



Universidad
Zaragoza

Trabajo Fin de Grado

Influencia sobre los ejes del vehículo de la instalación de separadores que varíen su vía

***Influence on the vehicle axles of the installation of wheel spacers which modify
their track width***

Autor

DAVID SEBASTIÁN SOLANO

Director

ANA PIQUERAS LORENTE

Ponente

SANTIAGO BASELGA ARIÑO

ESCUELA DE INGENIERIA Y ARQUITECTURA
2016



AGRADECIMIENTOS

Me gustaría expresar mi gratitud a las personas que me han orientado en la realización de este proyecto.

Quiero citar en primer lugar a Ana Piqueras Lorente, mi directora, por su completa disponibilidad y su inestimable ayuda en todo momento, a Santiago Baselga Ariño por sus recomendaciones y su experiencia en el campo de este proyecto.

Hago también un agradecimiento extensivo a los profesores que me han ayudado en alguna cuestión puntual, como Javier Abad Blasco o Jesús Cuartero Salafranca.

Mostrar también mi agradecimiento a todos los profesores de mi etapa académica en la EINA.



DECLARACIÓN DE AUTORÍA Y ORIGINALIDAD

(Este documento debe acompañar al Trabajo Fin de Grado (TFG)/Trabajo Fin de Máster (TFM) cuando sea depositado para su evaluación).

D./D^a. _____,

con nº de DNI _____ en aplicación de lo dispuesto en el art.

14 (Derechos de autor) del Acuerdo de 11 de septiembre de 2014, del Consejo de Gobierno, por el que se aprueba el Reglamento de los TFG y TFM de la Universidad de Zaragoza,

Declaro que el presente Trabajo de Fin de (Grado/Máster)
_____, (Título del Trabajo)

es de mi autoría y es original, no habiéndose utilizado fuente sin ser citada debidamente.

Zaragoza, _____

Fdo: _____



RESUMEN

El trabajo fin de grado presentado a continuación tiene como objetivo estudiar las consecuencias mecánicas de la instalación de separadores que aumenten el ancho de vía de un vehículo.

Este proyecto se enmarca dentro de la actividad del Laboratorio de Automóviles del departamento de Ingeniería Mecánica (LAIMUZ) y en particular dentro del proceso de homologación de un tipo de reforma en concreto.

El objetivo principal del trabajo es alcanzar una mejor comprensión de los efectos que produce en un vehículo la instalación de separadores basado en la reglamentación aplicable. Dicha reglamentación establece unos límites fijos en cuanto a la anchura máxima que deben tener los separadores. Lo que se pretende es realizar un análisis más detallado de la influencia que tiene en el vehículo este tipo de reforma, así como estudiar hasta qué punto es posible desarrollar una herramienta que permita al laboratorio aplicar un criterio propio en la autorización de esta reforma.

En base a la normativa, se analiza el problema por dos frentes distintos, por un lado el par de dureza aplicado en el sistema de dirección. Por otro lado, se analiza la resistencia mecánica del conjunto buje-rodamiento-mangueta bajo situaciones concretas del vehículo mediante CAD.

Como objetivo secundario se pretende diseñar una herramienta de cálculo Excel para el laboratorio, con el fin de obtener de forma rápida las solicitaciones aproximadas del vehículo en condiciones normales y excepcionales, para que el inspector técnico del laboratorio pueda valorar la influencia de dicha reforma y proceder o no a su autorización.



TABLA DE CONTENIDO

DECLARACION DE AUTORIA	3
RESUMEN	4
TABLA DE CONTENIDO	5
TABLA ANEXOS	6
1.-INTRODUCCIÓN	7
1.1.-Contexto del proyecto	7
1.2.-Problema	8
1.3.-Objetivo del proyecto.	8
2.- ANÁLISIS PREVIO	9
2.1.- Separadores	9
2.2.-Ejes, Manguetas y rodamientos	10
2.3.-Normativa	11
2.4.-Concepto y consecuencias de la instalación de separadores.	13
3.- ESTUDIO	14
3.1.- Previo	14
3.2.-Cálculo dirección	14
3.3.-Cálculo resistivo	21
3.3 Estimación rodamiento	27
4.-CONCLUSIONES	29
5.-TRABAJO FUTURO	30
6.-BIBLIOGRAFÍA	31
8.-ANEXOS	32



TABLA ANEXOS

A.- EJES	32
Eje rígido	34
Eje torsional	36
Eje independiente	36
Eje libre	40
Rodamientos	41
B.- DIRECCIÓN	44
C.- NORMATIVA	49
Condiciones Normativas	49
Condiciones de la vía para el cálculo de cargas globales	54
Condiciones de aceleración lateral	57
Condiciones máximas de frenado	58
Datos del vehículo de estudio	59
D.- SOLIDWORKS	61
Piezas	61
Material	63
Contactos y Sujeciones	65
Fuerzas	65
Mallado	67
Resultados y comparativas.	68



1.-INTRODUCCIÓN

1.1.-Contexto del proyecto

En la actualidad, vivimos rodeados de una inmensa cantidad de vehículos en nuestro día a día. La evolución del vehículo ha impregnado cada uno de los aspectos de la sociedad, como el económico, el social, o el ocio. Es tal la importancia de este medio que ha llegado a representar el medio de transporte mayoritario (+65%), una de las industrias más potentes y que más empleados genera de España con un 10% del PIB, un 9% de la población activa y un medio que posee prácticamente cada familia (79%). En el año 2014 según la DGT el parque móvil de España se situaba en torno a los 33 millones de vehículos en total en todas sus categorías. De esa cifra, los tipos de vehículos que nos ocupan por las características de nuestra reforma serán mayoritariamente turismos M1 que ya representan el 66,7% del parque móvil total, con 22 millones(1)(2) (3).

Es evidente que la importancia de este sector es inmensa para España, pero también evidencia la necesidad de un control de ese parque móvil, de las carreteras por las que circula, de la calidad de los conductores y de muchos más factores que engloba el vehículo indirectamente.

En el caso que ocupa a este trabajo su ámbito de aplicación se encontraría dentro de lo que se puede considerar como las medidas que garantizan la seguridad del parque móvil, puesto que todos estos vehículos, deben cumplir unos requisitos que garanticen la seguridad de sus ocupantes y la de las personas con las que conviven esos vehículos. El estado se vale de un conjunto de ITV's donde se controla periódicamente el estado óptimo de los vehículos que circulan por nuestras carreteras.

Dichas ITV's siguen una serie de procedimientos normativos para verificar el correcto estado de los vehículos que se comprueban. En el caso de que un vehículo haya sido reformado, entendiendo reforma como la modificación de sus características de fábrica, se debe remitir al "Manual de Reformas de Vehículos", que define una serie de procedimientos para analizar una reforma o un cambio en el estado de ese vehículo y para saber si puede o no seguir circulando.

Existen un gran número de reformas contempladas en el manual, tanto reformas mecánicas como de identificación del vehículo, cada una con unos trámites más o menos intensos y específicos según la importancia de la reforma.



1.2.-Problema

En el manual de reformas de vehículos se establecen unos límites fijos y comunes para todos los vehículos. Lo que el laboratorio pretende con este estudio es alcanzar una mejor comprensión de las consecuencias de la instalación de separadores en cuanto a maniobrabilidad del vehículo y resistencia mecánica de los componentes de mismo para poder aplicar, adicionalmente, un criterio propio que garantice la seguridad del vehículo y sus ocupantes.

1.3.-Objetivo del proyecto.

Este TFG tiene como objetivo complementar la información del laboratorio a la hora de autorizar una reforma de este tipo.

Por ello se pretende realizar un **análisis resistivo** de los principales componentes afectados por la instalación de separadores, que son el conjunto mangueta-rodamiento-buje. Además se realiza también un **análisis del par requerido por la dirección** para conseguir el giro de los neumáticos, ya que un vehículo con unos espaciadores instalados puede soportar las cargas sobre él pero requerir un esfuerzo excesivo para girar el volante que se considere seguro.

El análisis intenta descubrir el punto de viabilidad de la reforma y diseñar una herramienta con la que el laboratorio pueda estudiar un caso concreto y obtener una valoración general de las consecuencias de la instalación antes de proceder a la autorización de la reforma.

En definitiva:

- Analizar cómo varía la carga en un eje con la instalación.
- Estudiar las consecuencias mecánicas sobre el mecanismo buje-rodamiento-mangueta
- Analizar cómo varía el par requerido en el volante con la instalación.
- Desarrollar una herramienta de evaluación para facilitar la labor del laboratorio.

2.- ANÁLISIS PREVIO

Es importante conocer en primer lugar qué es un separador, cuál es su función, así cómo dónde se colocan y qué supone su instalación en los ejes de un vehículo.

2.1.- Separadores

Los separadores (Figura 1) son piezas metálicas de aleación de aluminio, instaladas entre el buje y la llanta del vehículo (Figura 2), cuya finalidad es la de alejar el conjunto llanta-neumático del centro del coche. La integridad estructural tanto del separador como del cubo y mangueta es vital puesto que una rotura, con toda seguridad, provoca un accidente, e incluso la separación de la rueda del propio vehículo.



Figura 1. Espaciadores

Los separadores se colocan principalmente por varios motivos:

1º Estética. La instalación de separadores entre el cubo o buje de la rueda y la llanta aleja las ruedas del centro del vehículo, “llenando” más los pasos de rueda y dando una imagen más deportiva y agresiva al vehículo.

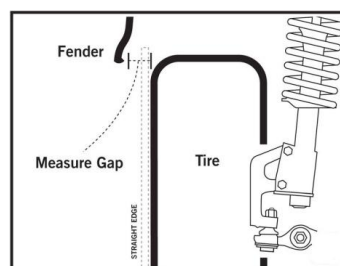


Figura 2. Conjunto Suspensión-neumático con guardabarros

2º Rendimiento. Conforme se instalan separadores de mayor tamaño, se aumenta la anchura de vía, y crea una pisada más ancha en el terreno/pavimento, con el consecuente aumento de estabilidad y agarre frente a giros, así como un aumento a la resistencia al vuelco.

3º La instalación de separadores puede venir obligada por la voluntad de mejorar el sistema de frenado o de la necesidad de corregir el "Offset" de la llanta, aunque estos motivos son claramente minoritarios.

La instalación de separadores provoca tres inconvenientes en contrapartida a los beneficios citados anteriormente.

- Puede provocar interferencia entre el neumático y los componentes de la suspensión del vehículo o de la carrocería.
- Aumenta el radio de giro del neumático o "Scrub radius" parámetro importante en el mecanismo de dirección.
- Aumenta la longitud del brazo del neumático con la suspensión y por tanto los esfuerzos que soportan los componentes de la suspensión.

2.2.-Ejes, Manguetas y rodamientos

Los separadores son piezas colocadas en una de las zonas más solicitadas a nivel mecánico del vehículo por lo que es interesante exponer sus cualidades constructivas. Sea cual sea la construcción del eje del vehículo, la colocación es idéntica en todos los casos (Figura 3).



Figura 3. Colocación espaciador en el buje

Existen tres tipos de ejes según sus características mecánicas, ejes independientes motrices y arrastrados y ejes rígidos.

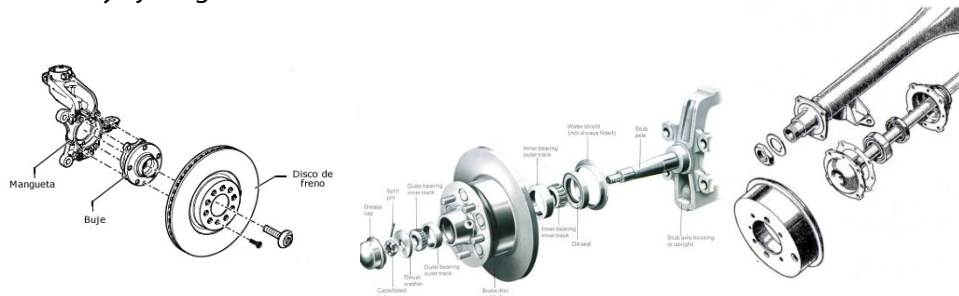


Figura 4. Construcciones en ejes, eje independiente motriz, independiente arrastrado y rígido

Las diferencias mecánicas y constructivas de cada uno se desarrollan en profundidad en el anexo **EJES**.



El eje motriz rígido es un tipo de método propulsivo en claro desuso a nivel general.

Especialmente en los tipos de vehículos más susceptibles de sufrir nuestra reforma es un tipo de eje inexistente. Ha sido utilizado desde los primeros inicios en la automoción de carretera por su facilidad constructiva y se sigue utilizando en los vehículos todoterreno y en la totalidad de los camiones y vehículos de carga pesados por su elevada capacidad de transmitir par y soportar elevadas cargas con un bajo mantenimiento. Por el contrario tiene grandes carencias a nivel dinámico.

El eje motriz independiente es una solución relativamente moderna al problema que trataba de resolver el eje rígido. Es la solución mecánica mayoritaria en la actualidad y donde vamos a centrar nuestro estudio. Tiene una dificultad constructiva bastante mayor que el eje rígido por su elevado número de partes móviles, por ello requiere de un mantenimiento más frecuente. A su favor cuenta con un rendimiento dinámico inmensamente superior tanto en comodidad como agarre.

El eje arrastrado es una solución constructiva simple que busca la facilidad constructiva de un eje rígido y en parte el comportamiento de un eje independiente. Solo tiene la función de soportar el peso y los esfuerzos entre pavimento-neumático-vehículo.

Por ser la reforma que nos ocupa objeto de aplicación principalmente en vehículos M1 y N1 como pueden ser por ejemplo turismos, el tipo de eje que se analiza mediante computación es el eje independiente, que representa la amplia mayoría de los vehículos en cuanto a configuración mecánica.

En vehículos de tipo M2-M3-N2-N3 esta reforma es inexistente, porque en este tipo de vehículos el aspecto exterior no es una prioridad como si lo es la robustez mecánica y la durabilidad de los componentes mecánicos.

2.3.-Normativa

Debemos también exponer brevemente la situación de la normativa actual, que en definitiva ha motivado la realización del proyecto. Esta información se encuentra desarrollada en el anexo **NORMATIVA**.

La reforma que ocupa este proyecto dentro del manual de reformas(4) se define como

I.- VEHÍCULOS DE CATEGORÍAS M, N y O
Grupo Nº4. Ejes y ruedas
(4.4)

Como modificaciones que afecten a la configuración de ejes y ruedas en el apartado (4.4)

Modificaciones o sustituciones en ruedas o instalación/desinstalación de separadores de ruedas que impliquen modificación del ancho de vía



Este manual define, según la tipología de la reforma, los reglamentos afectados y que debe cumplir el vehículo una vez realizada la reforma. Como se puede observar en la figura 5, hay un total de 9 reglamentos que deberán verificarse. Casi todos ellos guardan relación con las dimensiones finales del vehículo, es decir, que las ruedas no sobresalgan del vehículo reformado después de la instalación, ni que interfieran con ninguno de los sistemas del mismo (guardabarros, protecciones delantera, trasera y lateral, etc.). El único reglamento que sería entonces objeto de estudio sería el relativo a mecanismos de dirección que se verá evidentemente afectado tras la instalación de separadores.


MANUAL DE REFORMAS DE VEHÍCULOS											
I.- VEHÍCULOS DE CATEGORÍAS M, N y O											
Grupo N°4. Ejes y ruedas (4.4)											
DESCRIPCIÓN: Modificaciones que afecten a la configuración de ejes y ruedas											
4.4.- Modificaciones o sustituciones en ruedas o instalación/desinstalación de separadores de ruedas que impliquen modificación del ancho de vía											
CAMPO DE APLICACIÓN											
Categorías											
M ₁	M ₂	M ₃	N ₁	N ₂	N ₃	O ₁	O ₂	O ₃	O ₄		
SI	SI	SI	SI	SI	SI	SI	SI	SI	SI		
ACTOS REGLAMENTARIOS											
Sistema afectado	Referencia	Aplicable a									
		M ₁	M ₂	M ₃	N ₁	N ₂	N ₃	O ₁	O ₂	O ₃	O ₄
Dispositivos de protección trasera	70/221/CEE	(2)	(2)	(2)	(2)	(2)	(2)	(2)	(2)	(2)	(2)
Mecanismos de dirección	70/311/CEE	(1)	(1)	(1)	(1)	(1)	(1)	(1)	(1)	(1)	(1)
Guardabarros	78/549/CEE	(1)	-	-	-	-	-	-	-	-	-
Protección lateral	89/297/CEE	-	-	-	-	(2)	(2)	-	-	(2)	(2)
Sistemas antiproyección	91/226/CEE	-	-	-	(1)	(1)	(1)	(1)	(1)	(1)	(1)
Masas y dimensiones (automóviles)	92/21/CEE	(1)	-	-	-	-	-	-	-	-	-
Neumáticos	92/23/CEE	(1)	(1)	(1)	(1)	(1)	(1)	(1)	(1)	(1)	(1)
Masas y dimensiones (resto vehículos)	97/27/CE	-	(1)	(1)	(1)	(1)	(1)	(1)	(1)	(1)	(1)
Protección delantera contra empotramiento	2000/40/CE	-	-	-	-	(2)	(2)	-	-	-	-
Ver Apartado 4 del preámbulo.											
DOCUMENTACIÓN NECESARIA											
Proyecto Técnico	Certificación final de obra	Informe de Conformidad	Certificado del Taller	Documentación adicional							
SI	SI	SI	SI	NO							
 MINISTERIO DE INDUSTRIA, ENERGÍA Y TURISMO		REVISIÓN: 2ª Fecha: Marzo 2014		SECCIÓN: I GRUPO: 4 (4.4) Ejes y ruedas Página 1 de 3							

Figura 5. Reforma ejes, Pagina 1



MANUAL DE REFORMAS DE VEHÍCULOS I.- VEHÍCULOS DE CATEGORÍAS M, N y O Grupo N°4. Ejes y ruedas (4.4)		
INFORMACIÓN ADICIONAL		
Esta reforma no podrá efectuarse cuando implique riesgo de interferencias con otras partes del vehículo. Solo se requerirá proyecto técnico cuando se excedan los 60 mm de ancho de vía en el caso de turismos y 150 mm en el caso de todoterreno. El Informe de Conformidad deberá asegurar la compatibilidad entre llanta y neumático. Esta reforma obliga a la incorporación de protección lateral, sistema antiproyección y protección trasera para vehículos que en la fecha de matriculación no era obligatoria la incorporación de estos dispositivos, aunque la reforma no afecte a estos Actos Reglamentarios. Los Actos Reglamentarios relativos a protección delantera contra el empotramiento, protección de los peatones y sistemas de protección delantera no se exigirán a los vehículos matriculados antes de la fecha de obligatoriedad marcada en el Real Decreto 2028/1986 para estos Actos Reglamentarios. En caso de que la reforma incluya la sustitución del dispositivo de protección trasero, se aplicará la directiva a último nivel.		
 MINISTERIO DE INDUSTRIA, ENERGIA Y TURISMO	REVISIÓN: 2ª Fecha: Marzo 2014	SECCIÓN: I GRUPO: 4 (4.4) Ejes y ruedas Página 3 de 3

Figura 6. Reforma ejes, Pagina 2

Se menciona en las figuras 5 y 6 el mecanismo de dirección como afectado por la reforma, bajo los límites que establece la directiva 70/311/CEE que se analiza en profundidad en el anexo **Normativa**. Únicamente en el apartado de información adicional se establecen unos límites a la reforma tras los cuales es necesario un estudio. ¿Qué sucede dentro o fuera de esos límites?

2.4.-Concepto y consecuencias de la instalación de separadores.

El fundamento básico del incremento en pares y esfuerzos por la instalación viene expuesto en la figura 7.

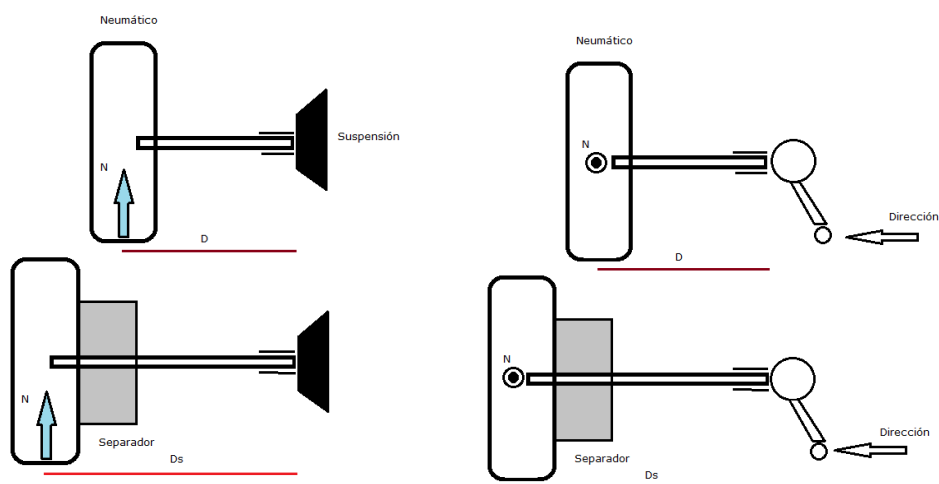


Figura 7. Influencia instalación separadores



Se puede observar que tanto a nivel de par de dureza en la dirección como a nivel del par que debe soportar la mangueta, a primera vista la instalación de separadores supone un aumento notable del brazo que soporta las cargas a modo de viga en voladizo. La mangueta del automóvil junto con el cubo es una pieza corta y ancha, de donde proviene su robustez, la instalación de un separador, debido a la pequeña longitud original, aumenta el brazo de manera considerable.

3.- ESTUDIO

3.1.- Previo

Para este proyecto se ha obtenido información y se han realizado diversas consideraciones extraídas de diversas fuentes como (5) (6) (7) (8)

Los datos constructivos relacionados con el vehículo se han extraído tomando como ejemplo un Opel Corsa D, para conseguir un modelo sobre el que poder tomar datos de forma experimental o bien de su ficha técnica mostrada en el anexo **Normativa**

3.2.-Cálculo dirección



Figura 8. Sistema de dirección



En el anexo **DIRECCIÓN** se desarrolla un análisis del mecanismo de dirección a nivel teórico, donde se explican los fundamentos de la dirección así como cualidades constructivas y las cotas de dirección que facilitan la posterior comprensión del cálculo.

El proceso de calcular el futuro incremento de la reforma parte de la obtención de numerosa información constructiva del vehículo en cuestión, como son las cotas de dirección, masas, dimensión del neumático o características de la cremallera de dirección. Esta información será aportada por el dueño o por el taller que ha certificado su homologación.

El análisis del par de dureza y de estabilidad depende de una serie de sollicitaciones originadas en el contacto suelo neumático, que se transmiten por la dirección hasta el volante. Para realizar el cálculo aproximado del par de dureza y estabilidad de la dirección, debemos considerar el parámetro fundamental de ese cálculo, el radio de giro del neumático.

Este parámetro es el único que modifican los separadores. Tanto la salida de la mangueta como la caída del neumático tienen un papel fundamental en este parámetro.

Existen dos posibles situaciones de funcionamiento de la dirección, con el vehículo en movimiento, por lento que sea, y con el vehículo parado.

El cálculo del par de dureza encuentra su situación más desfavorable para el vehículo parado, donde la fuerza mayoritaria para desplazar la dirección es la generada por el deslizamiento del neumático con el pavimento. En este caso denominado coeficiente de rozamiento combinado, es la combinación de deslizamiento y rodadura del orden de 0,1/0,7. Cuando el vehículo se encuentra en movimiento, existen fuerzas externas sobre el neumático, pero éste rueda en lugar de deslizarse, y en lugar de rozamiento combinado el neumático presenta fuerzas de rodadura, menos importantes del orden de 0,015.

Despreciamos tanto la convergencia como el avance, puesto que el error cometido por despreciarlos siendo ángulos muy pequeños es asumible, tal y como se menciona en (5)

El cálculo empleado ha sido extraído de (5) pero se presentan los cálculos básicos para obtener una comprensión directa del resultado.

El cálculo comienza con la obtención del radio efectivo de giro, obtenido geométricamente en el suelo (Figura 9).

$$|\rho_a| = \frac{L_m \cos(-\alpha + \beta) - R \sin(-\alpha + \beta)}{\cos(-\alpha)}$$

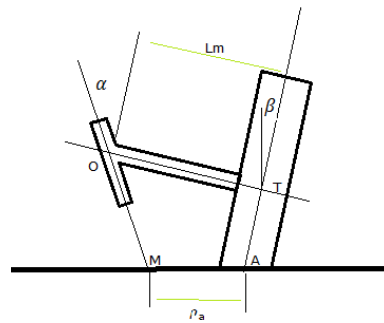


Figura 9. Geometría mangueta y neumático

Con el radio de giro (ρ_a) y en Ancho del neumático (A_n), se obtiene el coeficiente de rozamiento combinado, valor experimental expuesto en (5) cuyo comportamiento viene caracterizado por la siguiente fórmula y (Tabla 1).

$$\mu_c = \left[0,664 - 1,0203 \frac{\rho_a}{A_n} + 0,4631 \left(\frac{\rho_a}{A_n} \right)^2 \right] * \left(\frac{\mu}{0,7} \right)$$

(ρ_a/A_n)	μ_c
0	0,7
0,1	0,545
0,2	0,46
0,4	0,325
0,6	0,23
0,8	0,165
$\geq 1,2$	0,1

Tabla 1. Variación coeficiente de rozamiento combinado con ρ_a/A_n .

Tal y como se había expuesto en el apartado **2.4**, cabe pensar que a mayor radio de giro mayor sea el par requerido en el mecanismo de dirección para desplazar los neumáticos. Sin embargo debemos comprender la respuesta del rozamiento combinado ante el aumento del radio de giro para comprender el fenómeno completo.

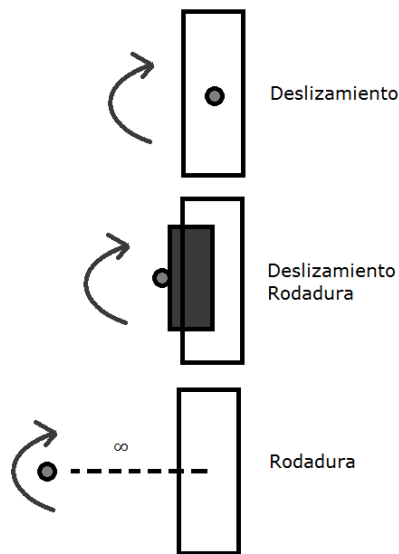


Figura 10. Transición deslizamiento puro- Rodadura pura

Para un radio de giro cero, el neumático sufre un deslizamiento puro sobre el pavimento con un coeficiente de rozamiento máximo, por el contrario conforme aumentamos el radio de giro el neumático aumenta el efecto de la rodadura y disminuye el de deslizamiento hasta el punto de encontrarse en un radio infinito donde se produciría rodadura pura.

En (5) se realizan los cálculos y se muestran las aproximaciones para llegar al momento necesario en el volante. Supuestas conocidas las variables de la reducción de la timonería y reducción de la caja de dirección, y contando un rendimiento del mecanismo propio debido a la fricción de pivotes y deslizamientos, obtenemos:

$$M_{D''} = \mu_c F_P \sqrt{K^2 + \rho_a^2}$$

Momento necesario para girar un neumático ($M_{D''}$), dependiente del coef de rozamiento combinado (μ_c), de la carga de ese neumático (F_P), del radio de giro (ρ_a), y del radio de giro del neumático (K), extraído de (5). Con este momento, podemos calcular el momento en el volante.

$$M_D = M_v * \frac{1}{r_d r_t} * \eta_f$$

M_D =Momento de giro en dos neumáticos

M_v =Momento de giro en el volante

r_d = Reducción mecanismo de dirección

r_t = Reducción timonería de dirección

η_f = Rendimiento global del mecanismo



Al igual que para el cálculo de las cargas globales, se ha diseñado una herramienta Excel para el cálculo de los pares de dureza. Una vez insertados numerosos datos constructivos del sistema de dirección podemos obtener los resultados que necesitamos.

Para analizar las consecuencias de la instalación de los separadores, basta con modificar el valor de longitud de mangueta por el nuevo valor con el separador, recalcular el radio efectivo de giro y obtener un nuevo M_D . Con el momento en el volante podemos calcular la fuerza en el volante, y realizar una estimación de qué supone la reforma.

MEDIDAS NEUMATICO EJE DIRECTRIZ	195	x	55	R	16
---------------------------------	-----	---	----	---	----

Radio de giro + Coef rozamiento combinado	RADIANES	GRADOS
Angulo de salida (α)	0,06	7
Angulo de caída (β)	0,01	1
Longitud mangueta (L_m)[mm]	110	
Radio neumático (R)[mm]	310,45	
Anchura neumático (A_n)[mm]	195	
Coef rozamiento estático μ_{max}	0,7	
AUMENTO DE VIA EJE DELANTERO (mm)	80	
Par de dureza sin rozamiento mangueta		
Carga normal UN NEUMATICO Eje Delantero (F_p)[kg]	320	
Radio de giro (K)[mm]	60	
Reduccion global sistema (desmultiplicacion laboratorio) (R_g)	15	
Diametro del volante (R_v)[mm]	340	
Fuerza ejercida en el volante stock SIN ASISTIDA[Kg]	10	
Numero vueltas volante	2,5	
Grados maximo giro neumático	60	

Tabla2.- Datos necesarios para obtener los cálculos de par de dirección

Superficie	μ_{max}	μ_d
Asfalto y hormigon seco	0,8-0,9	0,75
Asfalto mojado	0,5-0,7	0,45-0,6
Hormigon mojado	0,8	0,7
Grava	0,6	0,55
Tierra Seca	0,68	0,65
Tierra humeda	0,55	0,4-0,5
Nieve dura	0,2	0,15
Hielo	0,1	0,07

Tabla3.- Coeficiente de rozamiento estático según tipo de pavimento. (7)

Calculo vehiculo Stock		Calculo Separadores	
Brazo de giro p_a (mm)	88,24	Brazo de giro Separador p_s	128,22
Coef rozamiento combinado μ_c	0,30	Coef rozamiento combinado μ_c	0,19
Momento teorico de giro de UNA rueda(Nmm)	99530,16	Momento teorico de giro de UNA rueda(Nmm)	85919,78
Momento teorico en el volante(Nmm)	13270,69	Momento volante necesario(Nmm)	11455,97
Fuerza teorica a ejercer en el volante(kg)	7,96	FUERZA TEORICA VOLANTE SIN rendimiento(Kg)	6,87
Rendimiento global del mecanismo (mangueta+timoneria+caja de direccion)	79,57	FUERZA TEORICA VOLANTE CON rendimiento(Kg)	8,63

Tabla 4.-Calculo par de dirección



Podemos tomar dos tipos de construcción mecánica de cara al análisis de los resultados, que influirá en la consecuencia de la instalación del separador.

Considerando la construcción de la mangueta, en general de distancia menor al ancho del neumático, se observa que con la instalación de separadores, y el aumento de radio de giro decrece el coeficiente de rozamiento combinado. El efecto final resulta contrario al esperado inicialmente puesto que se necesita menor esfuerzo para girar las ruedas en parado. Con el vehículo en movimiento el caso es favorable respecto al parado por lo que se puede afirmar que no es un problema mayor del que supone el vehículo estacionado.

En la (Tabla 5) se observa el decremento del par necesario en el volante conforme se incrementa el radio de giro y se reduce el Coeficiente de rozamiento combinado.

tabla resultados varios separadores	Lm= 110	Salida= 7º	Caida= 1º	Rneumatico=310,45	Ancho neumatico=195
--	---------	------------	-----------	-------------------	---------------------

DISTANCIA SEPARADORES	pa STOCK	pa	Incremento %	μc STOCK	μc	M STOCK	M	VOLANTE STOCK	VOLANTE	Decremento%
0	88,24	88,24	100,00	0,30	0,30	99530,16	99530,16	7,96	7,96	100,00
10	88,24	98,24	111,33	0,30	0,27	99530,16	96672,68	7,96	7,73	97,11
20	88,24	108,24	122,66	0,30	0,24	99530,16	93376,01	7,96	7,47	93,84
30	88,24	118,24	134,00	0,30	0,22	99530,16	89746,31	7,96	7,18	90,20
40	88,24	128,24	145,33	0,30	0,19	99530,16	85919,78	7,96	6,87	86,31
50	88,24	138,24	156,66	0,30	0,17	99530,16	82054,65	7,96	6,56	82,41
60	88,24	148,24	167,99	0,30	0,16	99530,16	78325,23	7,96	6,26	78,64
70	88,24	158,24	179,33	0,30	0,14	99530,16	74917,78	7,96	5,99	75,25
80	88,24	168,24	190,66	0,30	0,13	99530,16	72027,46	7,96	5,76	72,36

Tabla 5. Variación Par con incremento pa.

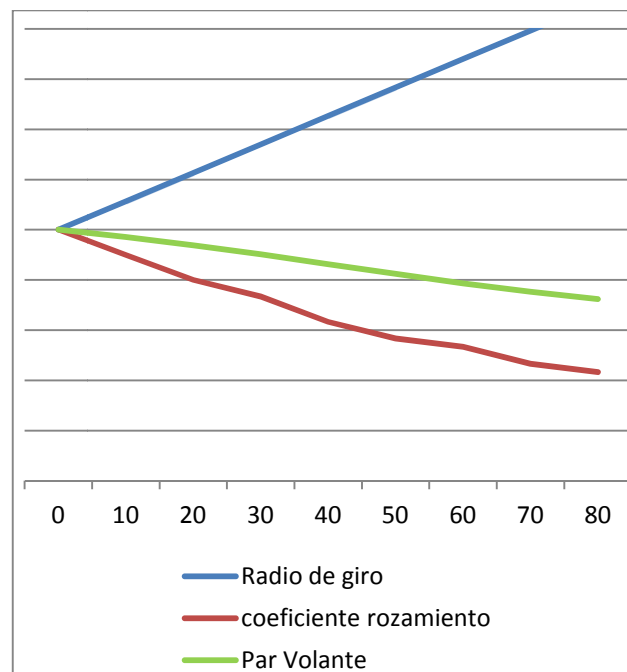


Figura11.- Variación del par en el volante en función de la instalación de separadores



Si se considera una mangueta construida de tal modo que el brazo de giro supera al ancho del neumático, como puede suceder en vehículos de neumático muy estrecho o manguetas rígidas voluminosas como en el caso de todoterrenos, con el aumento del brazo de giro el coeficiente combinado alcanza un punto entorno a $(pa/An) \geq 1,2$ donde su reducción se ralentiza con relación a $(pa/An) = 0-1$. Es en este caso cuando la instalación de separadores produce un efecto adverso en el par, produciendo un incremento tal y como se muestra en (Tabla 6 y 7), en las cuales manteniendo el mismo radio de giro se ha aplicado un coeficiente de rozamiento combinado constante de 0,1.

Calculo vehiculo Stock		Calculo Separadores	
Brazo de giro $pa(mm)$	88,24	Brazo de giro Separador pas	128,22
Coef rozamiento combinado μ_c	0,10	Coef rozamiento combinado μ_c	0,10
Momento teorico de giro de UNA rueda(Nmm)	33497,53	Momento teorico de giro de UNA rueda(Nmm)	44439,17
Momento teorica en el volante(Nmm)	4466,34	Momento volante necesario(Nmm)	5925,22
Fuerza teorica a ejercer en el volante(kg)	2,68	FUERZA TEORICA VOLANTE SIN rendimiento(Kg)	3,55

Tabla 6. Calculo par de dirección con coeficiente de rozamiento constante

Tabla resultados $pa/An > 1,2$										
DISTANCIA SEPARADORES	pa STOCK	pa	Incremento %	μ_c STOCK	μ_c	M STOCK	M	VOLANTE STOCK	VOLANTE	Decremento%
0	88,24	88,24	100,00	0,10	0,10	33497,53	33497,53	2,68	2,68	100,00
10	88,24	98,24	111,33	0,10	0,10	33497,53	36135,07	2,68	2,89	107,87
20	88,24	108,24	122,66	0,10	0,10	33497,53	38846,99	2,68	3,11	115,97
30	88,24	118,24	134,00	0,10	0,10	33497,53	41618,75	2,68	3,33	124,24
40	88,24	128,24	145,33	0,10	0,10	33497,53	44439,17	2,68	3,55	132,66
50	88,24	138,24	156,66	0,10	0,10	33497,53	47299,52	2,68	3,78	141,20
60	88,24	148,24	167,99	0,10	0,10	33497,53	50193,00	2,68	4,01	149,84
70	88,24	158,24	179,33	0,10	0,10	33497,53	53114,17	2,68	4,25	158,56
80	88,24	168,24	190,66	0,10	0,10	33497,53	56058,72	2,68	4,48	167,35

Tabla 7. Variación Par con incremento pa y coeficiente constante

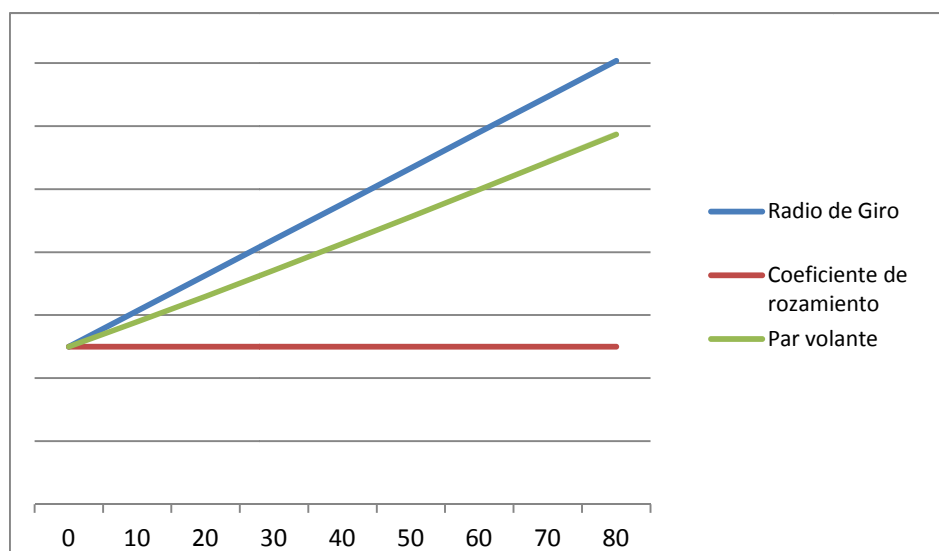


Figura 12.- Variación del par en el volante en función de la instalación de separadores



Es importante considerar que ambas conclusiones sufren una alteración importante si se tiene en cuenta en la reforma la instalación de un neumático de ancho superior aprovechando el espacio creado por el espaciador. En ese momento existe mayor superficie deslizante y el fenómeno de deslizamiento puede ganar protagonismo frente a la rodadura a pesar de la instalación de separadores. Sin embargo en este proyecto se analiza la consecuencia de la instalación de separadores de manera individual.

3.3.-Cálculo resistivo

A la hora de realizar un cálculo de resistencia en diversos componentes lo primero que necesitamos es obtener los esfuerzos a los que van a estar sometidos.

El primer paso de este proceso de análisis es conseguir numerosos datos constructivos del vehículo como masas y dimensiones. Esta información se obtiene, en parte de la ficha técnica del vehículo, y en parte de medidas sobre el propio vehículo.

Como se ha mencionado anteriormente, se ha diseñado una herramienta Excel aplicando formulación longitudinal y lateral extraída de (6) y (7) con el fin de automatizar esta tarea lo máximo posible. Se introducen las características del vehículo, así como las condiciones de la calzada sobre la que se desplaza para devolver como resultado las cargas Normales, Centrípetas y Tangenciales en el vehículo por rueda. Se han extraído numerosos parámetros de las fuentes ya citadas así como de (10).

1.-El proceso comienza cuando se pesa en báscula el vehículo (Figura 13), obteniendo los pesos por eje y su Masa en Orden de Marcha (M.O.M). Esto nos permite calcular donde se encuentra el Centro de Gravedad (C.D.G). Con estos datos, con las distancias entre asientos y ejes y con la Masa Máxima Admitida (M.M.A) repartimos la diferencia entre MOM y MMA entre los asientos libres y el maletero para poder calcular el CDG del vehículo cargado al máximo. Calculamos también su reparto entre ejes y su reparto por esquinas en condiciones estáticas. (Figura 4) (Tabla 8/9)

Debemos tener la precaución de no superar las MMA por ejes en el modelo.

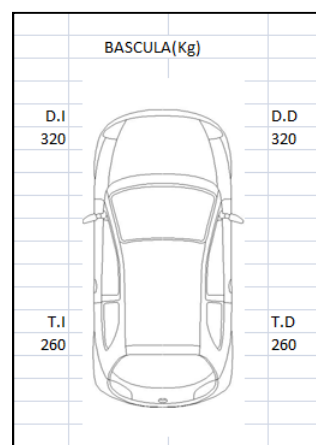


Figura 13. Esquema del vehículo en báscula.

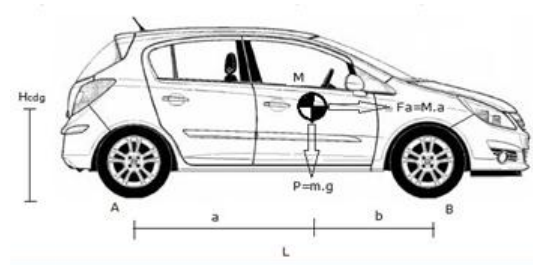


Figura 14. Cotas básicas del vehículo

MMA FICHA(KG)	1625
MMA CORREGIDA A MAXIMAS(kg)	1554
MOM FICHA(kg)	1163
MMA del(kg)	850
MMA tras(kg)	800
BATALLA(m)	2,511
Hcdg(m)	0,6
Penetracion aerodinamica Cx	0
area frontal Af	0
Densidad Aire	0
Via Anterior(m)	1,485
Via Posterior(m)	1,478
MMA Maxima conjunto remolcado(kg)	2455
MASA EJE DELANTERO BASCULA(kg)	640
MASA EJE TRASERO BASCULA(kg)	520
MOM BASCULA(kg)	1160
MASA REMOLQUE MAXIMA(kg)	830

Tabla8. Masas y dimensiones del vehículo

Masa entre MOM y MMA (kg)	462	
Carga de pasajeros (75kg/pas)	4	
Carga maletero (kg)	74	QUITAMOS CARGA DEL MALETERO
Distancia eje delantero/piloto(m)	1,15	
Distancia eje trasero/pasajeros(m)	0,5	
Distancia eje trasero/maletero(m)	0,1	
Distancia CDG A en MOM(m)	1,39	
Distancia CDG B en MOM(m)	1,13	
MASA EJE DELANTERO MMA(kg)	755,64	MAYOR QUE LA MMA del?
MASA EJE TRASERO MMA(kg)	798,36	MAYOR QUE LA MMA tras?
Distancia CDG A en MMA(m)	1,22	
Distancia CDG B en MMA(m)	1,29	
REPARTO MASAS(del/tras)%	49,00	51,00
REPARTO MASAS IZDA/DCHA	50	50
MASAS IZDA/DCHA	777	777

Tabla 9. Calculo CDG vehículo cargado en MMA y reparto por ejes cargado con MMA corregida.

2.- El siguiente paso corresponde a la dinámica longitudinal, que son frenado y aceleración. Se introducen valores geométricos tanto del vehículo como de la calzada así como la existencia de resistencia aerodinámica, remolques y la aceleración que se desea modelar, sea positiva o negativa. Obtenemos un reparto entre eje delantero y trasero provocado por la inercia de masa en eje longitudinal.

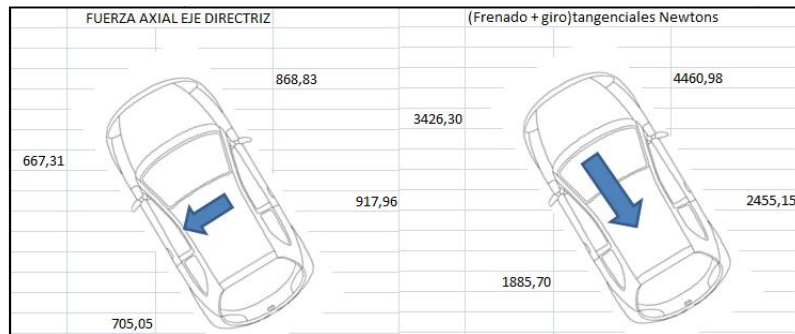


Figura 16. Fuerzas axiales y tangenciales en los ejes debido a giro y frenado

Este método nos permite simular una situación real de manera aproximada, empleando valores deseados de peraltes, frenados o masas utilizando como base lo dictado en las correspondientes normativas.

Una vez obtenidos los datos de las cargas globales, se aplican las correspondientes cargas en su correspondiente dirección a un modelo SolidWorks con diversos casos aplicados de varios separadores, obteniendo así las tensiones y deformaciones con las que comparar resultados.

El modelo empleado ha sido obtenido de (11) puesto que un diseño CAD completo de una mangueta que no sea de competición ha resultado una tarea muy difícil. A pesar de que las geometrías externas venían bien definidas, no existían vaciados interiores ni rodamientos por lo que se trabajó el modelo para crear una geometría aproximada a la real. Una vez realizado esto si eligieron rodamientos comerciales que se adaptasen al tamaño de la pieza y se diseñaron tres tipos de separadores de distintos tamaños.

El paso final fue elaborar varios ensamblajes con la mangueta, el rodamiento y los diferentes espaciadores.

Tanto los detalles del modelo como los resultados de simulación se pueden consultar en el **Anexo SolidWorks**.

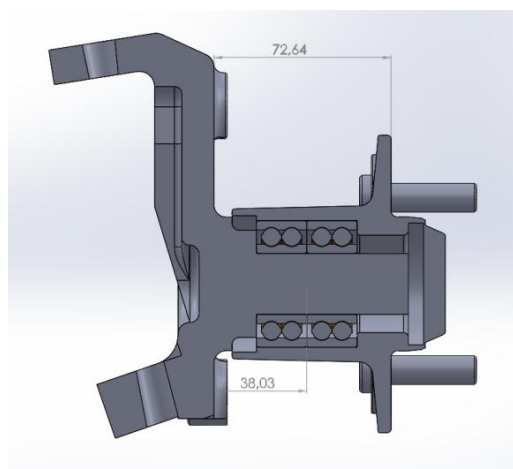


Figura 17. Cotas mangueta



Tomando la distancia original entre el “empotramiento” y la superficie de aplicación de la fuerza se elabora una tabla en función de la nueva distancia con separadores y sus efectos, extraídos del cálculo SolidWorks en tensión máxima y Desplazamiento máximo.

Espaciador	Distancias	%	Carga máxima N/m ²	%	Desplazamientos	%
0mm	72,64	100,0	1,99E+08	100,0	1,12E-01	100,0
15mm	87,64	120,6	2,80E+08	140,4	1,70E-01	151,4
30mm	102,64	141,3	4,18E+08	209,5	2,34E-01	208,1
50mm	122,64	168,8	5,93E+08	297,6	3,53E-01	314,3

Tabla 12-. Resultados simulación con CARGA NORMAL ESTATICA

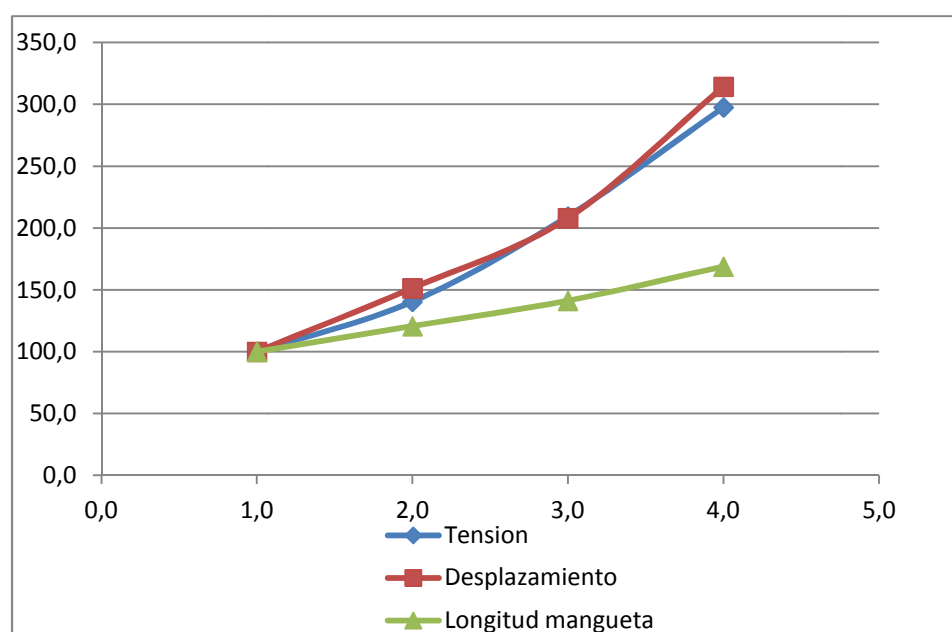


Figura18.- Relación entre aumento de Lm y Tensión/Desplazamiento Carga NORMAL

Espaciador	Distancias	%	Carga máxima N/m ²	%	Desplazamientos	%
0mm	72,64	100,0	3,85E+08	100,0	2,51E-01	100,0
15mm	87,64	120,6	5,09E+08	132,0	3,68E-01	146,4
30mm	102,64	141,3	6,72E+08	174,5	4,90E-01	194,9
50mm	122,64	168,8	8,85E+08	229,6	7,32E-01	291,2

Tabla13-. Resultados simulación con CARGA MAXIMA MODELADA

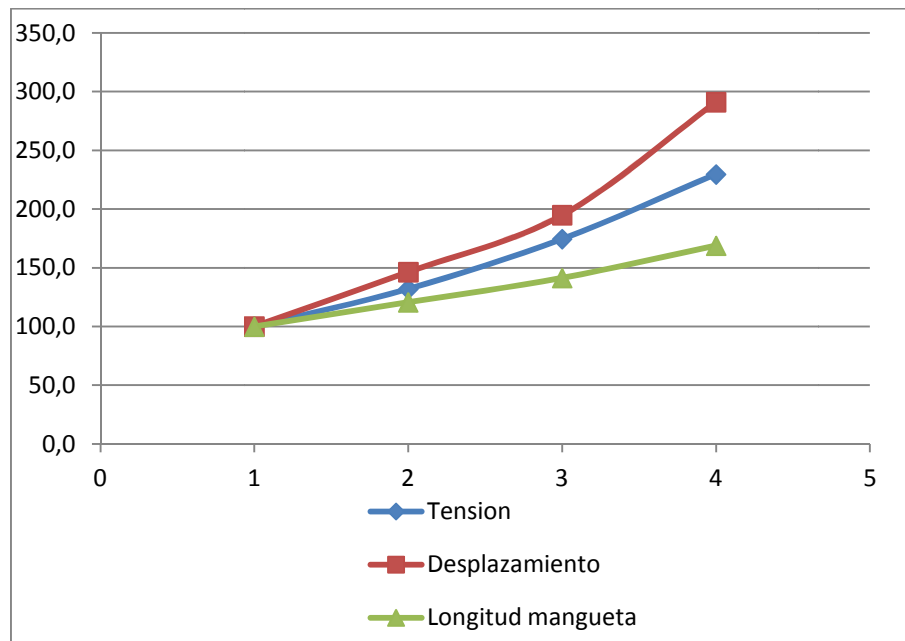


Figura19.- Relación entre aumento de Lm y Tensión/Desplazamiento Carga MÁXIMA

Se puede observar que el aumento sucesivo en la anchura del separador y por tanto el aumento sucesivo del brazo, aumenta de manera notable tanto la tensión máxima de Von Misses como el desplazamiento máximo. El lugar de aplicación de las cargas es el esperado, en la zona próxima al empotramiento del eje de la mangueta con la propia mangueta, donde el momento flector es mayor y en particular en la zona de contacto del rodamiento interior.

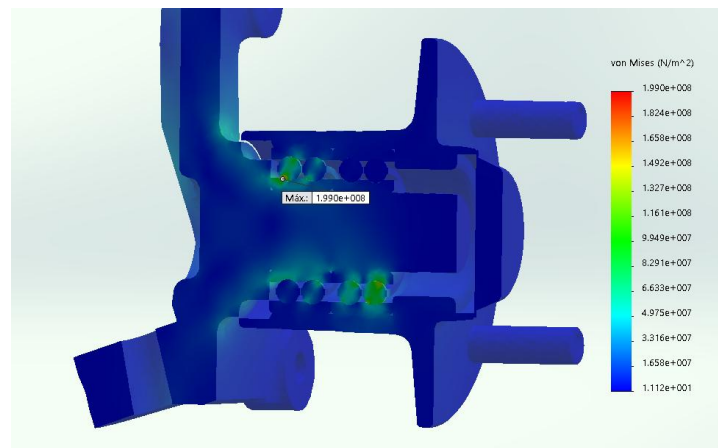


Figura 20. Solución Mangueta SIN espaciador CARGA NORMAL.

En las imágenes de simulación de anexo **SOLIDWORKS** se observa también como la carga máxima por contener componente tangencial desplaza el eje de esfuerzos y desplazamientos y carga la parte de la mangueta que controla la dirección por crear un par sobre la dirección.



Se observa que dicho aumento no es proporcional al aumento del separador lo que incide sobre la importancia de este parámetro a nivel resistivo en el estudio.

Es obvio después de efectuar los cálculos y simulaciones en SolidWorks que la instalación de separadores aumenta la carga globalmente sobre todo el sistema que lo soporta. A pesar de que en la situación real el conjunto soporta los esfuerzos y no se aprecia deformación evidente, el punto más sensible del sistema es el rodamiento, es un componente que soporta toda la carga requiere movilidad con ajustadas tolerancias. Es por ello que la instalación de separadores provoca una sobrecarga también en el rodamiento.

3.3 Estimación rodamiento

Con el fin de evidenciar como el flector del separador influye en la vida del rodamiento en la figura x se expresan las magnitudes importantes siendo L la magnitud que crece de manera significativa con los separadores.

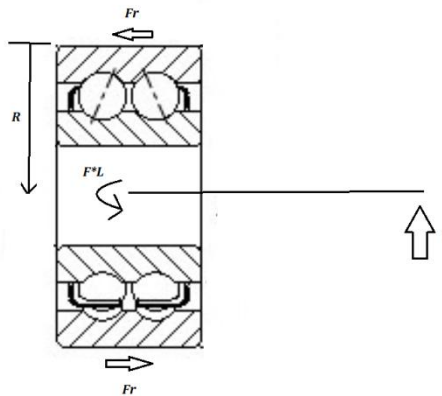


Figura 21. Momento y su transmisión en el rodamiento.

De las dos situaciones de carga simuladas se utiliza para este cálculo la de carga normal por ser la más probable durante largos periodos de tiempo.

X=38mm	L=72,64mm	F=3700N	Cr=21,2KN	Radio rodamiento = 26mm
Separador	Palanca rodamiento(mm)	Carga vertical (N)	Momento en el C.D.M (Nmm)	Fuerza axial de momento(N)
0	34,64	3700,00	128168,00	4929,54
15	49,64	3700,00	183668,00	7064,15
30	64,64	3700,00	239168,00	9198,77
50	84,64	3700,00	313168,00	12044,92

Tabla14.- Incremento fuerzas debido al momento flector

X = Distancia entre mangueta y CDM del rodamiento

L =Longitud total

F =Carga normal de la rueda

Cr= Carga Dinámica rodamiento



Con la instalación de separadores y el aumento de la palanca, la carga vertical crea un momento en el rodamiento transmitido de manera axial a su pista exterior.

Fa/Fr	Carga equivalente P	Millones de ciclos	Km
1,33	6693,47	31,77	61638,9454
1,91	8678,66	14,58	28278,1391
2,49	10663,86	7,86	15242,8639
3,26	13310,78	4,04	7837,88608
		100,00	
X=0,57		45,88	
Y=0,93		24,73	
		12,72	

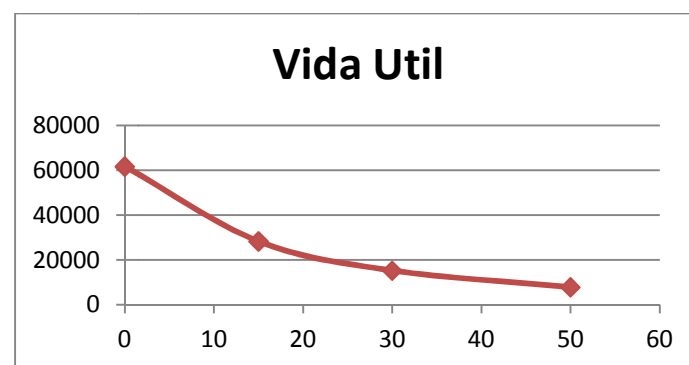


Tabla15.- Reducción de vida en Km del rodamiento

Tomando los cálculos de (12) según la relación entre cargas axial y radial, y la geometría del rodamiento, se obtienen los coeficientes X e Y que operan a las cargas Radial y axial respectivamente para obtener la carga equivalente. La relación entre carga dinámica del rodamiento y la carga equivalente nos devuelve la vida del rodamiento en millones de ciclos, que podemos convertir en Km.

Del resultado se desprende la incorrección del cálculo de la vida del rodamiento, puesto que los rodamientos de automóviles se diseñan con vidas útiles de cientos de miles de kilómetros. La causa de este error es el uso de un rodamiento comercial cuya capacidad de carga y durabilidad está lejos de las capacidades de los rodamientos especiales de vehículos.

Particular importancia tiene destacar que en la actualidad los rodamientos para cubos de rueda son unidades selladas de fábrica, complejas en su construcción y que las propias empresas no facilitan planos CAD, así como sus capacidades de carga. Por ello este cálculo se ha aproximado de manera orientativa con un rodamiento comercial.



4.-CONCLUSIONES

Este proyecto tiene varias conclusiones que se deben destacar.

En primer lugar, las limitaciones a nivel de mecanismos de dirección contempladas en la legislación no son un factor de vital importancia, tras quedar demostrado que los pares máximos se ven favorecidos bajo nuestras condiciones en concreto.

Sin embargo, es evidente el importante efecto que la reforma tiene sobre la resistencia mecánica del conjunto, aumentando todos los esfuerzos que ya soporta y en concreto los esfuerzos que debe soportar el rodamiento, componente más solicitado del conjunto.

En cuanto al objetivo de elaborar una herramienta general que facilite la autorización del laboratorio, por un lado es relativamente sencillo dependiendo de la precisión deseada, calcular las cargas globales del vehículo y las cargas en la dirección, con la dificultad de obtener un elevado número de parámetros constructivos a veces reservados a los fabricantes.

Por el contrario, en cuanto al análisis resistivo, se ha puesto de manifiesto la gran dificultad que conlleva el estudio, debido al elevado número de variables que contemplar y de muy difícil obtención. Estas variables son la propia geometría interior y exterior de la mangueta, los materiales de construcción de las distintas partes, la tipología del rodamiento y su obtención en un formato CAD y por último la elevada carga computacional que supone un análisis preciso de este tipo. En su conjunto hacen que un estudio particular de cada vehículo a autorizar no sea rentable ni en tiempo ni en dinero, que al final repercute en el coste de la autorización.

Con la información recopilada durante este proyecto, se pone de manifiesto la dificultad que tiene el laboratorio para hacer un análisis preciso de la reforma si se desea estudiar más lejos de lo que la normativa exige.

Una solución para este problema relativamente simple sería solicitar a los fabricantes el realizar sus propios estudios de la reforma, y establecer un límite en el aumento de vía que ellos consideren oportuno, como ya sucede en las dimensiones del neumático permitidas por vehículo. Los fabricantes poseen información directa de los materiales usados en las piezas así como sus geometrías y diseños CAD, conocen las capacidades de carga de los rodamientos y diseñan su vida útil, conocen parámetros geométricos de timonería de dirección y ratios de desmultiplicación y poseen gran capacidad computacional para análisis.



5.-TRABAJO FUTURO

Tras la realización de este proyecto se hacen evidentes varias líneas de trabajo futuro que pueden completar el estudio como son:

- Análisis de sensibilidad de cada una de las cotas de dirección en el par requerido, y como se relacionan parámetros como el avance o la convergencia con los separadores.
- Estudio de distintos materiales para cada pieza y si la fabricación y el diseño tienen margen de mejora.
- Optimización del mallado para el problema concreto.
- Analizar otras posibles cargas en diversas condiciones de calzada, como impacto, derrape o vuelco.
- Estudio de cómo soportan la reforma otras configuraciones mecánicas como pueden ser el eje rígido o el independiente motriz.
- Análisis de resistencia de los distintos tipos de rodamientos HUB I/II/III, y qué ha supuesto la evolución de este componente en la resistencia a los separadores.



6.-BIBLIOGRAFÍA

1. **Estadística, Instituto Nacional de.** www.ine.es. [En línea]
2. **Tráfico, Dirección General de.** www.dgt.es. [En línea]
3. **Camiones, Asociación Nacional de Fabricantes de Automóviles y.** www.anfac.es. [En línea]
4. **Ministerio de Industria, energía y turismo.** Manual de Reformas de Vehículos.
5. **Laimuz.** LABORATORIO DE AUTOMÓVILES DE LA UNIVERSIDAD DE ZARAGOZA.
6. **Baselga Ariño, Santiago.** *El sistema de dirección en vehículos de carretera (Descripción y cálculo)*. 2005.
7. **López, Francisco Aparicio Izquierdo/Carlos Vera Alvarez/Vicente Díaz.** *Teoría de los vehículos automóviles*. 1995.
8. **Arias-Paz, Manuel.** *Manual de Automóviles*.
9. **López, Juan José Alba.** *Dinámica del automóvil*.
10. **Fomento, Ministerio de.** Instrucción de carreteras NORMA 3.1-IC. 2000.
11. **GrabCad.** www.GrabCad.com. [En línea]
12. **Nicolás, Antonio Serrano.** Cálculo y selección de elementos de máquinas.
13. **Bearings, NSK.** <http://www.nsk.com/>. [En línea]
14. **SKF.** <http://www.skf.com/es>. [En línea]
15. **Schaeffler.** <http://www.schaeffler.es>. [En línea]
16. **13-H, Norma.** Reglamento nº13-H de la Comisión Económica para Europa.
17. **D+D, Ramón Rey. Ingeniero de.** <http://www.pro-1performance.com/suspension/manguetadelanter.htm>. [En línea]
18. **BullBrakes.** <http://www.bullbrakes.com/passenger/Car-Wheel-Hub-Bearings.html>. [En línea]
19. **4WheelParts.** http://www.4wheelparts.com/Wheels/Wheel-Spacers.aspx?t_c=11&t_s=107&t_pt=7576&t_pn=G/293-85-125#overview_Container. [En línea]
20. **Equipement, Summit Racing.** <https://www.summitracing.com/int/parts/tgi-140002-2-kit/overview/>. [En línea]
21. **Bearings, AST.** <http://www.astbearings.com/>. [En línea]
22. **Systemes, Dassault.** SolidWorks Helps.
23. **Curso de Resistencia de materiales. Cacho, José David Bel.**

8.-ANEXOS

A.- EJES

En este anexo se exponen los distintos tipos de ejes existentes en un vehículo, con el fin de entender mejor sus cualidades constructivas, cómo y dónde afecta nuestra reforma y a qué tipo nos vamos a referir de ahora en adelante.

Para evitar futuras confusiones se mencionarán a los ejes con el superíndice (1) si es una mención al eje imaginario que existe entre las dos ruedas de un vehículo para referirnos al eje delantero o trasero. Y con el superíndice (2) para referirnos a la pieza física denominada eje y cuya función va desde mantener ambos neumáticos físicamente unidos hasta transmitir el par.

En los tipos de vehículos que nos ocupan, se denominan ejes¹ de un vehículo a las líneas imaginarias transversales respecto a las cuales giran las ruedas del vehículo.

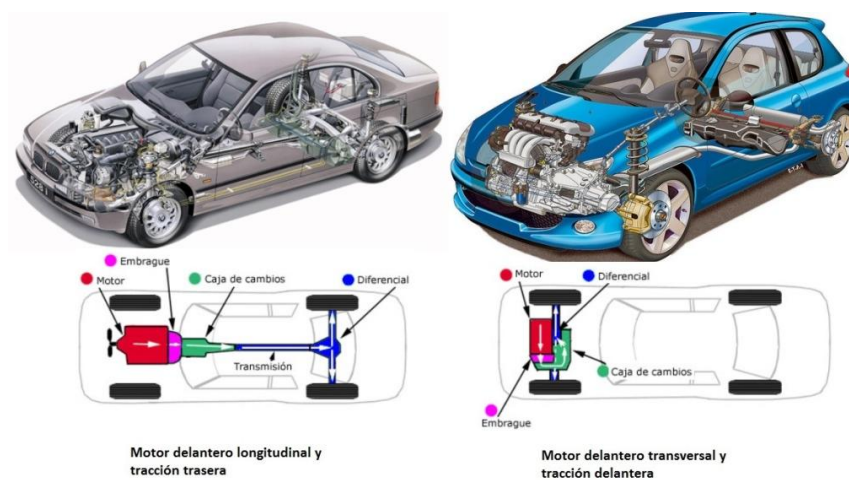


Figura 22 . Arquitectura tradicional en vehículos tipo M1

Los ejes² mantienen la posición relativa de las ruedas entre sí y éstas respecto al chasis del vehículo. Son el conjunto de piezas móviles que deben soportar el peso del vehículo y su carga adicional en este transporte, junto con otros esfuerzos como las fuerzas de aceleración y frenado. El conjunto constructivo del eje² de un vehículo es una parte de extrema importancia, por ser el único eslabón que une las ruedas y la carretera al coche y porque cumple funciones de vital importancia.

- Transmitir la propulsión del motor a las ruedas.
- Soportar el peso del vehículo, de sus ocupantes y la carga.
- Soportar todas las aceleraciones dinámicas del vehículo.
- Soportar y transmitir la frenada del vehículo, desde el disco de freno situado en el propio eje hasta la rueda.
- Guiar el vehículo por la trayectoria deseada, evitando que la rueda no se desplace axialmente, y evitando el deslizamiento.
- Absorber todos los obstáculos e irregularidades del terreno.

A nivel constructivo el eje² de un vehículo se caracteriza por un cubo o buje donde se fija la llanta, uno o varios cojinetes y la mangueta, que es el soporte donde se encastran los cojinetes y que está unida al conjunto del vehículo. Dependiendo del tipo, en algunos casos como por ejemplo algunos ejes² arrastrados, el eje² es fijo y no gira, y un sistema de rodamientos entre el eje² y el cubo permite que la rueda gire. En otros casos como el eje¹ motriz independiente, la rueda gira solidariamente al eje² y el sistema de guiado se encuentra en la superficie que soporta el eje².



Figura 23 . Explosión del sistema de suspensión.

Eje rígido

Un eje² rígido o puente rígido es un diseño de suspensión dependiente, en el que un conjunto de ruedas está conectado lateralmente por una única viga o fuste. Tiene función motriz y tradicionalmente se han utilizado siempre en vehículos de carga pesados por su capacidad de carga y su facilidad constructiva. En vehículos de categorías M1 y N1 su uso ha desaparecido en favor de la suspensión independiente.



Figura 24 . Eje Rígido tradicional

En un eje² rígido el ángulo de caída de las ruedas es siempre el mismo por estar éstas conectadas rígidamente entre sí, independientemente del recorrido de la suspensión. El eje rígido es una estructura independiente del resto del coche, por lo que necesita ciertos elementos que lo sujeten al vehículo y definan su movimiento relativo.

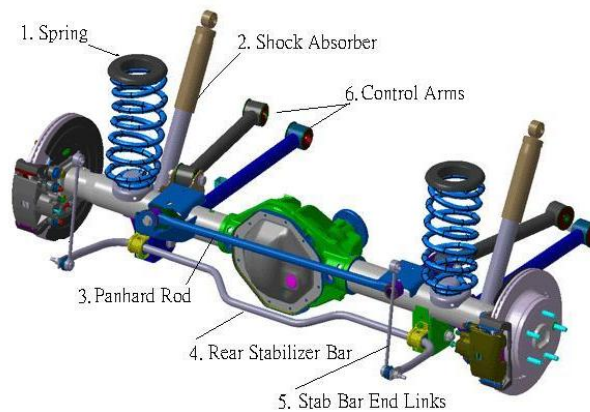


Figura 25 .Mecanismo de control longitudinal del desplazamiento del eje rígido.

El guiado longitudinal de un eje rígido se puede realizar por varios sistemas como ballestas, tirantes, brazos arrastrados o semiarrastrados (Figura 25), lo que mantiene el eje en una posición determinada dentro del eje longitudinal, manteniendo cierto grado de desplazamiento que permita el funcionamiento de la suspensión.

A su vez el guiado lateral del eje rígido se consigue por medio de brazos colocados principalmente según dos configuraciones, Panhard o Watt (Figura 26). Estos brazos impiden el desplazamiento excesivo en el eje lateral pero a su vez deben permitir el giro con respecto del eje longitudinal.

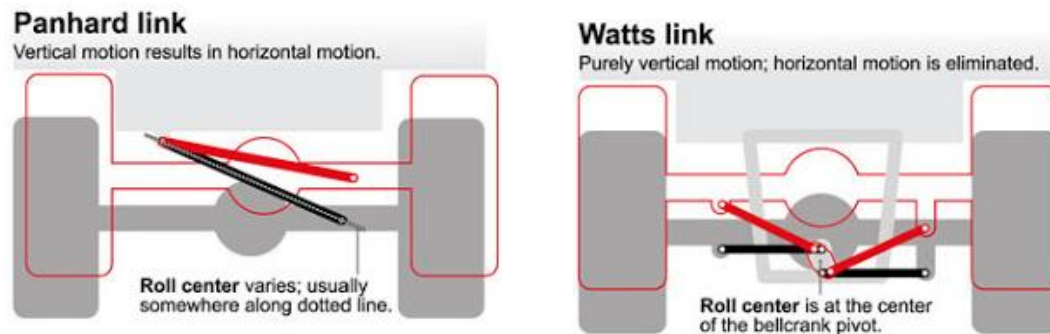


Figura 26 . Mecanismo de guiado transversal del eje rígido.

Ventajas

La ventaja principal es su simplicidad, que se traduce en un diseño compacto y barato de fabricar. Son casi universalmente utilizados en vehículos industriales pesados y en la mayoría de los vehículos industriales ligeros por su elevada capacidad de carga y robustez mecánica. Al no variar las caídas de las ruedas éstas permanecen siempre paralelas a la carretera, lo que supone una ventaja en cuanto a estabilidad sobre buen pavimento, y una reducción importante del gasto en mantener la geometría de la suspensión.

Desventajas

La primera y más importante desventaja es que cada rueda no puede moverse independientemente de la otra, variando la caída de ambas ruedas cuando una de las dos supera un obstáculo, lo que afecta al tacto de conducción y a la estabilidad. La rueda que supera un obstáculo variando su caída, induce en la otra rueda la situación opuesta aunque ésta se encuentre en terreno plano.

Otra desventaja importante es el gran aumento de la masa no suspendida que afecta muy negativamente a la calidad y suavidad de conducción, ya que tanto el palier, como el diferencial, como la carcasa de acero están suspendidos en el vehículo lo que genera una elevada inercia al movimiento.

Además, el eje rígido cuando se aplica par produce una torsión en el suelo, que implica el aumento de la normal de un neumático mientras que reduce la del contrario.

En la actualidad, existe una alternativa al eje rígido ampliamente utilizada por los fabricantes cuando carece de motricidad, el eje rígido torsional.



Eje torsional



Figura 27 .Eje torsional

Este tipo de eje presenta un compromiso entre el eje rígido y una suspensión independiente en cuanto a comportamiento. Carece de la completa independencia de la suspensión independiente pero a su favor presenta una construcción sencilla, un diseño compacto y una sensibilidad y comodidad aceptables, por lo que son una opción muy extendida en vehículos de carácter utilitario y turismos de tracción delantera donde se pueden encontrar en el eje trasero.

Está formado por una barra en “U” que goza de cierta flexión entre sus extremos, lo que permite un cierto grado de independencia entre ruedas

Eje independiente

El eje² independiente es sinónimo de suspensión independiente y se refiere a cualquier sistema de suspensión de automóvil que permita a cada rueda del mismo eje¹ moverse independientemente de la opuesta. Existen numerosos tipos de sistemas independientes que han ido evolucionando a lo largo de la historia del automóvil. Entre tantos tipos para elegir, cada fabricante elige y evoluciona el que considera más apropiado para su uso.

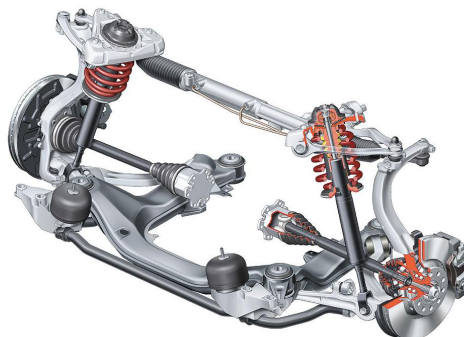


Figura 28. Esquema de suspensión independiente.



A lo largo de la historia se han desarrollado numerosos sistemas de suspensión independiente pero todos ellos tienen en común que el diferencial ya no forma parte de la masa suspendida y que se introduce algún tipo de flexión entre las ruedas y el diferencial. Esto es posible gracias al uso de ejes homocinéticos y juntas cardán.

Ejes oscilantes

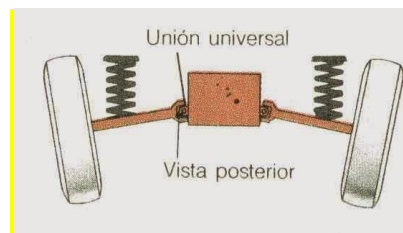


Figura 29.- Ejes oscilantes

Brazos arrastrados/semiarrastraos

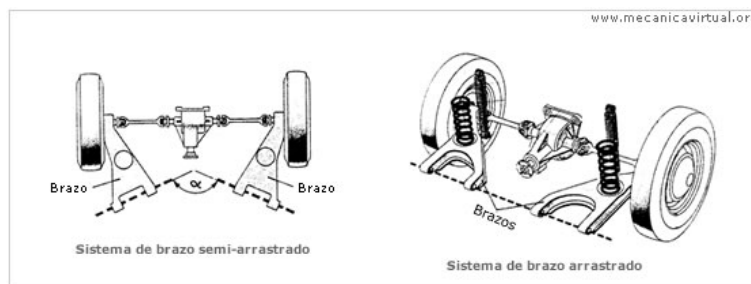


Figura 30.- Brazos semiarrastrados

Doble triángulo



Figura31 .Doble triangulo



McPherson

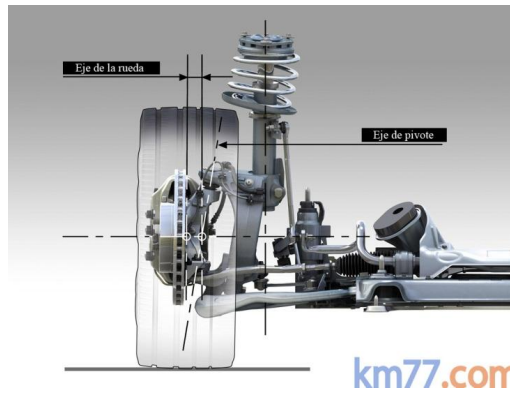


Figura32.- Suspensión Mcpherson

Ballestón transversal



Figura 33 ballestón transversal.

Multilink/multibrazo

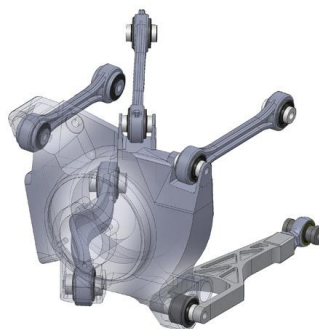


Figura 34 Multilink/Multibrazo



Ventajas

La primera gran ventaja de los sistemas de suspensión independiente es que aísla cada rueda del tren del funcionamiento de la otra, mejorando la tracción, la calidad de rodadura y evita peligrosas vibraciones rodando a alta velocidad. La propiedad de aislar una rueda de otra permite por ejemplo, según el tipo de suspensión y su uso, inducir caídas por geometría que mejoran el comportamiento mecánico según la situación. También permite que una rueda absorba un impacto sin perturbar todo el eje y la estabilidad general de la carrocería.

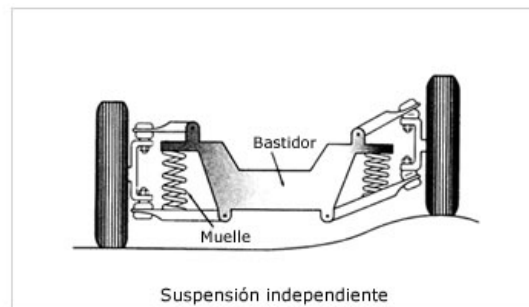


Figura 35. Comportamiento suspensión frente a perturbación

La segunda gran ventaja del sistema es que reduce drásticamente el peso no suspendido de la transmisión frente a los ejes rígidos debido a que ni el diferencial ni el eje de transmisión forman parte del peso no suspendido al ir anclados al chasis del vehículo. Esto mejora notablemente la comodidad y reactividad del conjunto.

Desventajas

Frente a los sistemas que mantienen siempre alineadas las ruedas de un mismo tren puede implicar desventajas desde el punto de vista de la geometría de la suspensión entre periodos largos de mantenimiento, al poder inducirse ángulos de caída no deseados con un golpe o con el uso.

La principal desventaja de estos sistemas, en mayor o menor medida según su complejidad es el elevado coste de desarrollo y fabricación y a la vez su menor robustez mecánica.

Según su función.

Dependiendo si el eje¹ de un vehículo tiene o no algún tipo de motricidad se considera un eje¹ motriz o simplemente arrastrado.

El eje² motriz o propulsor es el conjunto encargado de la transmisión de esfuerzos y par desde el motor a las ruedas con el fin de desplazar el vehículo. Para conectar en una cadena cinemática el motor al las ruedas y al suelo es necesario un elemento intermedio.

Este elemento de unión es el llamado eje² rígido en la suspensión dependiente, o bien el llamado eje² homocinético en la suspensión independiente. Transmite par y su característica principal es que el eje² de entrada no tiene porque ser el mismo que el de salida ni ser paralelo a él.



Figura 36 . Transmisión del par mediante eje rígido o eje homocinético/cardan

Eje libre

Un eje libre de un vehículo solo cumple la función de soportar carga y transmitirla al suelo, por tanto no forma parte del sistema de transmisión y ambas ruedas giran libremente.

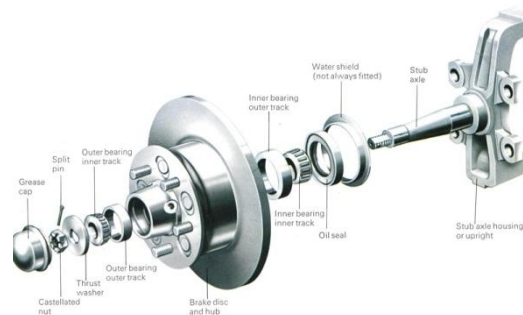


Figura 37.- Eje libre



Rodamientos

Uno de los principales problemas que se han encontrado a la hora de realizar el análisis resistivo y vida del rodamiento es la propia tipología de los rodamientos, expuesta a continuación, extraída de(9)

El sistema de rodamientos del buje ha evolucionado mucho a lo largo de los años. En los vehículos más obsoletos actualmente en circulación aun se pueden encontrar rodamientos similares a los usados en este análisis como son los HUB I, se trata de un rodamiento similar a uno comercial, que se instala mediante prensa tanto en la mangueta como en el cubo



Figura 38.- Rodamientos HUB I

Conforme se han desarrollado los vehículos así han hecho los rodamientos siendo el tipo HUB II los más usados hasta hace unos años cuando aparecieron los HUB III. Los rodamientos HUB II tienen la ventaja frente a los HUB I de que solo se debe prensar en un sitio, sea la mangueta o el cubo ya que la otra parte forma ya parte del rodamiento.

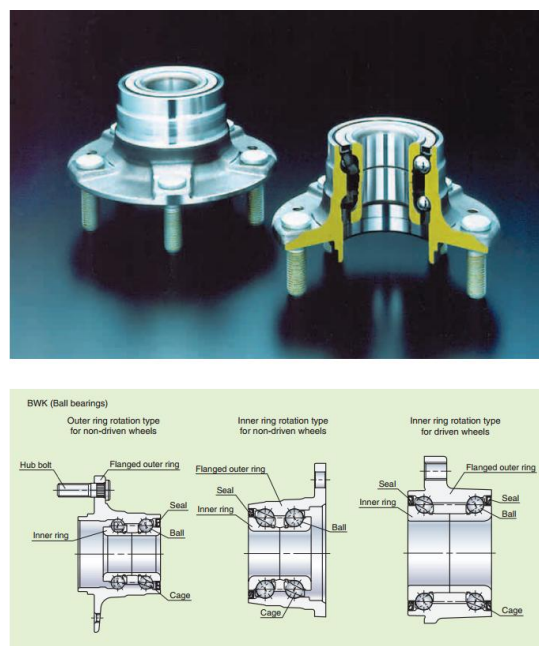


Figura 39.- Rodamientos HUB II

Los rodamientos HUB III son los usados en la práctica totalidad de los vehículos actuales por muchas razones.

- Son piezas más robustas
- Contienen el sensor del ABS de manera interna y bien protegido
- Se atornillan a la mangueta en lugar de embutirse. Gran facilidad de instalación y menor perjuicio para la mangueta
- El buje forma parte del rodamiento con lo que la transmisión de esfuerzos es mejor.
- El montaje de la unidad se realiza en fábrica con las tolerancias y aprietes correctos.
- El ensamblaje es mucho mas compacto reduciendo la distancia entre el punto de aplicación de la carga y las pistas.

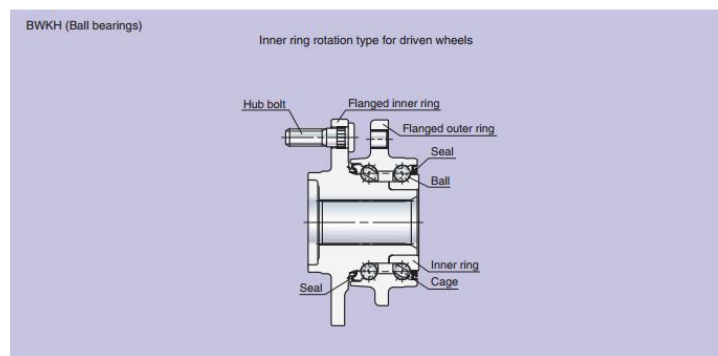


Figura 40.- Rodamiento HUB III

La desventaja para este proyecto es que son piezas de alta precisión que los propios fabricantes evitan publicar para protegerse de la competencia. Por ello ha sido obligado el uso de rodamientos comerciales parecidos a rodamientos HUB I(10)(11).



Los fabricantes de vehículos diseñan sus manguetas de modo que el rodamiento se encuentre lo más cerca posible del punto de aplicación de la carga con el fin de que el rodamiento trabaje en condiciones ideales de fuerza axial y fuerza radial pura.

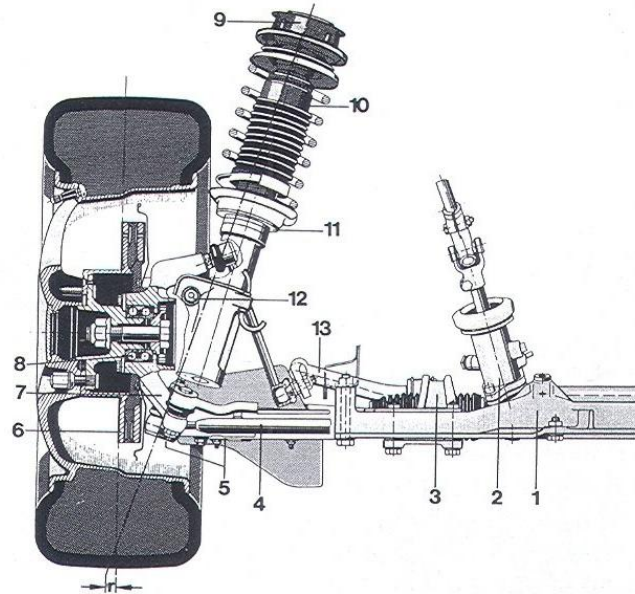


Figura 41.- Imagen constructiva de conjunto suspensión independiente delantera.

B.- DIRECCIÓN

Con el objetivo de comprender mejor como afecta un separador a la dirección del vehículo aquí se exponen los fundamentos del mecanismo de dirección.

La dirección de un vehículo tiene por objeto orientar las ruedas directrices según los deseos del conductor mediante un conjunto de mecanismos, que además otorgue al mecanismo de cierta comodidad y seguridad de conducción.



Figura 42.- Esquema sistema de dirección vehículo

El objetivo principal del mecanismo de dirección es conseguir el giro del vehículo bajo las órdenes del conductor y mantener la rodadura sin deslizamiento de cualquiera de las ruedas de un vehículo a la hora de tomar una curva, con el fin de producir un giro eficaz, controlado y seguro. Para conseguir que todas las ruedas del vehículo giren sin deslizamiento de ningún tipo, todas deben tener el mismo centro instantáneo de rotación. Para ello es necesario que las ruedas del eje directriz giren con ángulos distintos entre sí, que el ángulo sea variable según el radio de la curva descrita, y que sitúen su CIR sobre la directriz del eje no direccional (Figura 43). Cuando esto se consigue, se produce un giro sin que ninguna de las cuatro ruedas deslice.

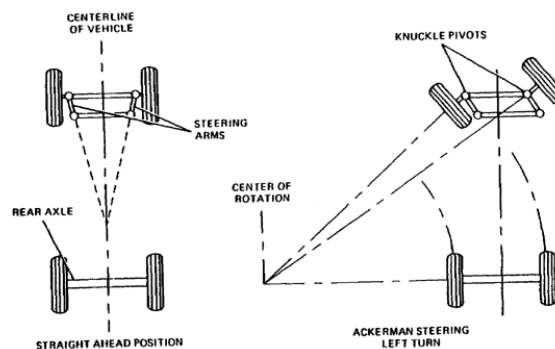


Figura 43. Comportamiento ideal del CIR en dirección



A lo largo del rango de giro de la dirección no se puede conseguir una posición exacta del CIR de todas las ruedas, sino una aproximación, que produce cierta deriva y desgaste en los neumáticos. Por ello, se suele diseñar el sistema de cara a una óptima divergencia a altas velocidades (radios pequeños de giro), donde es necesario un mayor control y agarre, perjudicando los grandes radios de giro (maniobras) y por tanto un mayor desgaste y deriva.

Un mecanismo de dirección, que haya sufrido o no una reforma de importancia, debe seguir cumpliendo varias cualidades como son:

Reversibilidad:

Cualidad que define el grado de transmisión de información entre el volante y las ruedas. El conductor debe conocer a través del volante que sucede bajo las ruedas delanteras. Sin embargo debe controlarse y filtrarse la conexión con el fin de que excesivas perturbaciones exteriores agiten el volante de manera incontrolada o transmitan sensaciones incómodas.

Estabilidad

La dirección sin fuerzas en el volante debe tender a centrarse y mantener el vehículo en trayectoria recta, así como después de una curva debe ser capaz de autocentrarse a la posición inicial.

Suavidad.

La fuerza necesaria para mover el volante no debe ser excesiva a fin de no cansar. Hasta la entrada en funcionamiento de la dirección asistida, los vehículos se valían de volantes cada vez más grandes para provocar un par de giro sobre él elevado con una menor fuerza. Con la introducción de las direcciones asistidas, la tarea de reducir el par se trasladó al sistema de dirección asistida, y se redujo de manera notable el esfuerzo requerido para accionar la dirección.

El mecanismo de dirección de un vehículo del tipo (M y N) que nos ocupa está formado por el volante, columna de dirección, caja de dirección, una relación de palancas intermedias, y una palanca final entre mangueta y neumático.

Para conseguir una dirección eficaz, es necesario implementar una geometría que permita un giro diferente en ambas ruedas directrices siguiendo cierto patrón configurable. El primer sistema creado para tal propósito fue el cuadrilátero articulado o cuadrilátero Ackerman (Figura 26).

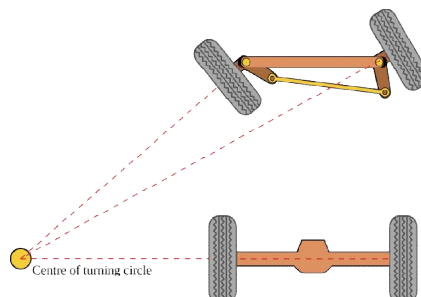


Figura 44 . Funcionamiento geometría ackerman para desplazar el CIR

Posteriormente se han ido diseñando otros sistemas como evolución del básico Ackerman como son:

- Barra de acoplamiento frontal.
- Barra de acoplamiento partida.
- Biela de empuje transversal.
- Cremallera actualmente la más utilizada.



Figura 45.- Diagrama Cremallera de dirección.

El fabricante, a la hora de diseñar la dirección de su vehículo en concreto, busca las mejores prestaciones tanto a nivel dinámico como mecánico manteniendo unos costes contenidos, por lo que define una gran cantidad de parámetros, como son todas las distancias entre pivotes y todas las longitudes de los componentes que forman su sistema de dirección y que la instalación de separadores no modifica.

Para cumplir con los requisitos de reversibilidad, estabilidad y suavidad, el fabricante define una serie de parámetros, denominados cotas de reglaje, como son el ángulo de salida de la mangueta, ángulo de caída, descentrado de la dirección, ángulo de avance, y convergencia que otorgan a la dirección un comportamiento estable frente a perturbaciones externas.

A continuación se procede a explicar brevemente cada parámetro para exponer la importancia de cada uno y si influye o no en el tema tratado.

Salida de la mangueta (α)

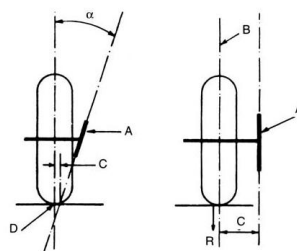


Figura 46 . Salida Mangueta

Este parámetro viene determinado por la construcción del eje² delantero y es de vital importancia en el sistema de dirección del vehículo.

Por un lado contribuye a la estabilidad de la dirección facilitando el retorno a la posición central. Debido al ángulo de salida, el giro del volante genera una compresión en la suspensión conforme se aleja de la posición estable, al soltar el volante ese esfuerzo tiende a devolver a la dirección a su posición central.

A su vez permite disminuir el par de giro necesario según los valores que adopte, el par necesario para girar el neumático depende de su rozamiento con el pavimento y del radio de giro entre el neumático y el pivote de la mangueta. Al dotar a la mangueta de salida se consigue disminuir ese radio de giro de manera virtual, de modo que el par requerido es menor. Para valores muy elevados de salida, se puede conseguir que el par sea cero, si el pivote virtual se sitúa en el contacto neumático-suelo, e incluso puede generar un radio de giro negativo lo que provoca que la mínima perturbación del volante mueva las ruedas, lo que es altamente inestable y peligroso (entre 2 y 9°).

Caída de la mangueta

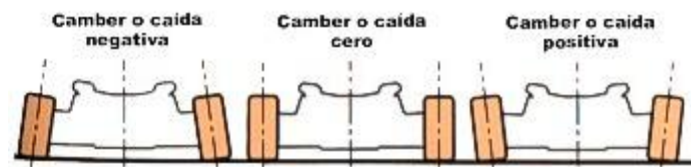


Figura 47. Tipos de Caída Mangueta

Este parámetro, al igual que la salida, es de gran importancia para el mecanismo de dirección debido a que reduce el radio de giro del neumático, ya que al contrario que el ángulo de salida que acerca el pivote virtual al neumático, la caída acerca el neumático al pivote virtual, permitiendo un ángulo de salida menos agresivo para el mismo efecto.

En la mayoría de vehículos de uso cotidiano se aplican caídas positivas por varias razones:

- La caída negativa adapta el neumático al bombeo típico de muchas carreteras.
- Cuanto más cargado va el coche y más se comprime la suspensión, decrece la caída y más huella de contacto genera el neumático sobre el suelo.
- Las ruedas consiguen un esfuerzo de tracción sobre la mangueta por la propia disposición, que se ve contrarrestado por las irregularidades de la calzada reduciendo su impacto en el buje.
- Aunque mínimo, se produce un descenso del centro de gravedad del vehículo.

En vehículos de competición o enfocados a ella se aplican caídas negativas, perdiendo todo lo anteriormente descrito pero ganando por el contrario mucho agarre lateral del neumático debido a la mejor transmisión de la fuerza lateral.



Avance del pivote

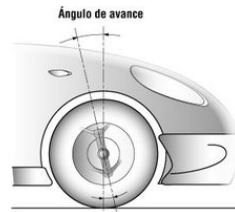


Figura 48 .Avance del pivote de suspensión

Esta cota genera un par estabilizador al soltar la dirección, por ser una situación similar a la salida del pivote pero en el plano longitudinal y que permite un autocentrado de la dirección. Este parámetro genera el fenómeno que mueve las ruedas del carrito del supermercado que en el avance normal del carro tienden a una posición estable.

Convergencia

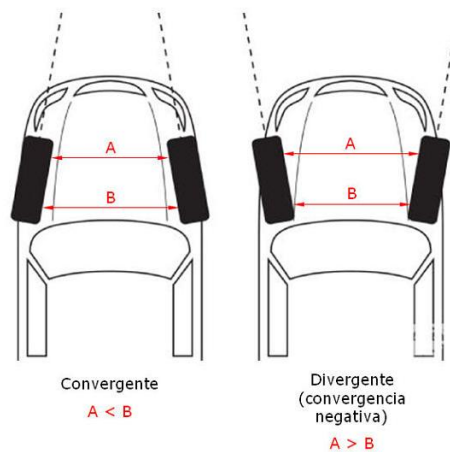


Figura 49.-Convergencia/Divergencia de la dirección

La convergencia sirve para compensar efectos desfavorables en la dirección producidos por el ángulo de caída y transmite esfuerzos axiales en vez de momentos a la mangueta.



C.- NORMATIVA

Condiciones Normativas

En España todo vehículo que circule por la red de carreteras del estado debe superar ciertos criterios y exámenes con el fin de garantizar su seguridad, la de sus ocupantes, y la de otros ciudadanos.

Según el tipo de vehículo esta revisión se debe realizar con una periodicidad u otra, y su suspenso puede evitar la circulación del vehículo en cuestión.

La obligatoriedad de aprobar esta revisión o ITV (Inspección técnica de vehículos) no implica que esté prohibido realizar algún tipo de reformas en los vehículos por diversas causas. Pero si exige ciertos criterios que deben cumplir esas reformas con el fin de seguir garantizando la seguridad de sus ocupantes y terceros y para mantener el parque automovilístico nacional en un estado óptimo para su circulación.

El documento que regula las reformas realizables y sus relaciones con las partes del vehículo es el Manual de Reformas de Vehículos, donde figura la instalación de separadores que aumenten el ancho de vía de un vehículo como reforma de importancia y es aquí donde el laboratorio descubre carencias a nivel de análisis de la reforma o una excesiva generalización del problema.

Se realiza aquí un breve análisis del Manual de reformas de vehículos en la reforma que nos ocupa, se debe estudiar con el fin de autorizar un vehículo o no.

El Manual de Reformas de Vehículos(4) es un documento descargado del ministerio de Agricultura Energía e Industria, actualmente en su segunda revisión y segunda corrección de abril 2015.



Figura 50 . Portada Manual de Reformas de Vehículos.



La reforma que nos ocupa está contemplada en el MRV como:

I.- VEHÍCULOS DE CATEGORÍAS M, N y O

**Grupo Nº4. Ejes y ruedas
(4.4)**

Modificaciones o sustituciones en ruedas o instalación/desinstalación de separadores de ruedas que impliquen modificación del ancho de vía


MANUAL DE REFORMAS DE VEHÍCULOS											
I.- VEHÍCULOS DE CATEGORÍAS M, N y O											
Grupo Nº4. Ejes y ruedas (4.4)											
DESCRIPCIÓN: Modificaciones que afecten a la configuración de ejes y ruedas											
4.4.- Modificaciones o sustituciones en ruedas o instalación/desinstalación de separadores de ruedas que impliquen modificación del ancho de vía											
CAMPO DE APLICACIÓN											
Categorías											
M ₁	M ₂	M ₃	N ₁	N ₂	N ₃	O ₁	O ₂	O ₃	O ₄		
SI	SI	SI	SI	SI	SI	SI	SI	SI	SI		
ACTOS REGLAMENTARIOS											
Sistema afectado	Referencia	Aplicable a									
		M ₁	M ₂	M ₃	N ₁	N ₂	N ₃	O ₁	O ₂	O ₃	O ₄
Dispositivos de protección trasera	70/221/CEE	(2)	(2)	(2)	(2)	(2)	(2)	(2)	(2)	(2)	(2)
Mecanismos de dirección	70/311/CEE	(1)	(1)	(1)	(1)	(1)	(1)	(1)	(1)	(1)	(1)
Guardabarros	78/549/CEE	(1)	-	-	-	-	-	-	-	-	-
Protección lateral	89/297/CEE	-	-	-	-	(2)	(2)	-	-	(2)	(2)
Sistemas antiproyección	91/226/CEE	-	-	-	(1)	(1)	(1)	(1)	(1)	(1)	(1)
Masas y dimensiones (automóviles)	92/21/CEE	(1)	-	-	-	-	-	-	-	-	-
Neumáticos	92/23/CEE	(1)	(1)	(1)	(1)	(1)	(1)	(1)	(1)	(1)	(1)
Masas y dimensiones (resto vehículos)	97/27/CE	-	(1)	(1)	(1)	(1)	(1)	(1)	(1)	(1)	(1)
Protección delantera contra empotramiento	2000/40/CE	-	-	-	-	(2)	(2)	-	-	-	-
Ver Apartado 4 del preámbulo.											
DOCUMENTACIÓN NECESARIA											
Proyecto Técnico	Certificación final de obra	Informe de Conformidad	Certificado del Taller	Documentación adicional							
SI	SI	SI	SI	NO							
 MINISTERIO DE INDUSTRIA, ENERGÍA Y TURISMO		REVISIÓN: 2ª Fecha: Marzo 2014		SECCIÓN: I GRUPO: 4 (4.4) Ejes y ruedas Página 1 de 3							

Figura 51.- Reforma instalación de separadores

En primer lugar en campos de aplicación se expone a que categorías afecta esta reforma. Esta incluida toda la categoría M así como N y O aunque la instalación de separadores en vehículos de carga y transporte y en remolques es de mínima aplicación.



A continuación, enumera los sistemas del vehículo afectados y la normativa que los regula. En nuestro caso aparecen una serie de sistemas cuya limitación es de interferencia con las nuevas cotas del conjunto llanta-neumático como son:

- Dispositivos de protección trasera
- Guardabarros
- Protección lateral
- Sistemas anti proyección
- Protección delantera contra empotramiento
- Neumáticos
- Masas y dimensiones

En lo que a nuestra reforma a nivel mecánico se refiere.

- Mecanismos de dirección

Esta mención da idea de la importancia que supone para el mecanismo de dirección la instalación de separadores. En cuanto a la documentación necesaria para llevar a cabo la reforma se exige.

Proyecto Técnico y Certificación final de obra
Informe de Conformidad
Certificado del Taller

MANUAL DE REFORMAS DE VEHÍCULOS 1.- VEHÍCULOS DE CATEGORÍAS M, N y O Grupo Nº4. Ejes y ruedas (4.4)
<ul style="list-style-type: none">• Proyecto Técnico y certificación final de obra• Informe de conformidad• Certificado del Taller
CONJUNTO FUNCIONAL El titular del vehículo o la persona por él autorizada aportará: <ul style="list-style-type: none">- Copia de la Resolución de la Autoridad de homologación.- Informe según Anexo II.- Certificado del taller según Anexo III.
INSPECCIÓN ESPECÍFICA. PUNTOS A VERIFICAR SEGÚN MANUAL DE PROCEDIMIENTO DE INSPECCIÓN DE LAS ESTACIONES ITV (SECCIÓN I) Capítulo 2. - Acondicionamiento Exterior, Carrocería y Chasis Capítulo 7. - Dirección Capítulo 8. - Ejes, ruedas, neumáticos y suspensión
NORMALIZACIÓN DE LA ANOTACIÓN DE LA REFORMA EN LA TARJETA ITV _/_/_/ "Sustitución de llantas: _____ o _/_/_/ Instalación/desinstalación de separadores: _____ Neumáticos: _____ Vía anterior: _____ Vía posterior: _____ (Firma y sello) ITV Nº NNNN

 MINISTERIO DE INDUSTRIA, ENERGÍA Y TURISMO	REVISIÓN: 2ª Fecha: Marzo 2014	SECCIÓN: I GRUPO: 4 (4.4) Ejes y ruedas Página 2 de 3
---	---------------------------------------	--

Figura 52 . Reforma instalación Separadores página 2



La tercera hoja del MRV enumera unas medidas a nivel formal y de conformidad con la ITV. La parte importante viene expresada al final de la reforma como Información adicional.

MANUAL DE REFORMAS DE VEHÍCULOS I.- VEHÍCULOS DE CATEGORÍAS M, N y O Grupo Nº4. Ejes y ruedas (4.4)		
INFORMACIÓN ADICIONAL		
<p>Esta reforma no podrá efectuarse cuando implique riesgo de interferencias con otras partes del vehículo.</p> <p>Solo se requerirá proyecto técnico cuando se excedan los 60 mm de ancho de vía en el caso de turismos y 150 mm en el caso de todoterreno.</p> <p>El Informe de Conformidad deberá asegurar la compatibilidad entre llanta y neumático.</p> <p>Esta reforma obliga a la incorporación de protección lateral, sistema antiproyección y protección trasera para vehículos que en la fecha de matriculación no era obligatoria la incorporación de estos dispositivos, aunque la reforma no afecte a estos Actos Reglamentarios.</p> <p>Los Actos Reglamentarios relativos a protección delantera contra el empotramiento, protección de los peatones y sistemas de protección delantera no se exigirán a los vehículos matriculados antes de la fecha de obligatoriedad marcada en el Real Decreto 2028/1986 para estos Actos Reglamentarios.</p> <p>En caso de que la reforma incluya la sustitución del dispositivo de protección trasero, se aplicará la directiva a último nivel.</p>		
 MINISTERIO DE INDUSTRIA, ENERGIA Y TURISMO	REVISIÓN: 2ª Fecha: Marzo 2014	SECCIÓN: I GRUPO: 4 (4.4) Ejes y ruedas Página 3 de 3

Figura 53. Reforma instalación separadores página 3

Se menciona la necesidad de proyecto técnico solo si la reforma supera los 60mm de aumento de ancho de vía en turismos y 150mm en vehículos Todoterreno, lo que crea la duda de qué sucede en reformas de 60mm o menos en el caso de turismos, porqué no es necesario un análisis exhaustivo del caso y dónde es correcto poner el límite entre aprobación rápida o proyecto técnico.

La norma 70/311/CEE, que indica el manual de nuestra reforma y regula el mecanismo de dirección se expone a continuación.

<p>DIRECTIVA DEL CONSEJO de 8 de junio de 1970 relativa a la aproximación de las legislaciones de los Estados miembros sobre los mecanismos de dirección de los vehículos a motor y de sus remolques (70/311/CEE)</p>

Figura 54. Norma 70/311



Cabe destacar que es una ley del año 1970, donde se puede encontrar la información necesaria en cuanto a límites e imposiciones de funcionamiento del conjunto de dirección.

- 2.2.1.2. El esfuerzo en el mando necesario para girar el volante con el fin de describir un círculo de 12 m de radio viniendo por la línea tangente no deberá sobrepasar 25 kg. En aquellos mecanismos que cuenten con dirección asistida, en caso de que falle la energía auxiliar, el esfuerzo necesario sobre el mando no deberá sobrepasar 60 kg.

Figura 55. Límite especificado por 70/311 en movimiento.

▼ M1

- 5.2.6.2. La duración máxima que se permitirá para la operación de dirección y la fuerza máxima admitida sobre el mando de dirección cuando el mecanismo de dirección falle, son los indicados en el siguiente cuadro para cada categoría de vehículo.

Requisitos acerca de la fuerza sobre el mando de dirección

Categoría de vehículo	Mecanismo intacto			Mecanismo que falla		
	Esfuerzo máximo (daN)	Tiempo (s)	Radio de giro (m)	Esfuerzo máximo (daN)	Tiempo (s)	Radio de giro (m)
M ₁	15	4	12	30	4	20
M ₂	15	4	12	30	4	20
M ₃	20	4	12 ► M2 ⁽¹⁾ ◀	45	6	20
N ₁	20	4	12	30	4	20
N ₂	25	4	12	40	4	20
N ₃	20	4	12 ⁽¹⁾	45 ⁽²⁾	6	20

⁽¹⁾ O giro máximo si este valor máximo no puede alcanzarse.

⁽²⁾ 50 para los vehículos rígidos de dos o más ejes motores a excepción de los equipados de un mecanismo de autodirección.

Figura 56. con vehículos en movimiento.

Existe una ley más actual que sustituye a la anteriormente mencionada.

DIRECTIVA 1999/7/CE DE LA COMISIÓN

de 26 de enero de 1999

por la que se adapta al progreso técnico la Directiva 70/311/CEE del Consejo relativa a los mecanismos de dirección de los vehículos a motor y de sus remolques

Figura 57. Directiva 1999/7/CE

Pero a nivel de contenido no varía prácticamente con respecto a lo ya citado por la ley 70/311 sino que la complementa en ciertos aspectos que no afectan a los límites de funcionamiento ya mencionados en la 70/311/CEE.



Condiciones de la vía para el cálculo de cargas globales

En este apartado además de mostrar la limitación normativa en cuanto a la reforma en sí, se presentan ciertas normas que dirigen parámetros de la calzada que tienen un efecto a la hora de calcular las cargas que nos ocupan.

Siguiendo la norma la norma 3.1-IC del Ministerio de Fomento(8) podemos extraer los valores de pendientes máximas y peraltes máximos, radios de curva o velocidades máximas de curva de cara al análisis de situación desfavorable siguiendo las instrucciones de construcción del trazado de las carreteras actuales en España.

A efectos de aplicación de la presente Norma, los valores máximos de inclinación de la rasante en rampas y pendientes, función de la velocidad de proyecto (V_p), serán los siguientes:

- Carreteras de calzadas separadas

V_p (km/h)	RAMPA (%)	PENDIENTE (%)
120	4	5
100	4	5
80	5	6

Los valores anteriores podrán incrementarse en un uno por ciento (1%) en casos suficientemente justificados, y previa realización de un estudio económico de los costes de explotación.

En el caso de que las calzadas se sitúen al mismo nivel, los valores máximos de la rasante, serán los indicados para rampa.

Tabla 16 .Inclinaciones máximas en calzadas de vías separadas

- Carreteras de calzada única
 - Vías rápidas

V_p (km/h)	INCLINACIÓN MÁXIMA (%)	INCLINACIÓN EXCEPCIONAL (%)
100	4	5
80	5	6

Cuando esté prevista una futura duplicación de calzada, sólo se considerará el valor de la inclinación máxima.

- Carreteras convencionales

V_p (km/h)	INCLINACIÓN MÁXIMA (%)	INCLINACIÓN EXCEPCIONAL (%)
100	4	5
80	5	7
60	6	8
40	7	10

Los valores definidos como excepcionales, podrán incrementarse en un uno por ciento (1%) en casos suficientemente justificados, por razón del terreno (muy accidentado) o de baja intensidad de tráfico ($IMD < 3000$).

Tabla 17 . Inclinaciones máximas en calzada única y convencional



En cuanto a los peraltes de las vías.

4.3.2. RADIOS Y PERALTES

A efectos de aplicación de la presente Norma, el peralte (p) se establecerá de acuerdo con los criterios siguientes:

Grupo 1) Autopistas, autovías, vías rápidas y carreteras C-100:

$$\begin{aligned} 250 \leq R \leq 700 &\rightarrow p = 8 \\ 700 \leq R \leq 5000 &\rightarrow p = 8 - 7,3 \cdot (1 - 700/R)^{1,3} \\ 5000 \leq R < 7500 &\rightarrow p = 2 \\ 7500 \leq R &\rightarrow \text{Bombeo} \end{aligned}$$

Grupo 2) Carreteras C-80, C-60 y C-40:

$$\begin{aligned} 50 \leq R \leq 350 &\rightarrow p = 7 \\ 350 \leq R \leq 2500 &\rightarrow p = 7 - 6,08 \cdot (1 - 350/R)^{1,3} \\ 2500 \leq R < 3500 &\rightarrow p = 2 \\ 3500 \leq R &\rightarrow \text{Bombeo} \end{aligned}$$

Siendo: R = radio de la curva circular (m).

p = peralte (%).

Figura 58. Criterio de cálculo del peralte máximo según radio y tipo de calzada.

4.3.3. CARACTERÍSTICAS

La velocidad, el radio, el peralte y el coeficiente de rozamiento transversal movilizado se relacionarán mediante la fórmula:

$$V_c^2 = 127 \cdot R \cdot (f_t + p/100)$$

Siendo: V_c = velocidad (km/h).

R = radio de la circunferencia (m).

f_t = coeficiente de rozamiento transversal movilizado.

p = peralte (%).

Para toda curva circular en el tronco de la calzada, con el peralte que le corresponde según se indica en el apartado 4.3.2, se cumplirá que, recorrida la curva circular a velocidad igual a la específica, no se sobrepasarán los valores de f_t de la tabla 4.2.

TABLA 4.2.

V _c (km/h)	40	50	60	70	80	90	100	110	120	130	140	150
f _t	0,180	0,166	0,151	0,137	0,122	0,113	0,104	0,096	0,087	0,078	0,069	0,060

Figura 59. Criterio de cálculo del peralte máximo según parámetros de la calzada.



TABLA 4.3. RELACIÓN VELOCIDAD ESPECÍFICA - RADIO - PERALTE PARA AUTOPISTAS, AUTOVÍAS, VÍAS RÁPIDAS Y CARRETERAS C-100 (GRUPO 1)

VELOCIDAD ESPECÍFICA (km/h)	RADIO (m)	PERALTE (%)
80	250	8,00
85	300	8,00
90	350	8,00
95	400	8,00
100	450	8,00
105	500	8,00
110	550	8,00
115	600	8,00
120	700	8,00
125	800	7,51
130	900	6,97
135	1050	6,25
140	1250	5,49
145	1475	4,84
150	1725	4,29

Tabla 18. Peraltes máximos tabulados según velocidad máxima y radio en calzadas rápidas

TABLA 4.4. RELACIÓN VELOCIDAD ESPECÍFICA - RADIO - PERALTE PARA CARRETERAS C-80, C-60 Y C-40 (GRUPO 2)

VELOCIDAD ESPECÍFICA (km/h)	RADIO (m)	PERALTE (%)
40	50	7,00
45	65	7,00
50	85	7,00
55	105	7,00
60	130	7,00
65	155	7,00
70	190	7,00
75	225	7,00
80	265	7,00
85	305	7,00
90	350	7,00
95	410	6,50
100	485	5,85
105	570	5,24
110	670	4,67

Tabla 19. Peraltes máximos tabulados según velocidad máxima y radio en calzadas convencionales.

**Condiciones de aceleración lateral**

Según la construcción de los giros en la calzada y su velocidad máxima, se puede elaborar una tabla de aceleraciones centrípetas máximas para modelar las cargas que se deseen.

Km/h	R(m)	Peralte%	Aceleración centrífuga(m/s²)	Peralte rad	Peralte Grados
80	250	8	1,975	0,080	9,148
85	300	8	1,858	0,080	9,148
90	350	8	1,786	0,080	9,148
95	400	8	1,741	0,080	9,148
100	450	8	1,715	0,080	9,148
105	500	8	1,701	0,080	9,148
110	550	8	1,698	0,080	9,148
115	600	8	1,701	0,080	9,148
120	700	8	1,587	0,080	9,148
125	800	7,51	1,507	0,075	8,590
130	900	6,97	1,449	0,070	7,974
135	1050	6,25	1,339	0,062	7,153
140	1250	5,49	1,210	0,055	6,285
145	1472	4,84	1,102	0,048	5,542
150	1725	4,29	1,006	0,043	4,913

Tabla 20. Autovías, autopistas y vías rápidas

Km/h	R(m)	Peralte%	Aceleración centrífuga(m/s²)	Peralte rad	Peralte Grados
40	50	7	2,469	0,070	8,008
45	65	7	2,404	0,070	8,008
50	85	7	2,269	0,070	8,008
55	105	7	2,223	0,070	8,008
60	130	7	2,137	0,070	8,008
65	155	7	2,103	0,070	8,008
70	190	7	1,990	0,070	8,008
75	225	7	1,929	0,070	8,008
80	265	7	1,863	0,070	8,008
85	305	7	1,828	0,070	8,008
90	350	7	1,786	0,070	8,008
95	410	6,5	1,698	0,065	7,438
100	485	5,85	1,591	0,058	6,696
105	570	5,24	1,492	0,052	5,999
110	670	4,67	1,393	0,047	5,348

Tabla 21 . Carreteras c-40/c-80



Condiciones máximas de frenado

Para establecer los límites de frenado sobre el vehículo nos remitimos a la normativa 13-H (16) a modo de orientación para asignar un valor máximo a la deceleración del modelo.

Reglamento nº13-H de la Comisión Económica para Europa de las Naciones Unidas (CEPE)
Disposiciones uniformes sobre la homologación de los vehículos de turismo en lo relativo al
frenado
[2015/2364]

2.	EFICACIA DE LOS SISTEMAS DE FRENADO		
2.1.	Sistema de frenado de servicio		
2.1.1.	Los frenos de servicio se ensayarán en las condiciones indicadas en este cuadro:		
A) Ensayo del tipo 0 con motor desembragado	v $s \leq$ $d_m \geq$	100 km/h $0,1 v + 0,0060 v^2 \text{ (m)}$ $6,43 \text{ m/s}^2$	
B) Ensayo del tipo 0 con motor embragado	v $s \leq$ $d_m \geq$	$80 \% v_{\text{máx}} \leq 160 \text{ km/h}$ $0,1 v + 0,0067 v^2 \text{ (m)}$ $5,76 \text{ m/s}^2$	
	f	$6,5 - 50 \text{ daN}$	

Tabla 22 . Deceleración máxima estabilizada

siendo:
v = v = velocidad de ensayo en km/h
s = distancia de frenado en metros
d_m = deceleración media estabilizada en m/s^2
f = fuerza ejercida sobre el pedal del freno en daN
$v_{\text{máx}}$ = velocidad máxima del vehículo en km/h.

Según la normativa, los vehículos de categoría M1 y N1 bajo una frenada de servicio no pueden sufrir una deceleración media estabilizada menor de $6.43 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$ que corresponde entorno a 0,7Gs, así conseguimos un valor orientativo que aplicar al cálculo de cargas.



Datos del vehículo de estudio

A.1 Nombre del fabricante del vehículo base	F.4 Altura total	O.1.1 Barra de tracción
A.2 Dirección del fabricante del vehículo base	F.5 Anchura total	O.1.2 Semirremolque
B.1 Nombre del fabricante del vehículo completado	F.5.1 Anchura máxima carrozable	O.1.3 Remolque eje central
B.2 Dirección del fabricante del vehículo completado	F.6 Longitud total	O.1.4 Remolque sin freno
C.1 Código ITV	F.6.1 Longitud máxima carrozable	O.2.1 Masa máxima remolcable técnicamente admisible con frenos mecánicos
C.L Clasificación del vehículo	F.7 Vía anterior	O.2.2 Masa máxima remolcable técnicamente admisible con frenos de inercia
C.V Control VIN	F.7.1 Vía posterior	O.2.3 Masa máxima remolcable técnicamente admisible con frenos hidráulicos o neumáticos
D.1 Marca	F.8 Voladizo posterior	O.3 Tipo de freno de servicio
D.2 Tipo / Variante / Versión	F.8.1 Voladizo máximo posterior carrozable	P.1 Cilindrada
D.3 Denominación comercial del vehículo	G Masa en Orden de marcha (MOM)	P.1.1 N° y disposición de los cilindros
D.6 Procedencia	G.1 Masa en vacío para vehículos categoría L	P.2 Potencia del motor
E Número de identificación del vehículo	G.2 Masa Mínima Admisible del vehículo completado	P.2.1 Potencia Fiscal
EP Estructura de protección	J Categoría del vehículo	P.3 Tipo de combustible o fuente de energía
EP.1 Marca de la estructura de protección	J.1 Carrocería del vehículo	P.5 Código de identificación del motor
EP.2 Modelo de la estructura de protección	J.2 Clase	P.5.1 Fabricante o marca del motor
EP.3 N° de homologación de la estructura de protección	J.3 Volumen de bodegas	Q Relación potencia/masa
EP.4 N° identificativo de la estructura de protección	K Número de homologación del vehículo base	R Color
F.1 Masa Máxima en carga Técnicamente Admisible (MMTA)	K.1 Número de homologación del vehículo completado	S.1 N° de plazas de asiento/N° de asientos o sillines
F.1.1 Masa Máxima en carga Técnicamente Admisible en cada eje 1º/2º/3º...	K.2 N° certificado TITV vehículo base	S.1.1 Cinturones de seguridad
F.1.5 Masa Máxima en carga Técnicamente Admisible en 5ª rueda o pivote de acoplamiento	L N° de ejes y ruedas	S.2 N° de plazas de pie
F.2 Masa Máxima en carga Admisible del vehículo en circulación (MMA)	L.0 N° y posición de ejes con ruedas gemelas	T Velocidad máxima
F.2.1 Masa Máxima autorizada en cada eje 1º/2º/3º...	L.1 Ejes motrices	U.1 Nivel sonoro en parado
F.3 Masa Máxima Técnicamente Admisible del conjunto (MMTAC)	L.2 Dimensiones de los neumáticos	U.2 Velocidad del motor a la que se mide el nivel sonoro a vehículo parado
F.3.1 Masa Máxima Autorizada del conjunto (MMC)	M.1 Distancia entre ejes 1º-2º, 2º-3º...	V.7 Emisiones de CO ₂
	M.4 Distancia entre 5ª rueda o pivote de acoplamiento y último eje	V.8 Emisiones de CO
	O.1 Masa Remolcable con frenos/Masa remolcable técnicamente admisible del vehículo de motor en caso de:	V.9 Nivel de emisiones
		Z Año y n° de orden de la serie corta
		(1) Código pdf 417.

Figura 60. - Leyenda Ficha Técnica Vehículo



D.- SOLIDWORKS

La herramienta de simulación y diseño a emplear en este proyecto es el programa SolidWorks. Es un software de diseño asistido por ordenador o CAD (*computer-aided design*) utilizado para el diseño mecánico en tres dimensiones de la empresa Dassault Systemès.

Esta herramienta permite diseñar y modificar componentes, aplicar una serie de condiciones y simular esfuerzos y solicitaciones sobre ellos. En definitiva se puede trasladar nuestro diseño, pieza, o idea mental a un formato CAD manipulable y que puede ser objeto de un simulación previa a producción o como comprobación.

Este software emplea el método de elementos finitos para los análisis en sus simulaciones por lo que su precisión dependerá en gran medida de los parámetros de malla que se quiera aplicar así como la potencia del equipo con el que se analiza el problema, pero a nivel orientativo puede utilizarse un análisis menos intensivo pero mucho más rápido.

Para realizar el cálculo que nos ocupa, se deben seguir una serie de pasos idénticos en todos los estudios distintos en la mangueta con carga parcial/completa, Con/Sin espaciadores. Estos pasos generales están explicados a continuación.

1. Diseño de las piezas individuales de nuestro problema y ensamblado.
2. Asignación del material de cada componente.
3. Restricciones de interacción entre piezas y apoyos en la pieza .
4. Fuerzas y puntos de aplicación donde se sitúan en la pieza.
5. Malla.
6. Simulación de esfuerzos y deformaciones.

Piezas

El primer consiste en realizar las piezas en cuestión.

En nuestro caso el diseño ha sido obtenido en parte de sitios online específicos en diseños CAD como GrabCad(12) y en parte diseño propio de cara a adaptar rodamientos comerciales a la geometría de la pieza, puesto que resulta imposible conseguir archivos CAD de rodamientos tipo HUB II y HUB III.

Se ha decidido analizar una mangueta delantera arrastrada, en primer lugar por su mayor facilidad constructiva, y por qué se dan en ella los mayores esfuerzos en frenada y giro.

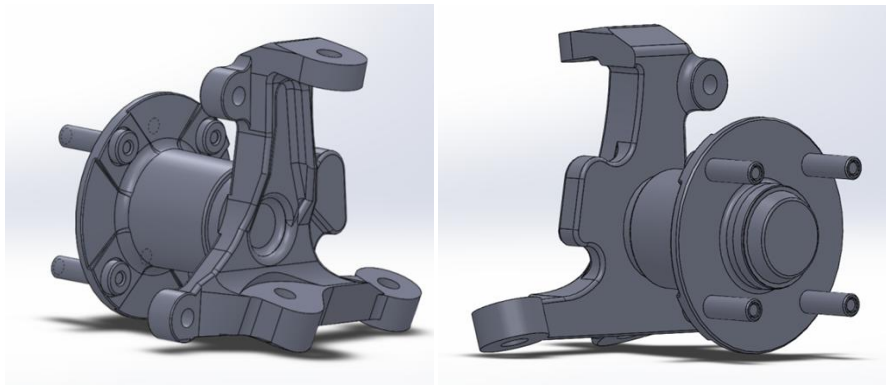


Figura 62 . Mangueta Vista delantera y trasera

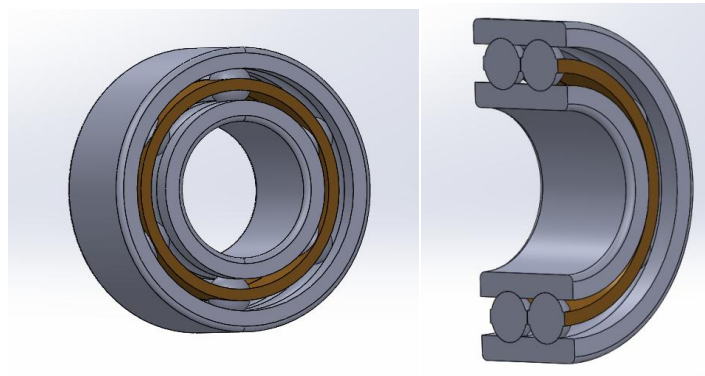


Figura 63 . Rodamiento AST 5205 en medidas 25x52x20.6

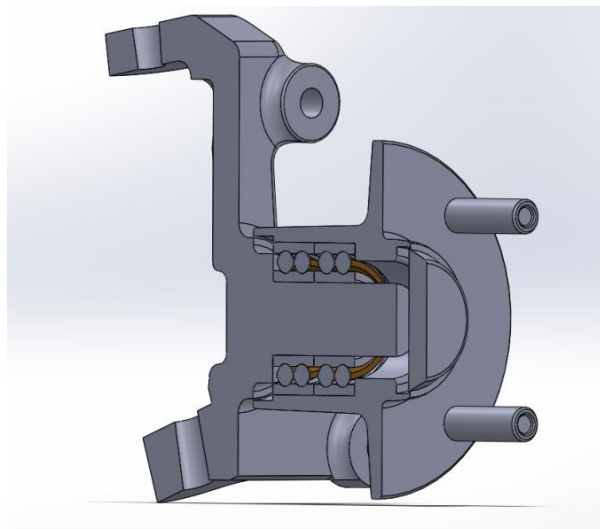


Figura 64. Ensamblaje conjunto mangueta rodamiento

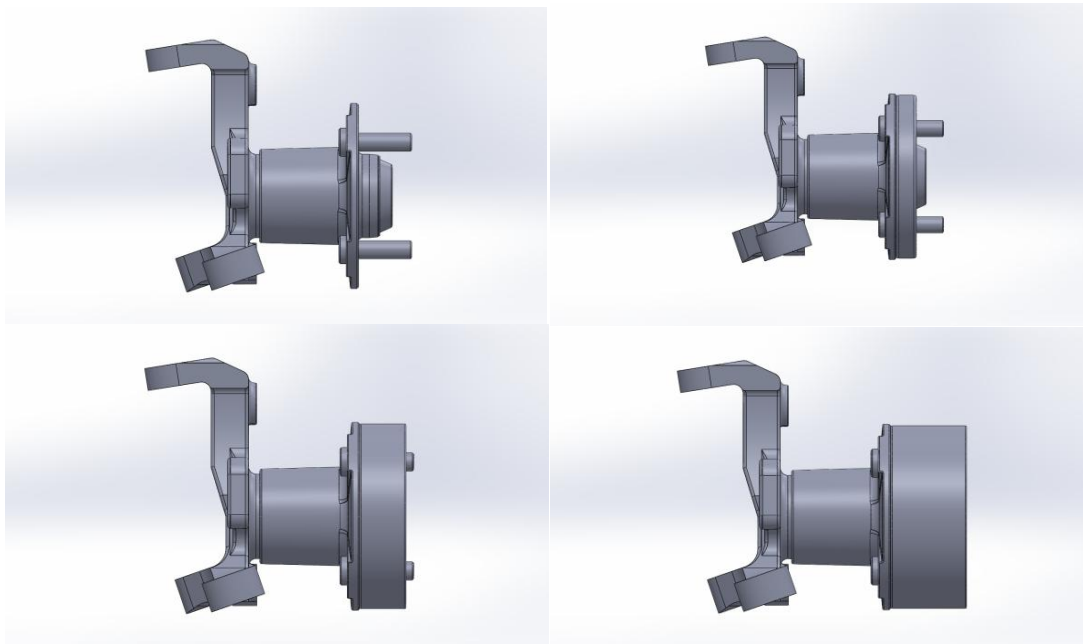


Figura 65 . Comparativa conjunto mangueta con distintos separadores. 0/15/30/50mm

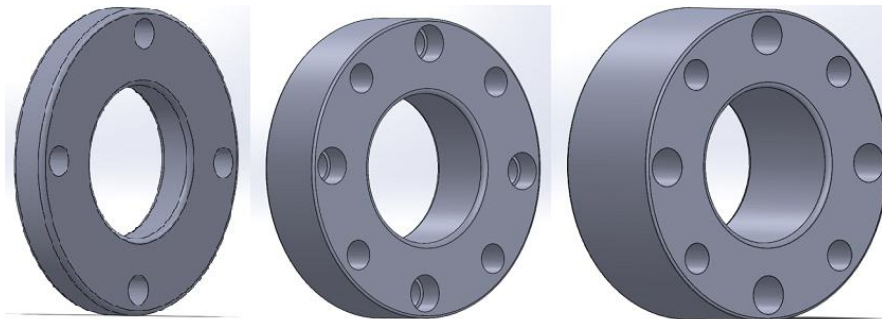


Figura 66 . Espaciadores modelados. 15mm/30mm/50mm

Material

El siguiente paso para el análisis es definir el tipo de material del que están compuestas las piezas.

Según fuentes consultadas como (13) o (14) La construcción típica de la mangueta es fundición gris, salvo en vehículos más avanzados donde puede ser acero forjado o incluso aleación de aluminio. En este caso se ha optado por una fundición gris de alto grado.



Módulo elástico	200000	N/mm ²
Coeficiente de Poisson	0.32	N/D
Módulo cortante	76000	N/mm ²
Densidad de masa	7800	kg/m ³
Límite de tracción	482.549	N/mm ²
Límite de compresión	1034	N/mm ²
Límite elástico	276	N/mm ²
Coeficiente de expansión térmica	1.2e-005	/K

El material de los separadores, consultando diversas webs de fabricantes (15) o (16) se ha tomado como aleación de aluminio de grado 6061-T6 con propiedades:

Módulo elástico	69000	N/mm ²
Coeficiente de Poisson	0.33	N/D
Módulo cortante	26000	N/mm ²
Densidad de masa	2700	kg/m ³
Límite de tracción	124.084	N/mm ²
Límite elástico	55.1485	N/mm ²

El material elegido los rodamientos ha sido acero 52100 como se especifica en (17) en su web de la que también hemos obtenido el rodamiento utilizado en la simulación, denominado 5205, por ser un rodamiento de bolas de doble contacto angular y por sus dimensiones interiores y exteriores.

Attributes	Values
Bearing Type	Open
Bore Dia (d)	25.0000mm
Outer Dia (D)	52.0000mm
Width (B)	20.6380mm
Dynamic Load Rating (Cr)	21,200N
Static Load Rating (Cor)	14,600N
Weight (g)	160.00
Material	52100 Chrome steel, or equivalent

Módulo elástico	203000	N/mm ²
Coeficiente de Poisson	0.285	N/D
Módulo cortante	78000	N/mm ²
Densidad de masa	7860	kg/m ³
Límite elástico	2033.95	N/mm ²

Finalmente la mangueta pesa 2,5kg, el cubo 1,4kg y cada uno de los dos rodamientos cerca de 160 gramos.

Contactos y Sujeciones

En el apartado de interacciones y apoyos se define como se apoya y sujeta la pieza en su entorno real, por lo que se restringe que comportamiento le generan los pernos que sujetan las manguetas a la suspensión del vehículo.

En nuestro caso se opta por realizar apoyos fijos puesto que son apoyos mediante rotulas y pernos metálicos

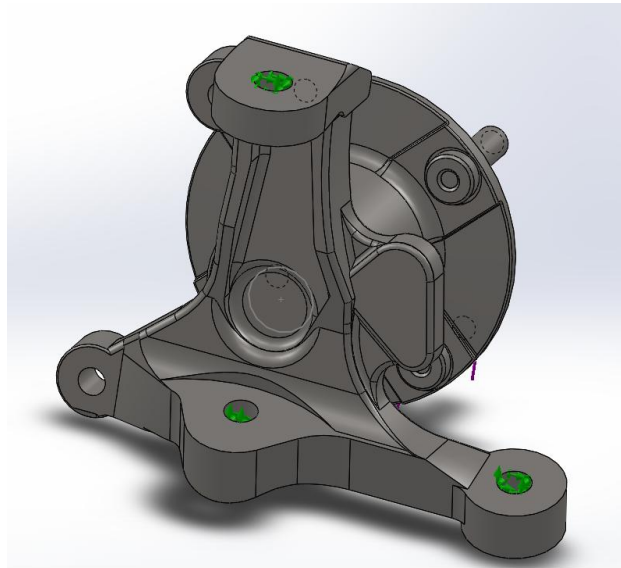


Figura 67. Condiciones de apoyo del conjunto en los pivotes de suspensión y dirección, Geometría rígida.

Fuerzas

En lo referente a las fuerzas aplicadas y su punto de aplicación.

Las fuerzas se transmiten, en la configuración stock a la superficie de contacto entre la llanta del vehículo y el cubo de la mangueta, considerados de manera homogénea. Por el contrario, en la configuración con espaciadores los esfuerzos se transmiten a la cara del separador en contacto con la llanta, y este transmite la carga a la superficie del cubo.

Se realizan dos tipos de estudios.

En el primer estudio, la única carga aplicada es la carga normal en dirección vertical, lo que simula el vehículo en condiciones estáticas soportando su propio peso en MMA. Se aplica un valor de 3700N de fuerza en toda la superficie.

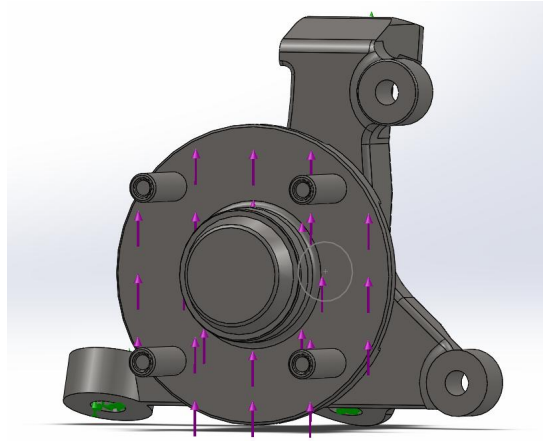


Figura 68. Carga Normal y superficie de aplicación en mangueta sin espaciador

En el segundo estudio se aplican unas cargas consideradas límites alcanzables, en una situación de emergencia que cargan la mangueta con una componente vertical mayor(5600N), una carga tangencial debido al frenado(4460N) y una componente axial debido a la fuerza centrípeta que mantiene al vehículo en la trayectoria curva(868N).

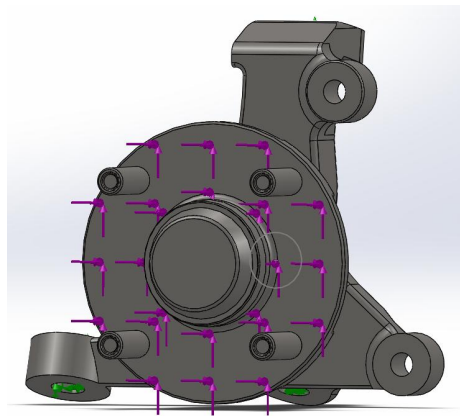


Figura 69. Carga conjunta y superficie de aplicación en mangueta sin espaciador

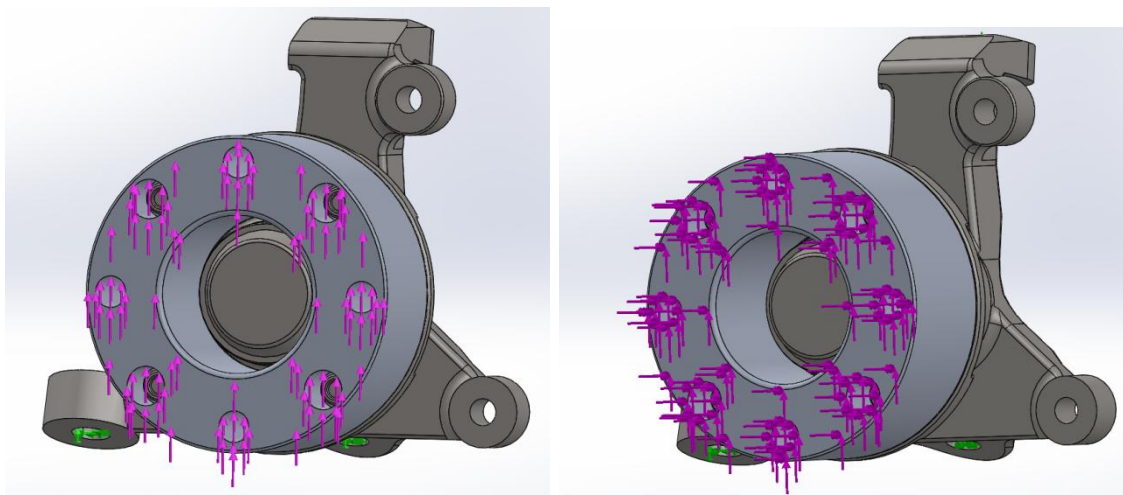


Figura 70. Carga Normal y Máxima aplicadas en Mangueta con separador 50mm

Mallado

El paso previo a la simulación es la creación de la malla para el estudio, paso de vital importancia para la corrección y precisión del resultado.

El software (18) estima un tamaño de elemento global para el modelo tomando en cuenta su volumen, área de superficie y otros detalles geométricos. El tamaño de la malla generada (número de nodos y elementos) depende de la geometría y las cotas del modelo, el tamaño del elemento, la tolerancia de la malla, el control de malla y las especificaciones de contacto.

Puesto que la pieza en cuestión es una pieza voluminosa, con numerosos contacto entre las piezas que lo conforman y con geometrías de difícil caracterización, se ha optado por hacer un mallado lineal afinando ciertos parámetros con el fin de conseguir un resultado aceptable sin consumir una gran cantidad de horas de computación.

Los parámetros modificados en la malla lineal son:

Mallado basado en curvatura. Debido al gran número de superficies curvas en nuestras piezas es conveniente que el mallador genere en esas superficies un número mayor de elementos que en el resto de superficies planas. Elementos en superficies curvas a 16

Tamaño de la malla. Una cuestión a destacar es que debido al tamaño muy diverso de componentes en la pieza por ejemplo una bola del rodamiento o el propio separador, se ha forzado una malla más fina para los elementos del rodamiento (pistas, bolas y jaula) compatible con la malla del resto del modelo.

Tanto el tamaño máximo como mínimo de elementos se han fijado en 12-2.40mm.

El proyecto no requiere de una precisión estricta debido a que tiene el objetivo de analizar tendencias y la comparación solo necesita valores aproximados y sus posiciones concretas que verifiquen la homogeneidad del análisis.

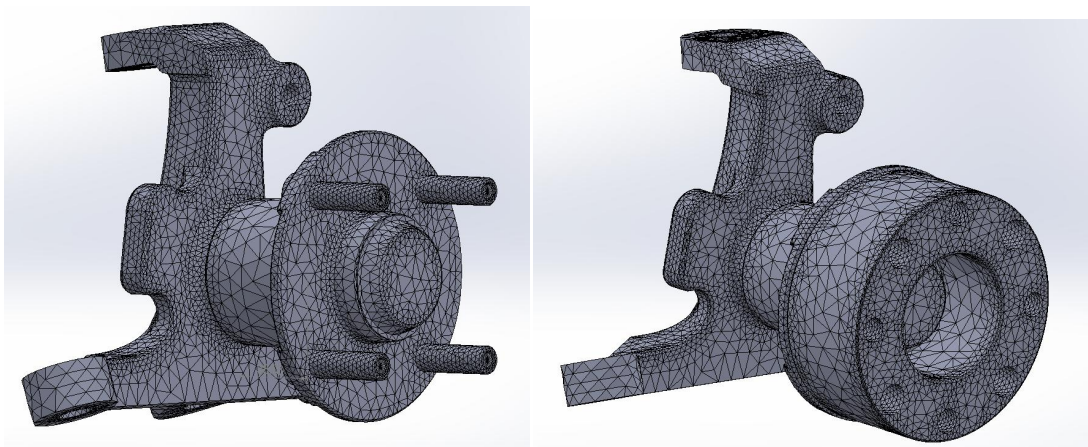


Figura 71 . Mallado tipo en mangueta 0/50mm

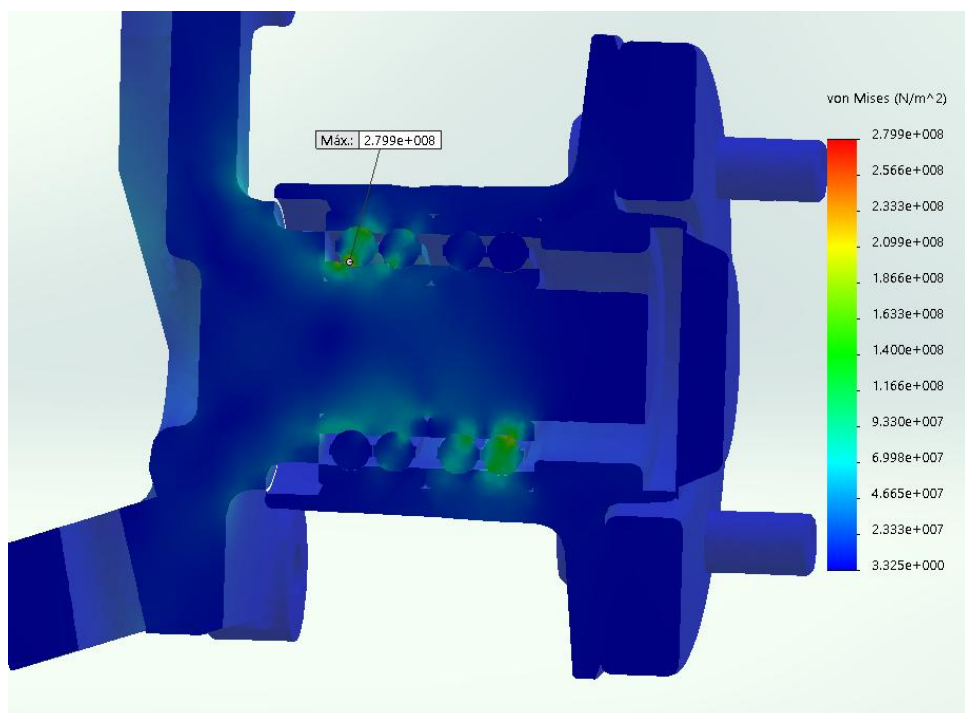
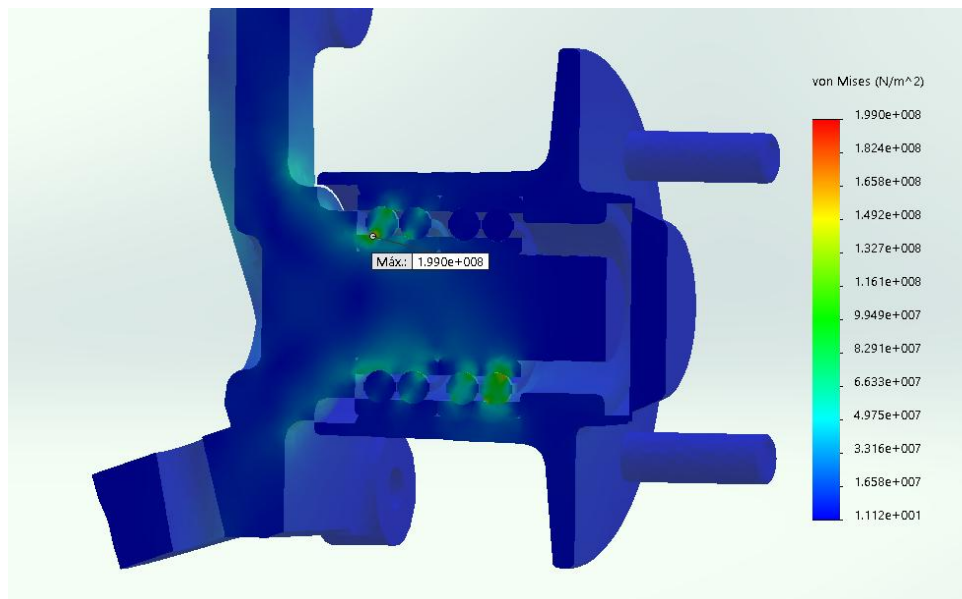


Resultados y comparativas.

A continuación se exponen los resultados de las sucesivas simulaciones enfrentadas según el ancho del separador con el fin de facilitar una comparativa visual rápida (Tensión Von Mises, Desplazamientos, Iso-superficies).

Los gráficos de iso-superficies se han fijado a 45Mpa por criterio propio, puesto que debido a la concentración de tensiones en puntos concretos, un valor bajo presente en mayor superficie de la pieza hace la comparación visual más sencilla.

1.-Mangueta Carga Normal



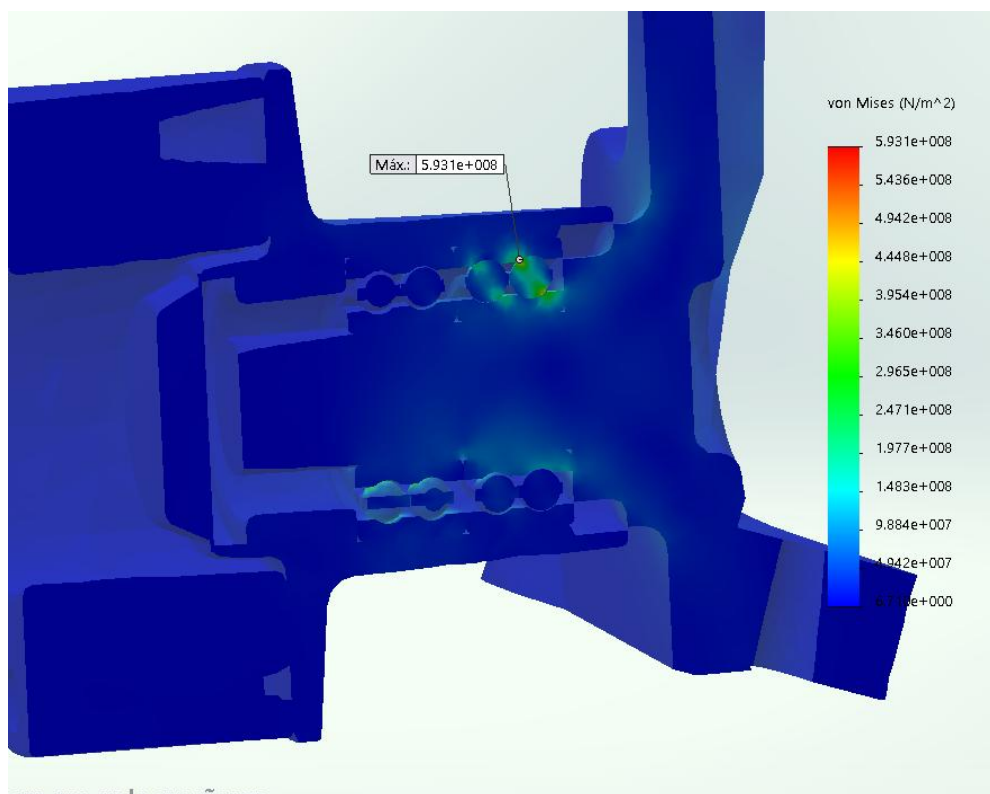
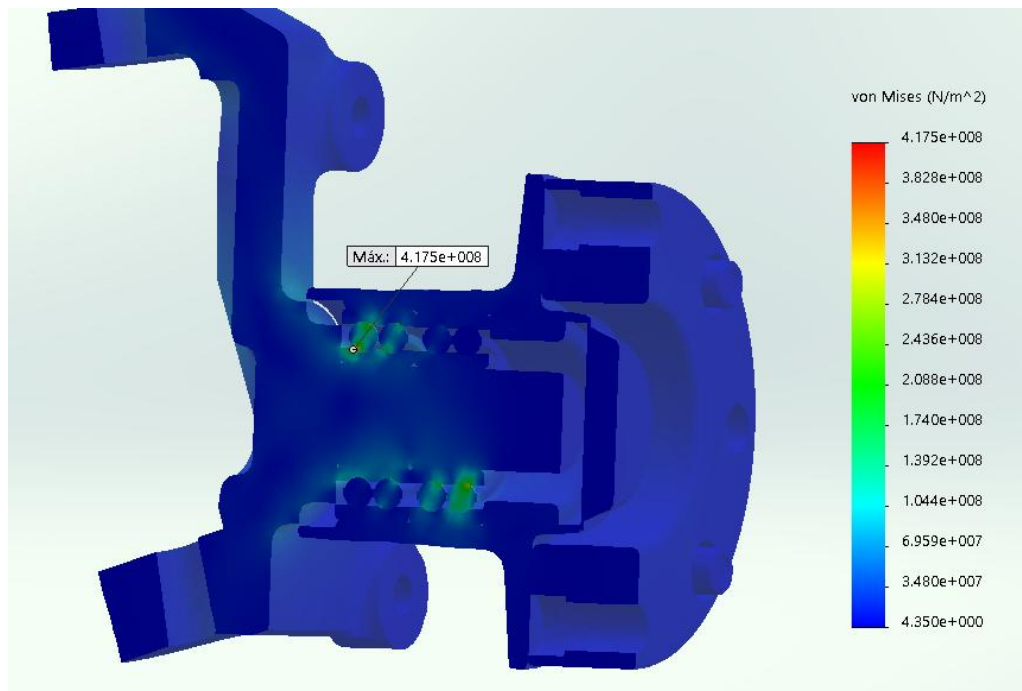
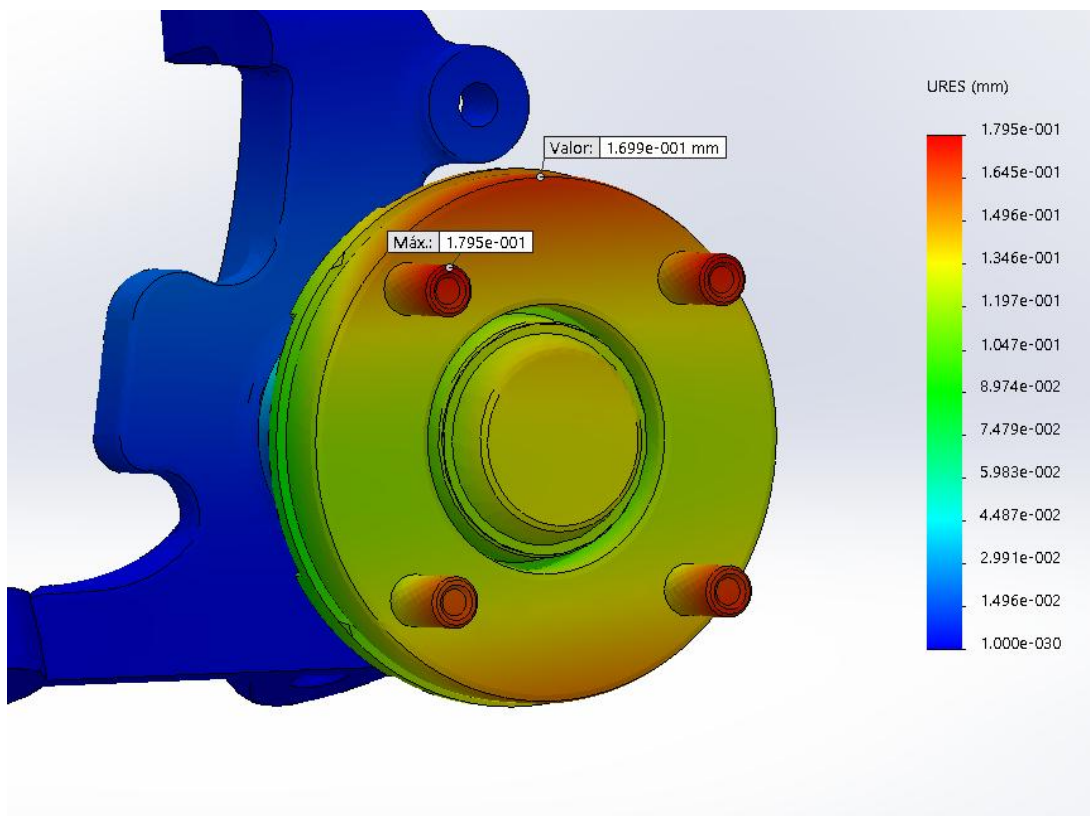
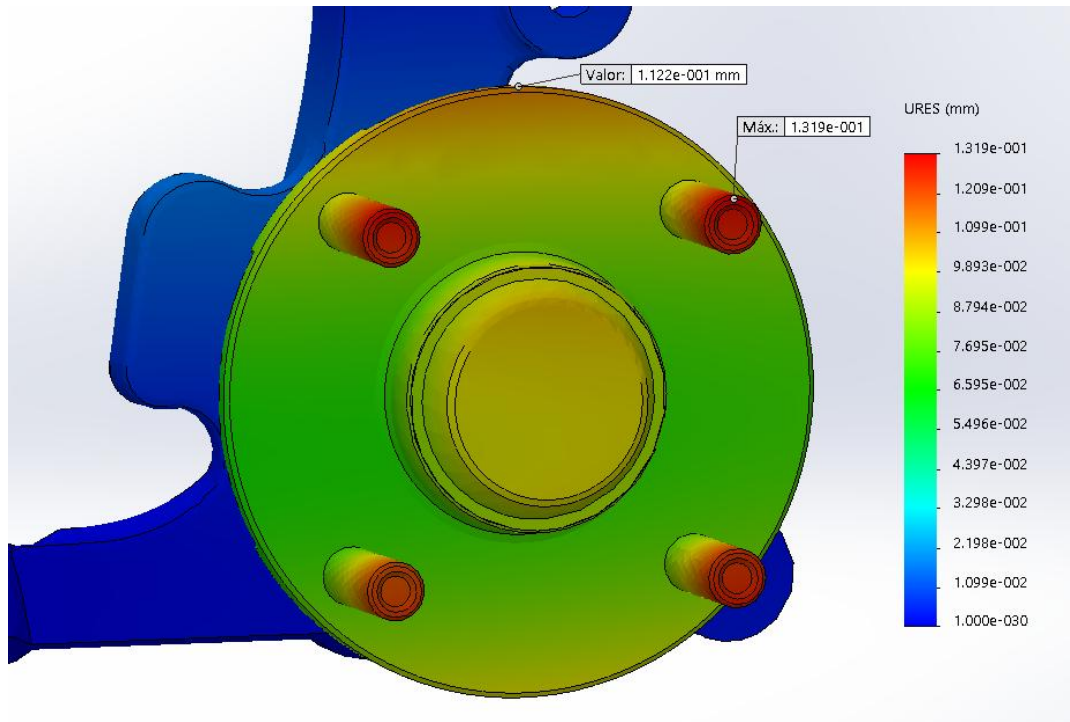


Figura 72 . Tensión Von Misses con CARGA NORMAL 0/15/30/50mm



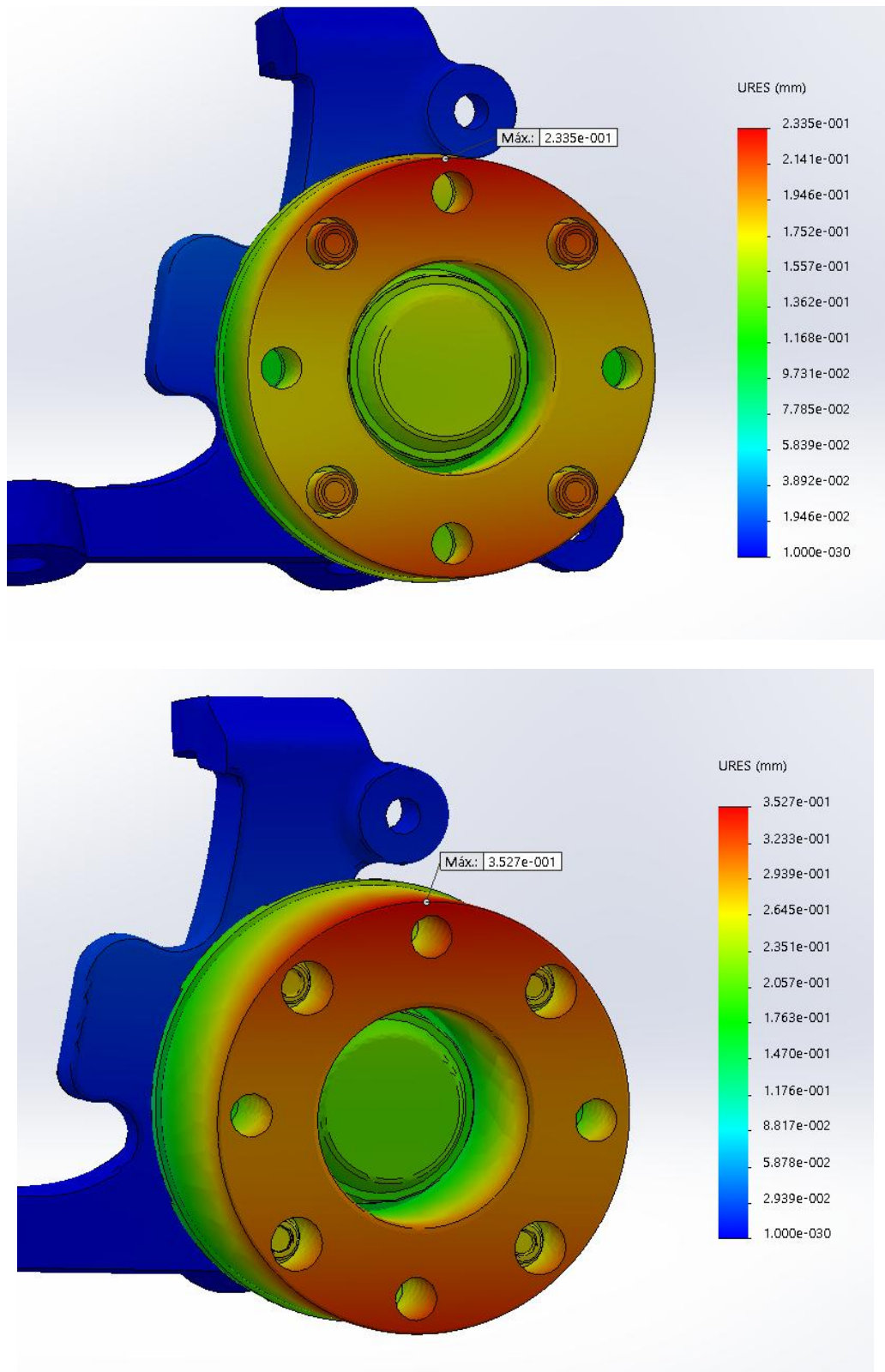
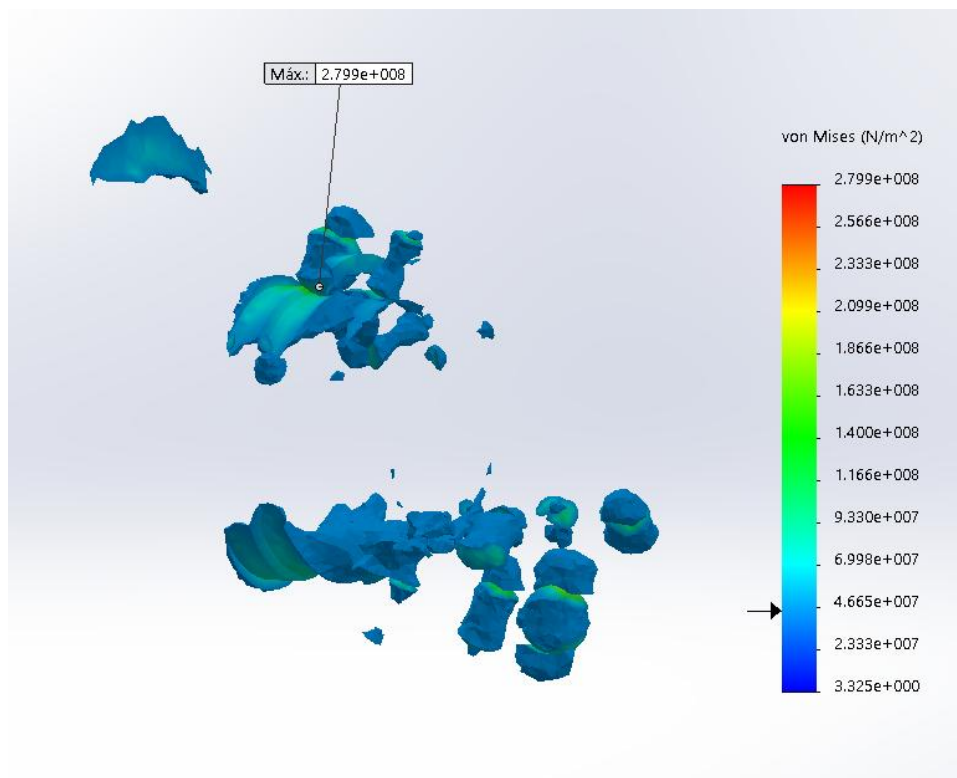
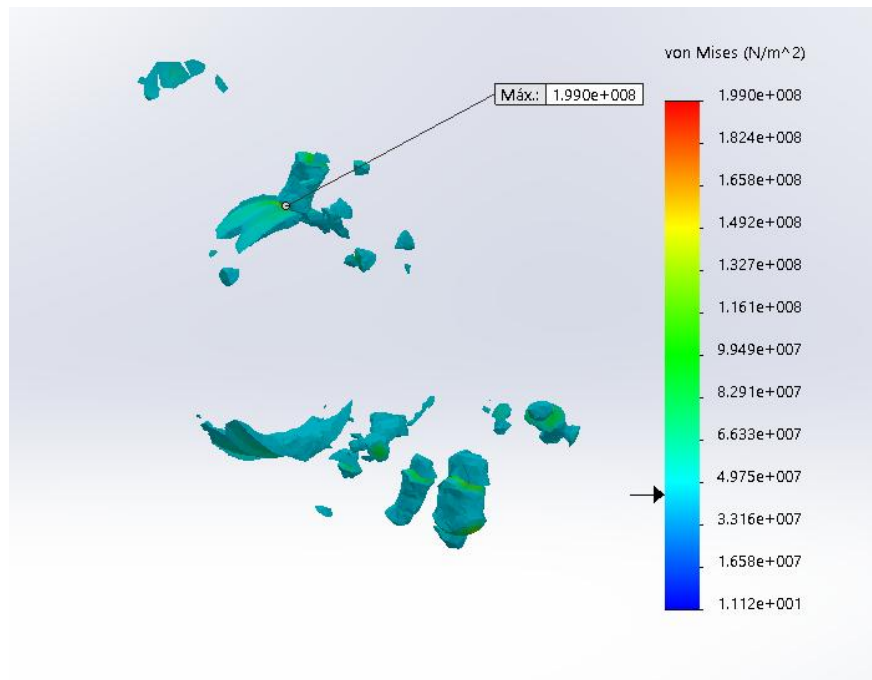


Figura 73 . Desplazamientos máximos con CARGA NORMAL 0/15/30/50mm



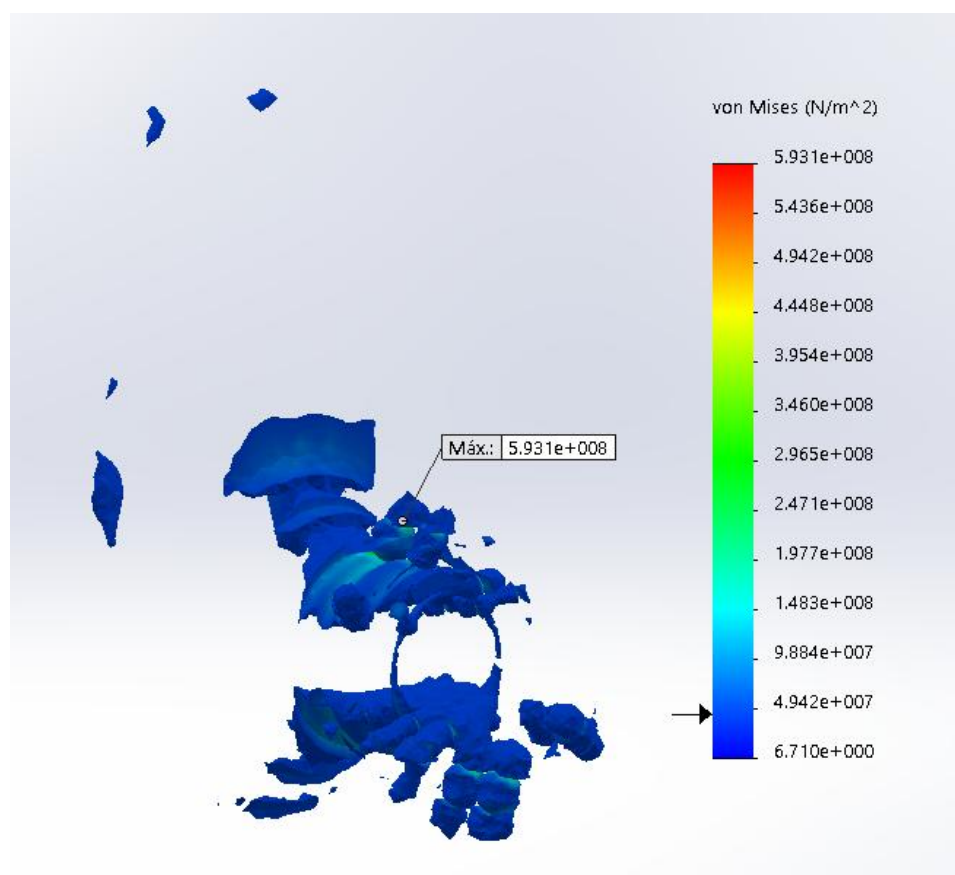
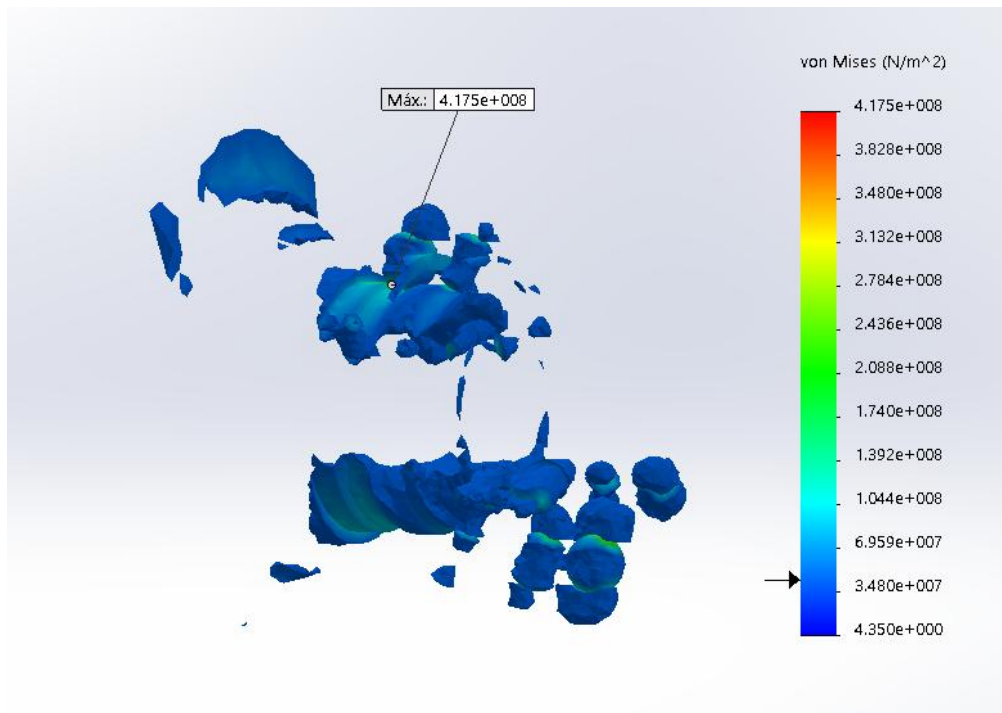
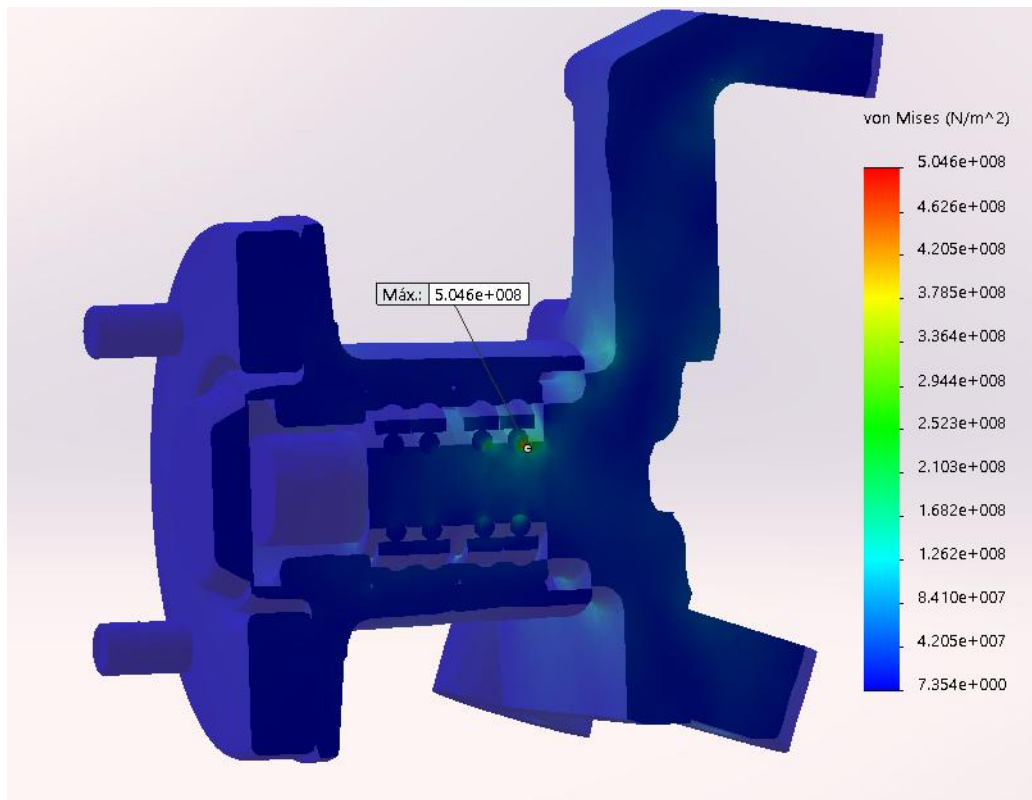
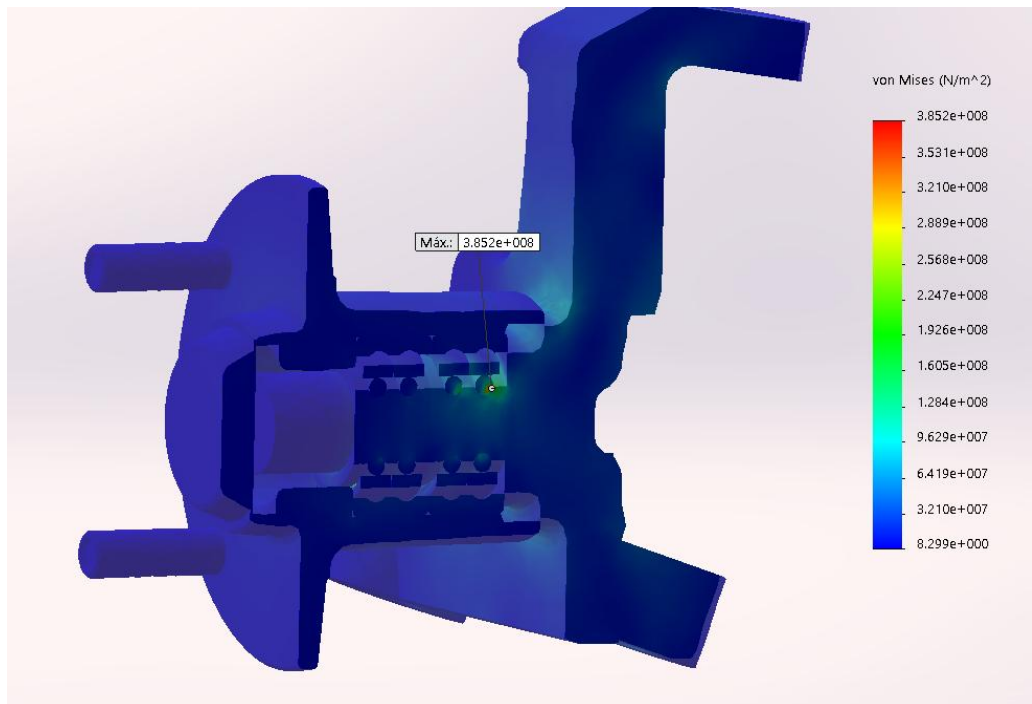


Figura 74. Corte Iso- superficie a 45Mpa CARGA NORMAL 0/15/30/50mm



2.- Mangueta Carga MAXIMA



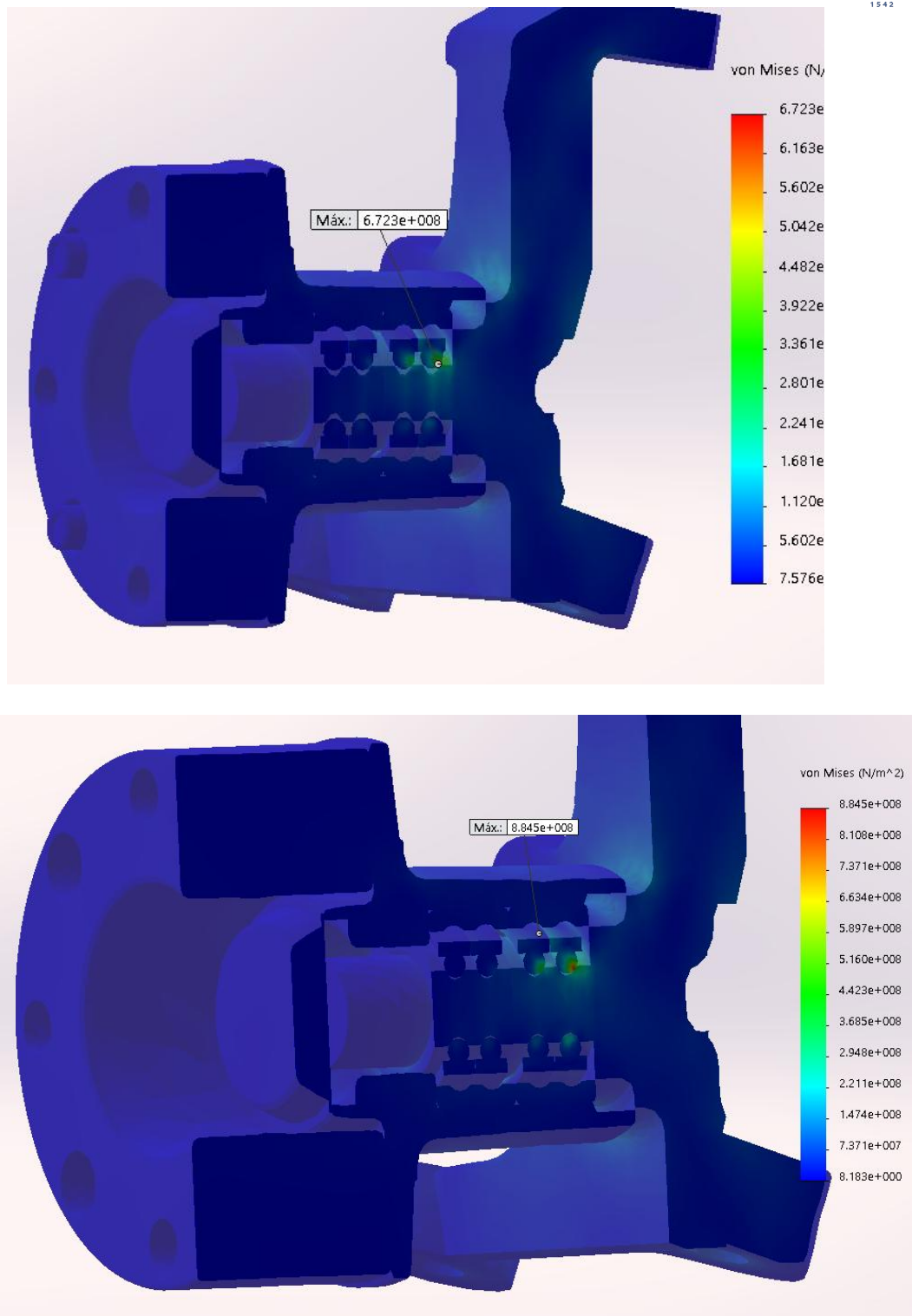
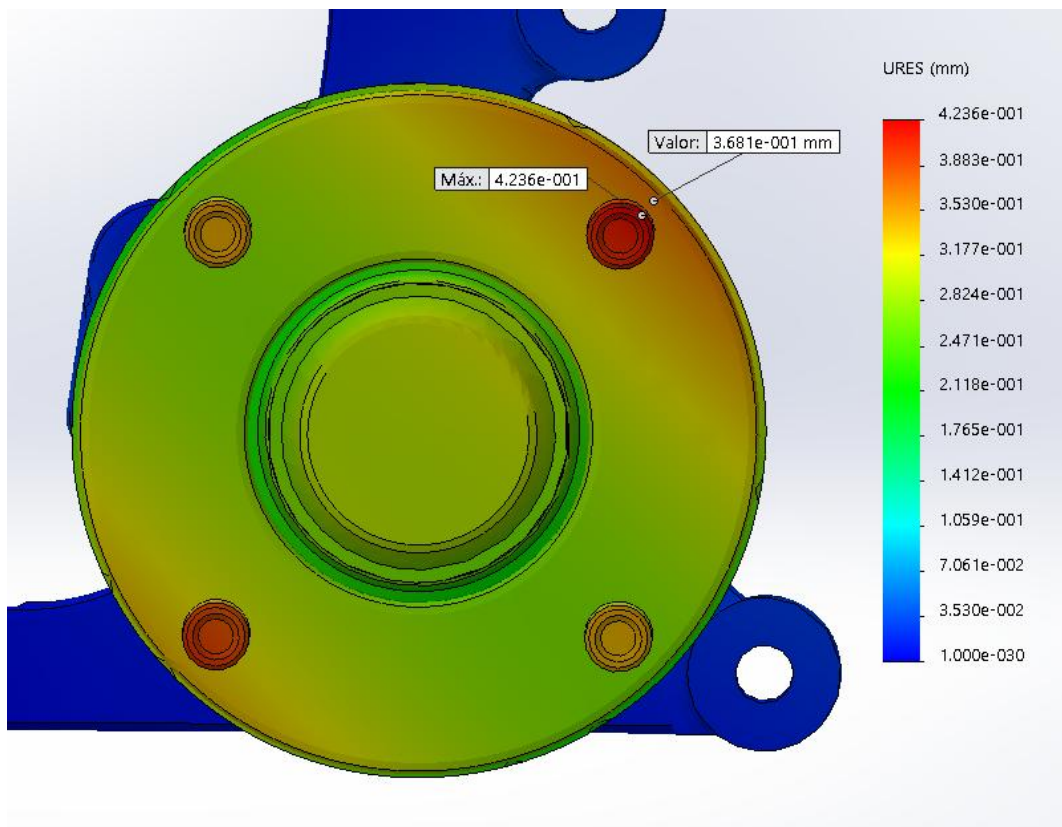
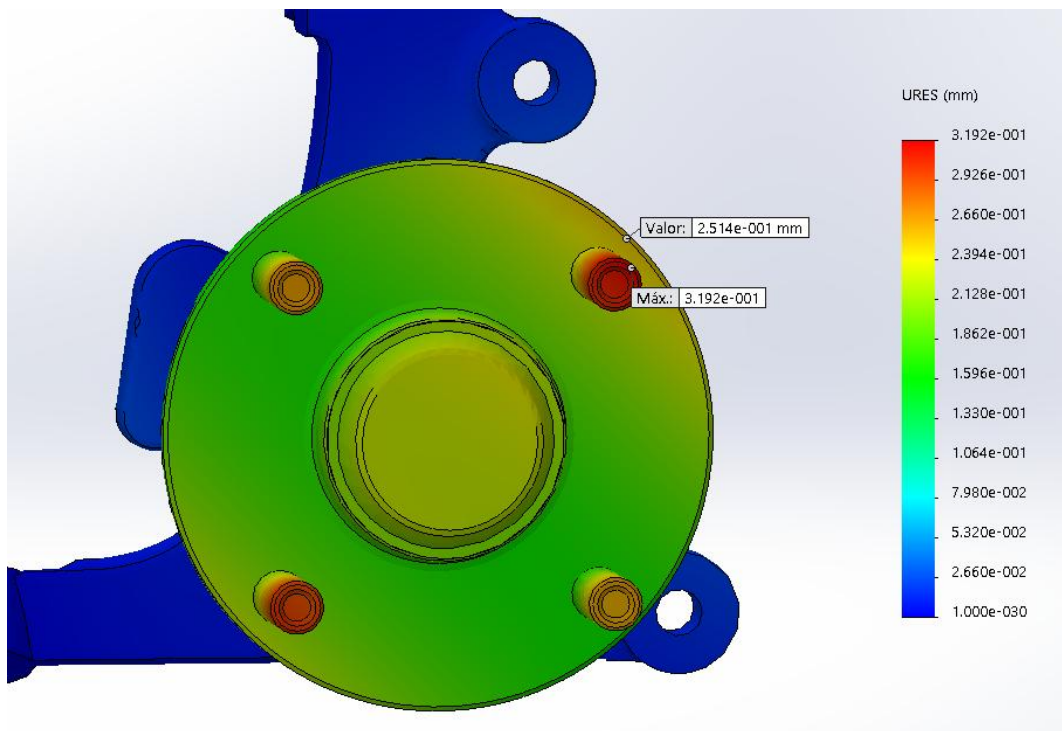


Figura 75 . Tensión Von Misses con CARGA MAXIMA 0/15/30/50mm



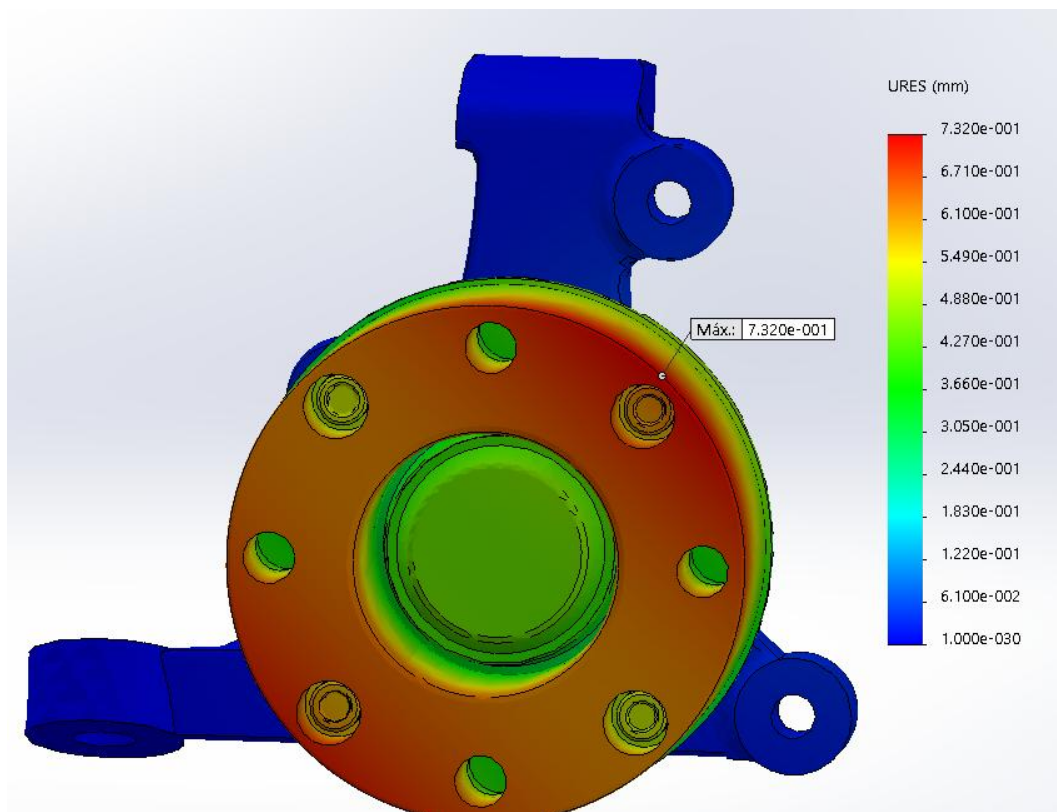
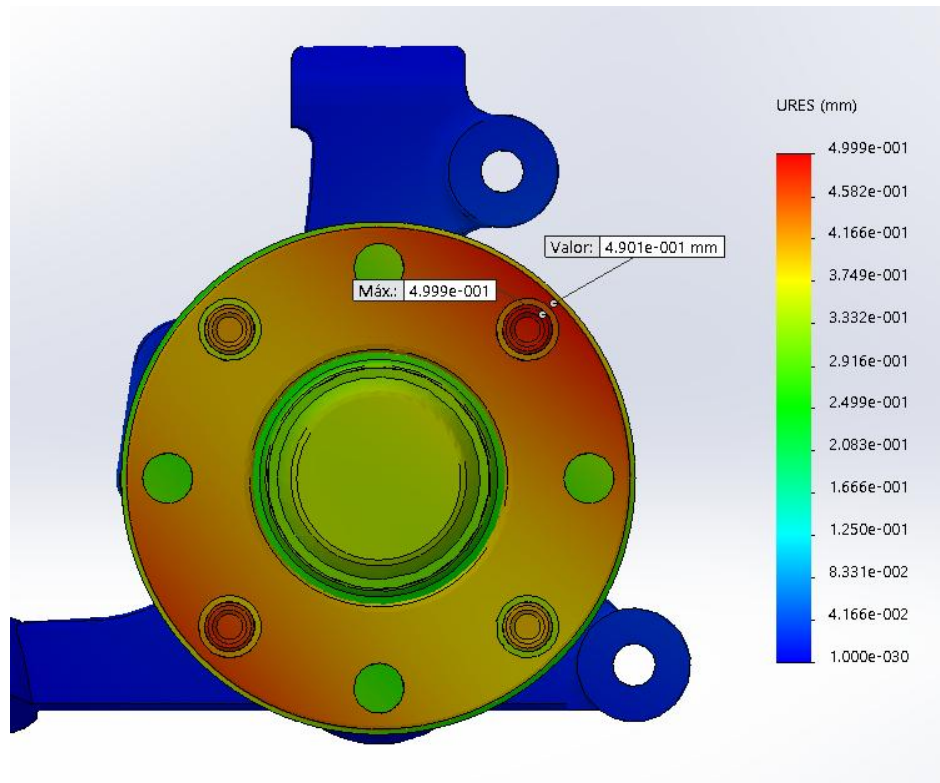
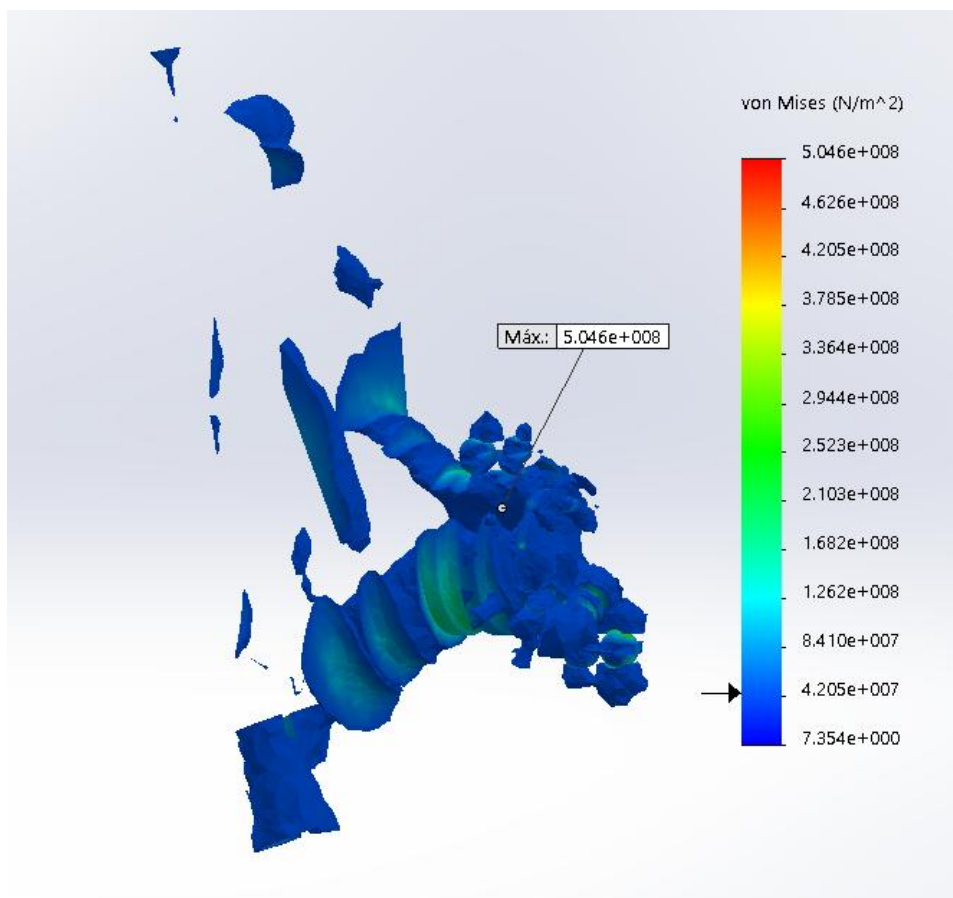
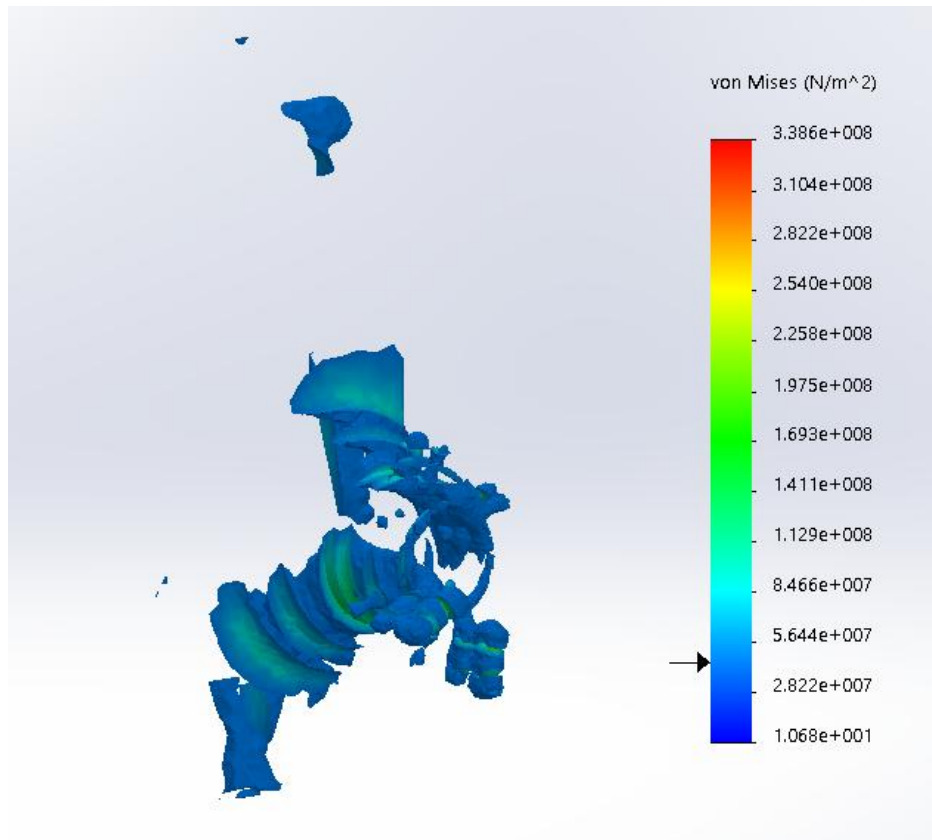


Figura 76 . Desplazamientos máximos con CARGA MAXIMA 0/15/30/50mm



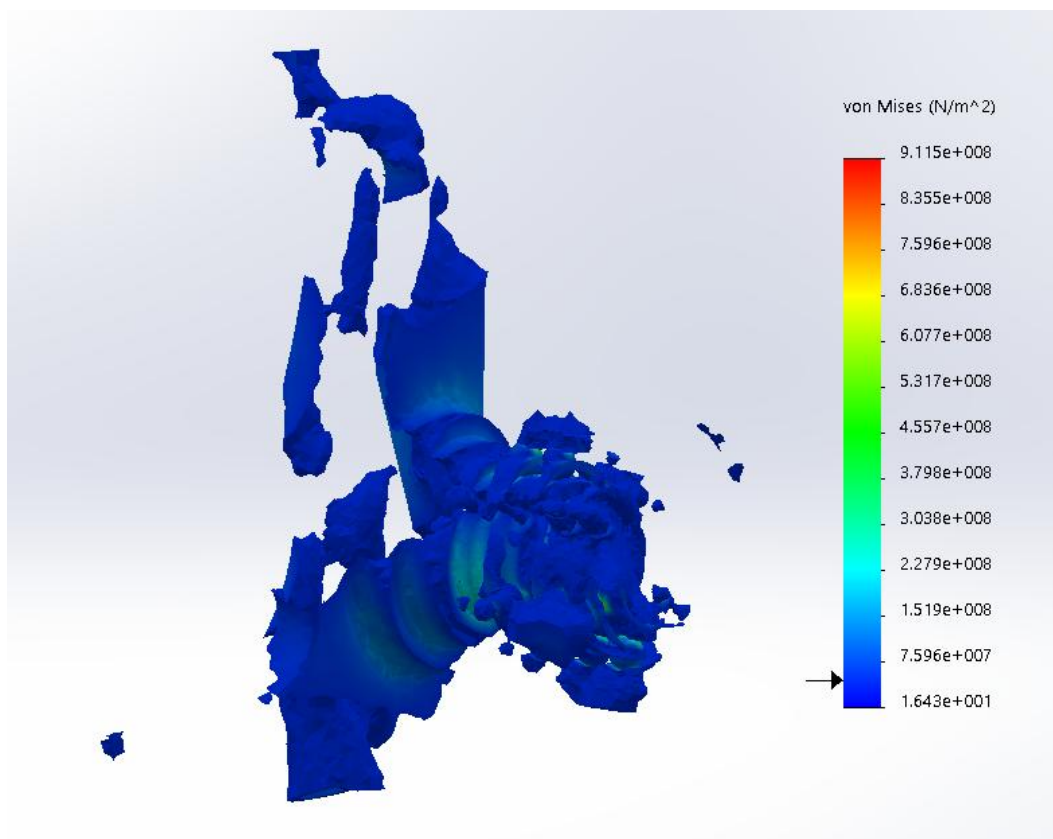
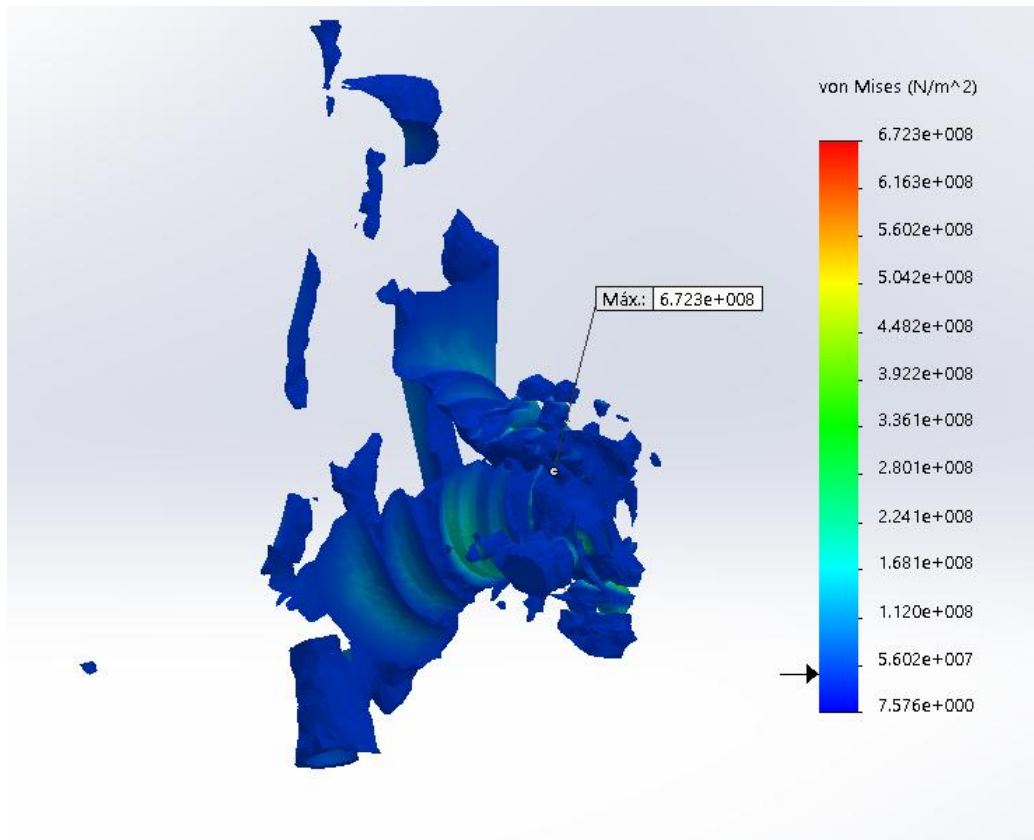


Figura 77. Corte Iso- superficie a 45Mpa CARGA MAXIMA 0/15/30/50mm