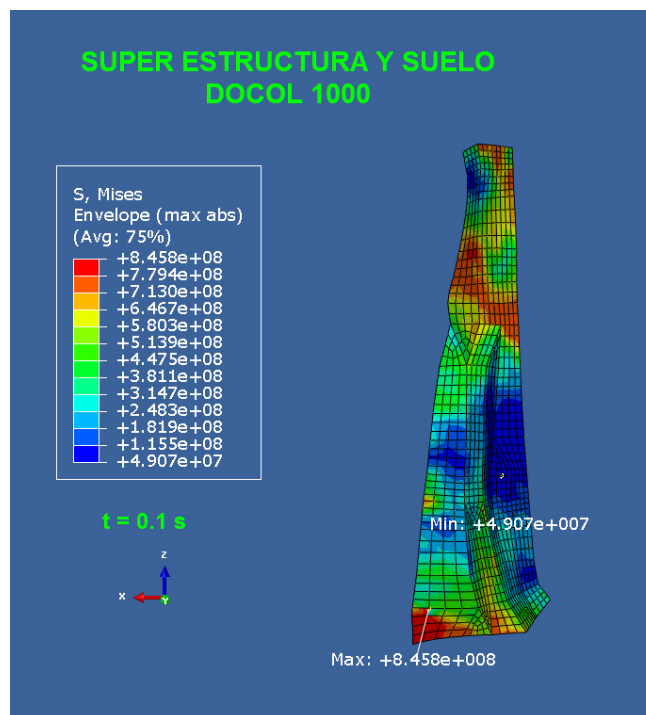
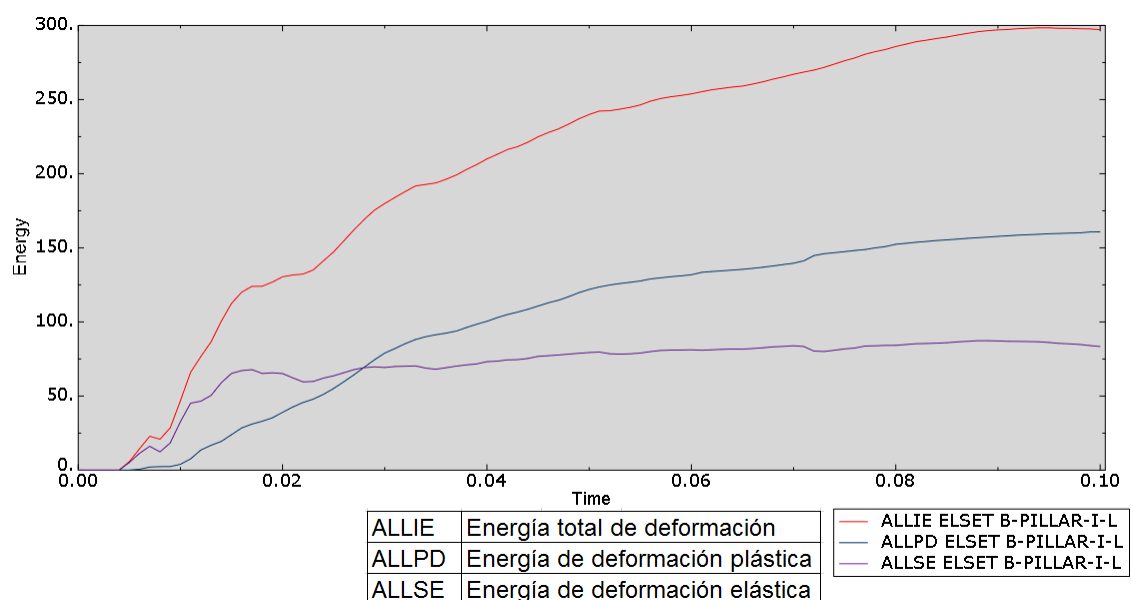


Figura 173 - Tensión significativa para la configuración mejorada

- Energía total de deformación (ALLIE):



Grafica 21- Grafica de deformaciones para la configuración mejorada

- Desplazamiento relativo del pilar B respecto al pilar A y C (d_{ac}):

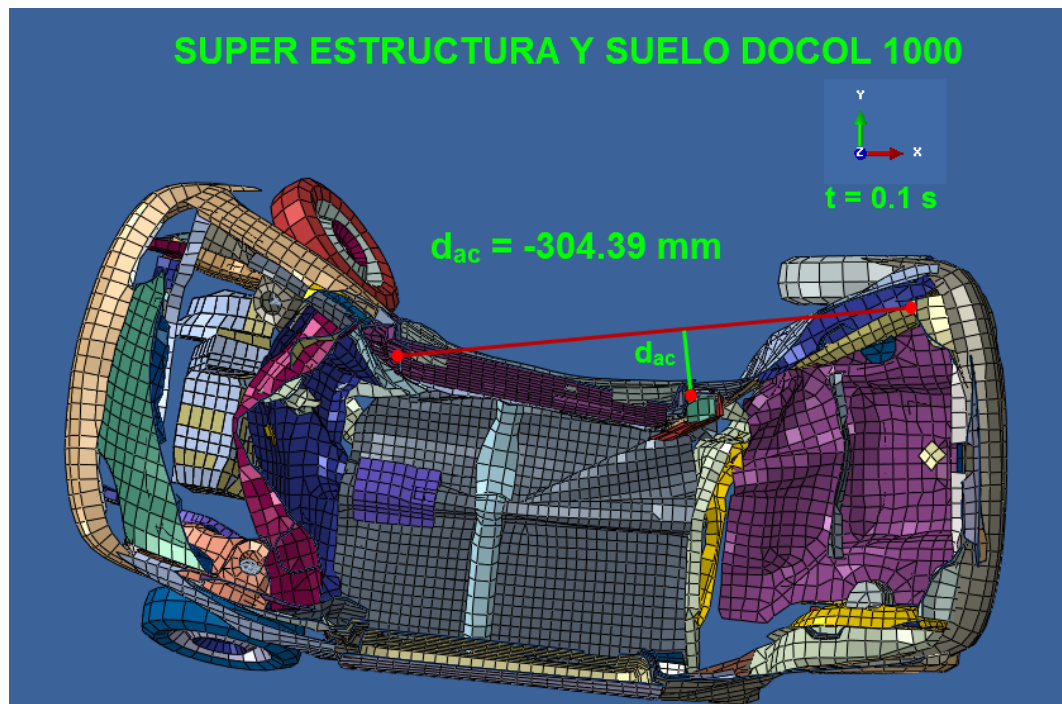


Figura 174-Desplazamiento relativo del pilar B respecto al pilar A y C (d_{ac}) para la configuración mejorada

- Desplazamiento relativo del pilar B respecto a sus anclajes (d_b):

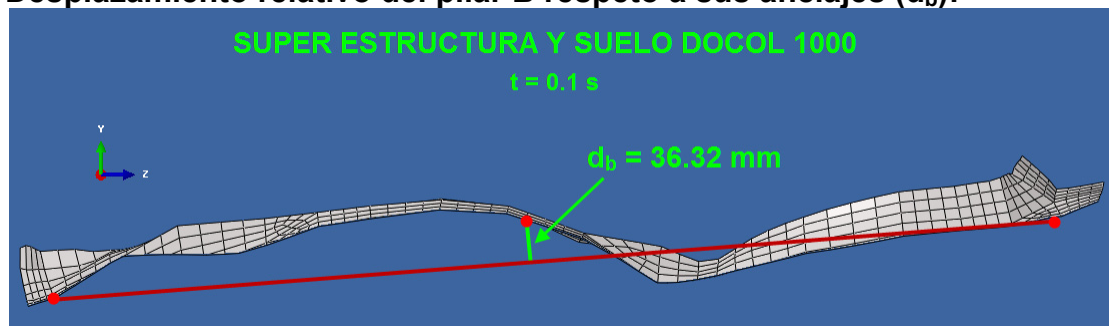


Figura 175 - Desplazamiento relativo del pilar B respecto a sus anclajes (d_b) para la configuración mejorada

9.7.2. Comparativa de resultados con las mejoras

En las **Tablas 40** y **41** se puede ver una comparativa de los resultados obtenidos en el pilar B para las configuraciones del pilar B en S355 y en Docol 1000 con toda la súper estructura lateral y elementos del suelo en Docol 1000.

CASOS CON DIFERENTES MATERIALES ANALIZADOS			
CRITERIOS ANALIZADOS	REFERENCIA	ULTRA ALTA RESISTENCIA	
	PILAR B S355	PILAR B DOCOL 1000	SÚPER ESTRUCTURA Y SUELO DOCOL 1000
σ_{\max}	511 Mpa	1057 Mpa	1047 Mpa
σ_{sig}	316,6 Mpa	823,7 Mpa	845 Mpa
σ_{\min}	52,1 Mpa	23,2 Mpa	49,07 Mpa
ALLIE	380,5 J	231,78 J	297 J
d_{ac}	-340,28 mm	-335,56 mm	-304,39 mm
d_b	34,76 mm	38,45 mm	36,32 mm

Tabla 40 - Resumen de resultados con el caso mejorado.

CASOS CON DIFERENTES MATERIALES ANALIZADOS				
DESPLAZAMIENTOS RELATIVOS	REFERENCIA	ULTRA ALTA RESISTENCIA		MAX DIFERENCIA
	PILAR B S355	PILAR B DOCOL 1000	SÚPER ESTRUCTURA Y SUELO DOCOL 1000	
d_{ac}	-340,28 mm	-335,56 mm	-304,39 mm	35,89 mm
d_b	34,76 mm	38,45 mm	36,32 mm	3,69mm

Tabla 41 - Máximas diferencias para los desplazamientos relativos con el caso mejorado.

Donde:

- σ_{\max} = Tensión máxima
- σ_{sig} = Tensión significativa
- σ_{\min} = Tensión mínima
- ALLIE = Energía total de deformación
- d_{ac} = Desplazamiento relativo del pilar B respecto al pilar A y C
- d_b = Desplazamiento relativo del pilar B respecto a sus anclajes

TRABAJO FIN DE MÁSTER

Recordar que:

- Cuando el valor de d_{ac} y d_b sean más negativos es más desfavorable porque han penetrado más el pilar B en el habitáculo.
- Cuando el valor de d_{ac} y d_b sean más positivo es más favorable porque han penetrado menos el pilar B en el habitáculo.

Si comparamos las tensiones máxima (σ_{max}), significativa (σ_{sig}) y mínima (σ_{min}) en el pilar B para ambas configuraciones en Docol 1000 vemos que tienen unos valores muy similares, con lo cual a nivel resistente están trabajando de forma prácticamente idéntica.

Por otro lado si analizamos los valores de la energía total de deformación (**ALLIE**) y el Desplazamiento relativo del pilar B respecto a sus anclajes (d_b) en las configuraciones de Docol 1000. Vemos que la **ALLIE** ha aumentado y la d_b a disminuido, con lo cual ambos valores dicen que en la configuración mejorada el pilar B se ha deformado mas y por lo tanto ha absorbido una mayor cantidad de energía en forma de deformación aunque no hay una diferencia muy significativa entre ambas configuraciones.

También si observamos el valor más importante, el Desplazamiento relativo del pilar B respecto al pilar A y C (d_{ac}), el cual determina la intrusión del depilar B en el habitáculo, vemos que en la configuracion mejorada hay una diferencia significativa. Si comparamos el valor de d_{ac} en ambas configuraciones de Docol 1000 vemos que ha pasade de -335,56 mm para la configuracion del pilar B a -304,39 mm para la configuracion mejorada, estos supone unos **30 mm menos de intrusión el habitáculo** lo cual es una gran mejora en este tipo de ensayos.

Finalmente, si ahora comparamos el valor de d_{ac} entre la configuración de referencia (Pilar B en S355) y la configuración mejorada (Super estructura y suelo en Docol 1000) vemos que hay **35,89 mm menos de penetración en el habitáculo**. Lo cual puede suponer la diferencia para pasar un ensayo o lo que aun es más importante para salvar una vida. Esto se puede ver en la **Figura**

TRABAJO FIN DE MÁSTER

176 podemos ver la evolución del área entre pilares para los tres casos analizados en las mejoras.

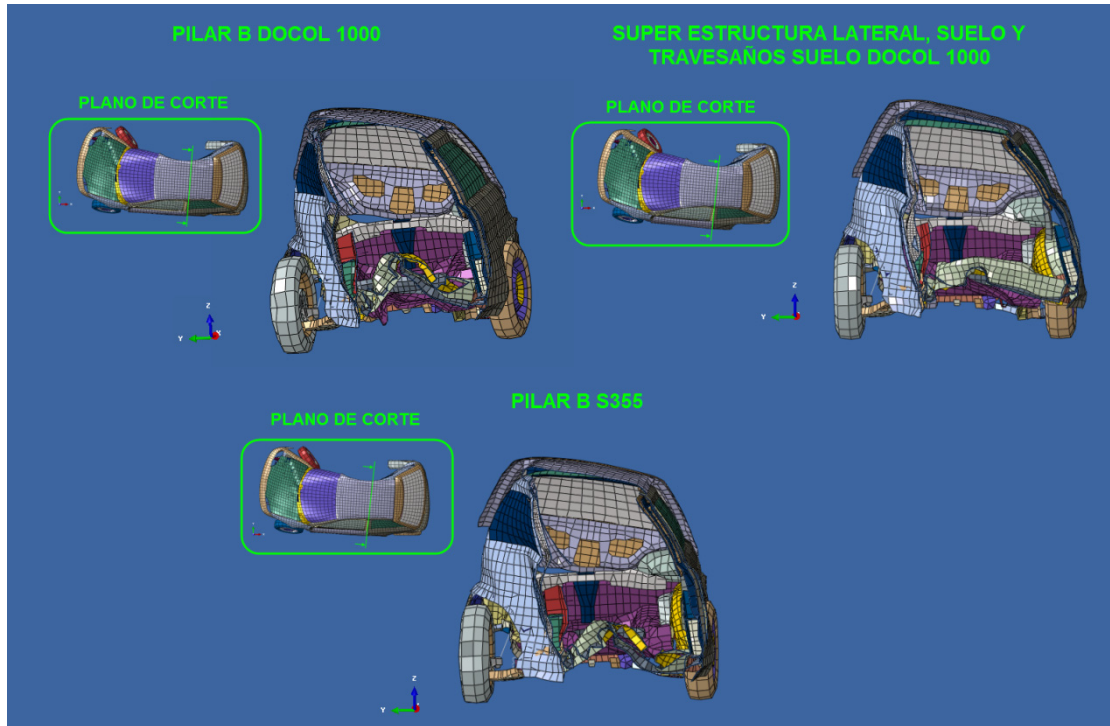


Figura 176 - Deformaciones en el habitáculo

Con lo cual vemos que los resultados obtenidos abalan las conclusiones expuestas, dejando ver la gran importancia de la transmisión de esfuerzos entre elementos y que la optimización frente aun impacto no solo se puede realizar mediante un único elemento.

Por último señalar que la configuración final seleccionada para la optimización del el Geo Metro, seria la configuración mejorada. En la cual tanto la súper estructura lateral como el suelo y sus travesaños estarían realizados en el acero de ultra alta resistencia Docol 1000. Esta disposición optima de materiales se puede ver en la **Figura 177**.

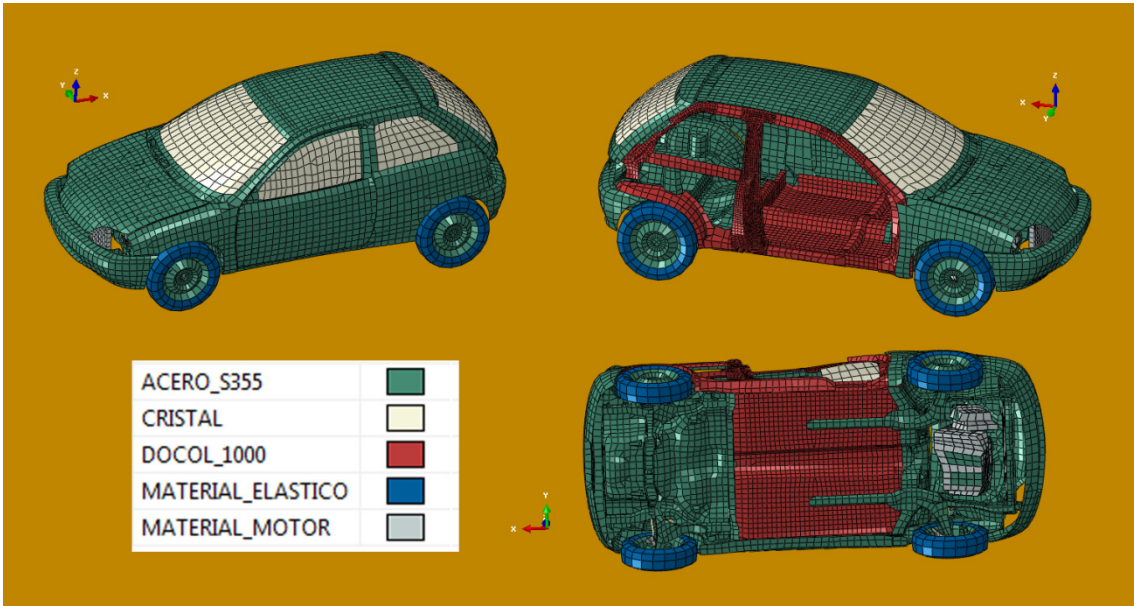


Figura 177 - Configuración optima de materiales



10. Bibliografía

- [1] REGLAMENTO (CE) N° 661/2009 DEL PARLAMENTO EUROPEO Y DEL CONSEJO de 13 de julio de 2009
- [2] Apuntes del Máster en Automoción de Fundación para la Investigación y Desarrollo en Transporte y Energía (Ciutat)
- [3] Apuntes de la asignatura Seguridad activa y pasiva en vehículo del Máster en Aistemas Mecanicos de la Universidad de Zaragoza
- [4] Anuario estadístico de accidentes. DGT. 2010
- [5] Regulación ECE R95 de De las Naciones Unidad de 6 de Julo de 1996
- [6] DIRECTIVA 96/27/CE DEL PARLAMENTO EUROPEO Y DEL CONSEJO de 20 de mayo de 1996
- [7] Geo Metro Service Manual 1991
- [8] Abaqus Documentation 6.12. SIMULIA. 2013
- [9] Norma EN 10025:2004
- [10] Manual de la técnica del automóvil 3ª Editorial Reverté S.A.
- [11] Norma EN 10025-2:2004
- [12] ESTRUCTURAS DEL VEHICULO 2a EDICION

10.1. Consultas web

JNCAP: <http://www.nasva.go.jp/>

GLOBALNCAP: <http://www.globalncap.org/>

ANCAP: <http://www.ancap.com.au/home>

C-NCAP: http://www.c-ncap.org.cn/c-ncap_en/index.htm

EURONCAO: <http://www.euroncap.com/home.aspx>

KNCAO: http://www.car.go.kr/jsp/kncap_eng/introduction.jsp

LATINNCAP: <http://www.latinncap.com/>

US NCAP: <http://www.safercar.gov/>

Insurance Institute for Highway Safety: <http://www.iihs.org/>

SSAB: <http://www.ssab.com/>