



Diseño y validación virtual de la estructura de un amortiguador McPherson para un vehículo plataforma “C”

Emiliano Jesús Ciabattari

Universidad Nacional de Rosario
Facultad de Ciencias Exactas, Ingeniería y Agrimensura
Escuela de Ingeniería Mecánica
Rosario, Argentina
2023

Diseño y validación virtual de la estructura de un amortiguador McPherson para un vehículo plataforma “C”

Emiliano Jesús Ciabattari

Proyecto Final de Ingeniería Mecánica presentado como requisito parcial para optar al
título de:
Ingeniero/a Mecánico/a

Director/a:

Ing. Pedro Sismondi – Ing. Guillermo Rodriguez – Ing. Juan Sismondi

Universidad Nacional de Rosario
Facultad de Ciencias Exactas, Ingeniería y Agrimensura
Escuela de Ingeniería Mecánica
Rosario, Argentina

2023

No sé cómo me veo al mundo, pero en lo que a mí respecta, me parece que solo he sido como un niño en la playa que disfruta encontrando aquí y allá una piedra más lisa que las demás. o un caparazón más elegante, mientras que el gran océano de la verdad yace completamente inexplorado ante mí.

Isaac Newton

Agradecimientos

A la Universidad Nacional de Rosario, la Facultad de Ciencias Exactas Ingeniería y Agrimensura, y a la Escuela de Ingeniería Mecánica, por darme las herramientas necesarias para el desarrollo académico y profesional, y por acompañarme en todo el proceso de aprendizaje, no solamente inculcándome las buenas prácticas en los ámbitos técnicos e ingenieriles, sino también en los aspectos éticos y morales.

A la empresa Fric rot saic, por la información provista para el desarrollo del presente trabajo y por la formación profesional en el ámbito del desarrollo de autopartes. En especial, al Ing.Trovato Alejandro y al Ing.Seward Gerard, por las recomendaciones en el proceso de adaptación de los ensayos físicos al mundo virtual.

Por ultimo a mi familia y amigos, por el constante soporte y acompañamiento durante todos los años de estudio.

Resumen

Recientemente, una terminal automotriz de renombre ha ofrecido la oportunidad de desarrollar la ingeniería, industrialización y provisión de los amortiguadores delanteros para un vehículo con características dimensionales específicas, conocido formalmente como automóviles “plataforma C”. Debido a la configuración geométrica completamente nueva de este vehículo, no es factible transferir un producto similar utilizado en aplicaciones anteriores. Esta singularidad representa un gran estímulo para el desarrollo ingenieril de nuevos componentes, el cual sirve como el punto de partida motivador para el presente trabajo.

Con base en la documentación técnica proporcionada (condiciones de borde), se han propuesto diferentes alternativas de diseño que cumplan con los requisitos técnicos del cliente. Estas propuestas también se ajustan a los estándares de diseño establecidos por la compañía desarrolladora.

Se han realizado un total de ocho ensayos virtuales, cada uno con distintas secciones. Utilizando la ingeniería asistida por computadora, se han llevado a cabo las pruebas, el rediseño y la validación de las propuestas de diseño planteadas. El objetivo fue asegurar que estas cumplan con los criterios de aceptación establecidos por la terminal automotriz.

Por motivos de confidencialidad, referiremos a la empresa automotriz como “cliente” a lo largo de este trabajo. Del mismo modo, el departamento de ingeniería de producto, donde el autor desempeña el rol de proyectista, lo identificaremos como “el proveedor”.

Palabras clave: Amortiguadores, configuración, ensayos, confidencialidad.

Abstract

Recently, a renowned automotive terminal has offered us the opportunity to develop the engineering, industrialization, and provision of front shock absorbers for a vehicle with specific dimensional characteristics, formally known as 'platform C' automobiles. Due to the completely new geometric configuration of this vehicle, it's not feasible to transfer a similar product used in previous applications. This uniqueness represents a great stimulus for the engineering development of new components, serving as the motivating starting point for this work.

Based on the provided technical documentation (boundary conditions), various design alternatives that meet the client's technical requirements have been proposed. These proposals also adhere to the design standards established by the developing company.

A total of eight virtual tests have been conducted, each with different sections. Using computer-aided engineering, the testing, redesign, and validation of the proposed designs have been carried out. The goal was to ensure that these designs meet the acceptance criteria set by the automotive terminal.

For confidentiality reasons, we will refer to the automotive company as 'client' throughout this work. Similarly, the product engineering department, where the author functions as a designer, will be identified as 'the provider'.

Keywords: Shock absorber, Geometric configuration, Virtual test, Confidentiality.

Contenido

Agradecimientos	4
Resumen	5
Abstract	6
Contenido	7
Ilustraciones	9
Introducción	12
Problema.....	14
Objetivos.....	15
Objetivo general	15
Objetivos secundarios	15
Capítulo 1: Revision tecnológica para la aplicación.....	16
Información del producto	16
Componentes a diseñar.....	19
Vástago	21
Apoyo del tope de compresión	22
Platillo soporte de espiral	23
Tubo carter.....	24
Soporte de barra estabilizadora	25
Toma inferior	26
Resto de componentes internos.....	27
Capítulo 2: Estudio de las condiciones de Contorno	28
Determinación de las longitudes iniciales	28
Límites dimensionales y geométricos	28
Creación del primer modelo CAD	30
Definición de las longitudes iniciales del vástago	31
Condiciones de resistencia y Durabilidad	33
Cargas y solicitaciones.....	33
Capítulo 3: Preparación de los ensayos virtuales	39
Hipótesis de los materiales	39
Modelo del material del vástago.....	41
Preparación del banco de pruebas virtual.....	42
Plan de validación.....	49
Capítulo 4: Diseño y validación virtual	51
Validación del diseño del vástago	51
Optimización del modelo CAD inicial.....	55
Validación del diseño de la estructura.....	57

Carga Accidental	60
Carga incidental	62
Carga Maxima.....	63
Carga de Fatiga	65
Validacion del diseño de la toma inferior	67
Validacion del diseño del soporte de barra estabilizadora	74
Validacion del diseño del platillo	81
Modos de falla obtenidos	87
Verificacion del montaje del apoyo del tope de compresión	89
Verificacion del diseño de la espiga de montaje.....	91
Armado de la estructura final obtenida.....	93
Conclusiones y recomendaciones.....	95
Conclusiones	95
Recomendaciones	95
Bibliografia	96
Anexo A.....	97
Anexo B	99
Anexo C	101
Anexo D	109
Anexo E.....	119
Anexo F	132
Anexo G	143
Anexo H	145
Anexo I – Especificacion de materiales.....	146

Ilustraciones

Figura 1: Diagrama de flujo utilizado para el diseño de los componentes a lo largo de este trabajo.	13
Figura 2: Prototipo diseñado por la terminal automotriz y sus puntos críticos de diseño.	14
Figura 3: Esquema del sistema de suspensión McPherson.....	16
Figura 4: Vista en seccion del sistema de suspensión McPherson.....	17
Figura 5: Modelo matemático que describe un sistema de suspensión pasivo.....	18
Figura 6: Configuración interna y geométrica de un amortiguador convencional doble tubo.	18
Figura 7: Esquema del producto a diseñar.....	19
Figura 8: Descripción general de los componentes de un amortiguador McPherson.	20
Figura 9 – Modelo CAD del bastidor.	21
Figura 10: Geometría de la Espiga de montaje.....	21
Figura 11: Vista en detalle del funcionamiento del apoyo del tope de compresión.	22
Figura 12: Esquema de contacto entre el espiral y el platillo soporte.	23
Figura 13: Sección del cuerpo de un amortiguador típico y sus vinculaciones con los componentes.	24
Figura 14: Esquema de conexión de la barra estabilizadora al amortiguador.....	25
Figura 15: Modelos tridimensionales de soporte de barra estabilizadora.	25
Figura 16: A la izquierda, esquema de conexión entre el amortiguador y el portamasa de la rueda del vehículo. A la derecha, componentes que hacen a la toma inferior.	26
Figura 17: Esquema de componentes internos estándar.	27
Figura 18: Filtrado de la documentación técnica suministrada por el cliente.	28
Figura 19: Esquema de posiciones máximas y mínimas del amortiguador, comprimido (1), de diseño (2) y extendido (3).	29
Figura 20: Primer análisis dimensional.	30
Figura 21: Concepto de Guiding ratio.	31
Figura 22: Puntos de control en donde se midieron las cargas en ensayo dinámico de vehículo.....	33
Figura 23: Matriz de carga relevada en campo.....	34
Figura 24: Especificación de ciclos para los ensayos de durabilidad.....	34
Figura 25: Condiciones de contorno para el diseño del platillo, y ubicación de la referencia gradual.....	35
Figura 26: Sectores en donde se debe aplicar la carga para los ensayos virtuales del platillo.	35
Figura 27: Magnitud de las cargas en compresión y rebote.....	36
Figura 28: Gráfica de fuerzas resultantes para cada caso de carga en el punto C.....	36
Figure 29: Gráfica de fuerzas resultantes para cada caso de carga en el punto R.....	37
Figura 30: Áreas de aplicación de las cargas especificadas en la tabla 4.	38
Figura 31: Curva esquemática de Tensión vs Deformación Ingeniería de un acero.....	39
Figura 32: Ecuación que se utiliza para transformar los valores de la curva tensión deformación de valores Ingenieriles a verdaderos. Los valores del lado derecho de la ecuación son: e =Alargamiento a la rotura [%] y S = Resistencia a la tracción.....	40
Figura 33: Curva bilineal empleada en el método de plasticidad de Von Mises.....	40

Figura 34: Graficas que representan los valores mencionados en las ecuaciones 3.1,3.2,3.3,3.4 y 3.5.	41
Figura 35: Esquematzacion de un modelo de material con endurecimiento superficial y valores de microdureza empíricos.....	42
Figura 36: Especificacion de ensayo de flexion de vastago de con tres puntos de apoyo.....	42
Figure 37: Resultados obtenidos a partir de dos probetas reales de Ø20.	43
Figura 38: Criterio de evaluación del ensayo de bending.	43
Figura 39: Set-up del ensayo de bending para el modelo de vastago propuesto.	44
Figura 40: Tipo de elementos usados para el mallado.....	45
Figura 41: Refinacion de malla en secciones de relevancia.	45
Figura 42: Paso de tiempo utilizado para todos los ensayos virtuales.....	46
Figura 43: Grafico de Fuerza vs Desplazamiento del ensayo virtual de bending.....	47
Figura 44: Comparacion visual entre un ensayo de flexion real y el modelo virtual obtenido.	47
Figura 45: Ensayo de flexion de 3 puntos: Desplazamientos resultantes	48
Figura 46: Ensayo de flexion de 3 puntos: Deformacion plástica equivalente.	48
Figura 47: Plan de validación virtual.	49
Figura 48: Relación entre los ensayos de validación y la forma física de los componentes o subensambles a validar.	50
Figura 49: Especificacion del cliente para el ensayo de flexion del vástago.....	51
Figura 50: Set-up de ensayo de flexion del vastago	53
Figura 51: Deformacion plástica equivalente en muestra 01-A, sin tratamiento térmico.....	54
Figura 52: Sigma Von Misses en muestra 01-E, de longitud minima.	54
Figura 53: Posible riesgo de introducción del vastago dentro del amortiguador.	55
Figura 54: Rediseño de la parte inferior de la estructura	56
Figura 55: Distancia de seguridad minima de 10mm.	56
Figura 56: Especificacion del ensayo de flexion de la estructura.....	57
Figura 57: Eje de referencia asociado al ensayo.	58
Figura 58: Tolerancias geometricas permitidas.....	59
Figura 59: Curva Plastic Strain – N° cycles para Acero.	59
Figura 60: Criterios de aceptación recomendados por el cliente para cada tipo de carga.	60
Figura 61: Set-up ensayo de flexion de estructura carga accidental.....	61
Figura 62: PEEQ [%] Tubo carter Ø45.3.....	61
Figura 63: Set-up ensayo de flexion de estructura carga incidental.....	62
Figura 64: Desplazamiento resultante en punto C para tubo de Ø45.3	63
Figura 65: Set-up ensayo de flexion de estructura carga máxima	63
Figura 66: Detalle de altura del vastago respecto del nominal para el ensayo 04.	64
Figura 67: Tension de Von Misses máxima en tubo carter Ø46.8	64
Figura 68: Tension de Von Misses máxima en tubo carter Ø45.3	65
Figura 69: Tension de Von Misses máxima en tubo carter Ø48	65
Figura 70: Set-up ensayo de flexion de estructura carga máxima	66
Figura 71: Detalle de altura del vastago respecto del nominal para el ensayo 05	66

Figura 72: Resultados de durabilidad en toma inferior Ø46.8	68
Figura 73: Proceso de diseño de la toma inferior	69
Figura 74: Tension de Von Misses en modelo final de toma inferior ante carga de tipo máxima [Mpa]	71
Figura 75: Tension de Von Misses en modelo final de toma inferior ante carga de tipo incidental [Mpa]	72
Figura 76: Tension de Von Misses en modelo final de toma inferior ante carga de tipo Accidental [Mpa]. ...	72
Figura 77: Modelo de estructura obtenido (MASA ACTUAL: 2,700 KG)	73
Figura 78: Documentacion tecnica otorgada para el desarrollo del modelo de soporte de barra estabilizadora.	74
Figura 79: Ensayo de soporte de barra estabilizara, especificacion propuesta por el cliente.	75
Figura 80: Set-up para el ensayo de traccion del soporte de barra estabilizadora	76
Figura 81: Proceso de diseño del soporte de barra estabilizadora	77
Figura 82: Tension de Von Misses y durabilidad en modelo final de SBE ante carga de tipo Maxima [Mpa].	78
Figura 83: Desplazamiento resutante y durabilidad en modelo final de SBE ante carga de tipo de carga Incidental [Mpa]	79
Figura 84: Modelo de estructura obtenido anteriormente, ahora con soporte de barra incorporado	80
Figura 85: Condiciones de borde para el diseño del plato soporte	81
Figura 86: Seccion del conjunto platillo - espiral	81
Figura 87: Proceso de creación del diseño del platillo soporte.	82
Figura 88: Condiciones de ensayo para el test de validación físico.	82
Figura 89: Criterior de aceptación para ensayo de carga axial en platillo soporte	83
Figura 90: Set-up para el ensayo de carga axial del platillo soporte de espiral.	84
Figura 91: Tension de Von misses y durabilidad en la muestra N°33, solución elegida	85
Figura 92: Pre ensamblado del modulo para vericacion de altura de plato. (MASA ACTUAL: 3,467 KG)	86
Figura 93: Correlacion entre el modo de falla obtenido en ensayo de durabilidad real y probetas de ensayo reales en estructura.	87
Figura 94: Correlacion entre el modo de falla obtenido en ensayo de durabilidad real y probetas de ensayo reales en soporte de barra estabilizadora	88
Figura 95: Esquema de posición del apoyo de tope de compresión	89
Figura 96: Detalles del Set-up en ensayo de clavado	90
Figura 97: Tension de Von en muestra N°36, la cual se alivio la interferencia	90
Figura 98 - Especificacion de torqueado de la espiga de montaje	91
Figura 99: Set-up del ensayo de tracción de la espiga de montaje	92
Figura 100: Resultados del ensayo 37	92
Figura 101: Amortiguador previo a armado de modulo.	93
Figura 102: Modelo final. Correspondencia con cada ensayo de validación.	93
Figura 103: Modulo de entrega a terminal automotriz	94

Introducción

El proceso se inicia con el contacto del cliente hacia el proveedor para abordar la resolución de un problema específico. En este contexto, se busca desarrollar un nuevo producto a nivel local, aprovechando las ventajas que esto conlleva, con la intención de que este producto diseñado se integre en su producto final.. Esto se conoce comúnmente como una propuesta de negocio. Para evaluar minuciosamente esta oportunidad, el proveedor requiere documentación técnica específica del producto a desarrollar, que abarca diversos aspectos e involucra a diferentes áreas, como el área comercial, logística e ingeniería. El departamento de ingeniería de producto analiza los datos técnicos y filtra la información necesaria para elaborar una propuesta.

La propuesta de diseño se fundamenta en la integración de datos de entrada suministrados por el cliente, estándares de diseño, restricciones geométricas y la selección de los materiales para los componentes. Estos factores, en conjunto, representan las variables a considerar durante todo el proceso de diseño. Esto culmina en la elaboración de un primer modelo tridimensional, generado mediante el uso de un software de diseño asistido por computadora.

Si bien la creación del modelo tridimensional es fundamental para verificar si el diseño atiende a las restricciones geométricas, no sirve de nada si no puede resistir las cargas y solicitaciones derivadas del comportamiento dinámico del vehículo. Es esencial realizar una validación bajo esas cargas para asegurar que este cumpla con los criterios de aceptación establecidos por el cliente.

La validación virtual es una forma de determinar la capacidad del diseño para resistir las fuerzas dinámicas del vehículo, evaluando su grado de resistencia y hasta que punto puede hacerlo. Al igual que la propuesta de diseño, esta validación se basa en diversas fuentes de información, como las cargas y solicitaciones definidas por el cliente, así como los criterios de aceptación para pruebas de resistencia estáticas y de durabilidad. Este algoritmo de prueba y verificación es enormemente útil, sobre todo para los componentes diseñados desde cero, ya que facilita la convergencia hacia una solución optimizada.

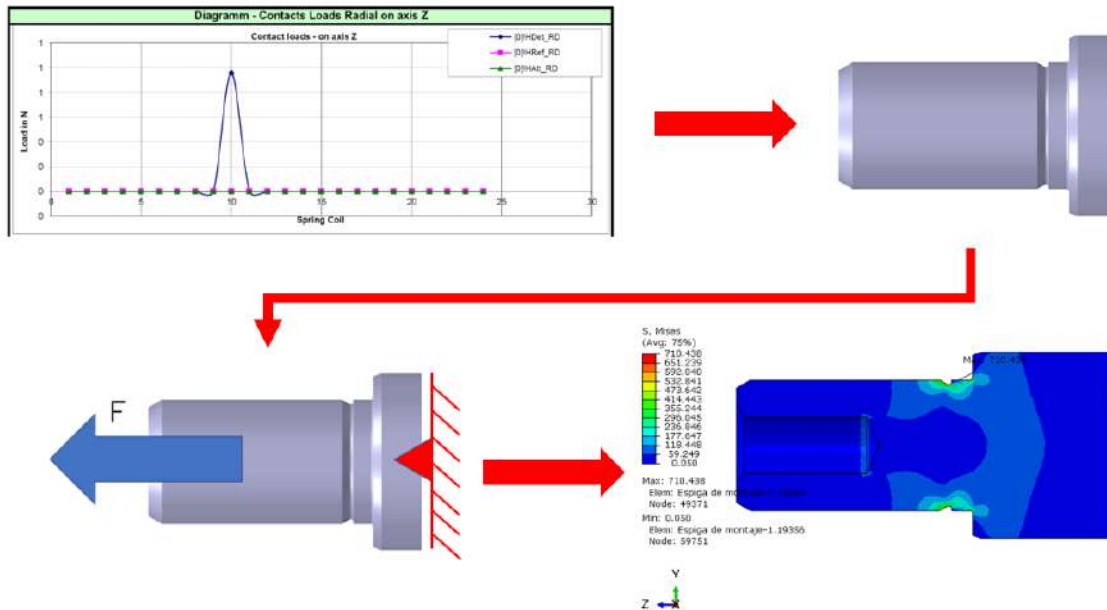


Figura 1: Diagrama de flujo utilizado para el diseño de los componentes a lo largo de este trabajo.

Usualmente, la validación virtual se da por concluida cuando el diseño cumple con todos los requisitos del cliente. No obstante, para el autor, es crucial respaldar estos ensayos con datos reales. Esto implica comparar los resultados obtenidos mediante ingeniería asistida por computadora con datos empíricos o mediante la observación del grado de coincidencia de los modos de falla. Estos métodos ofrecen indicios sobre la exactitud de la solución alcanzada.

Una vez alcanzada una solución final, se elabora el modelo tridimensional definitivo, validado en términos de resistencia y en cumplimiento con las restricciones geométricas establecidas. Este modelo es presentado al cliente junto con la documentación de ingeniería correspondiente. Posteriormente, tras analizar la propuesta, el cliente otorga la aprobación final del diseño virtual.

El alcance de este trabajo se enmarca en una etapa inicial de desarrollo, donde la ingeniería se enfoca principalmente en el entorno virtual. La validación definitiva para dar avance a fases productivas se llevara a cabo mas adelante, una vez fabricados los primeros lotes de prototipos y que estos, se sometan a las pruebas físicas en vehículo. La experiencia demuestra que un diseño inicial sólido evita problemas en etapas posteriores.

Problema

Como se menciona en la introducción, este proceso de desarrollo comienza cuando el cliente presenta un problema o necesidad, lo cual representa para el proveedor una nueva oportunidad de negocio.

El comportamiento dinámico de un vehículo está estrechamente ligado a la geometría de su carrocería y a la distribución de la masa según sea el diseño del chasis. Debido a la nueva configuración, el departamento de ingeniería de la terminal automotriz estima que esto generará cargas y solicitaciones diferentes a las de otros vehículos similares de la misma firma, lo que dificulta el proceso comúnmente conocido como 'carry over' de partes.

El cliente diseña un prototipo especial para capturar, a través de la ingeniería inversa, las nuevas cargas y solicitaciones. Además, la geometría de este prototipo es proporcionada al proveedor como el modelo a seguir, ya que este mismo ha sido ajustado a las exigencias dimensionales requeridas por el nuevo vehículo.

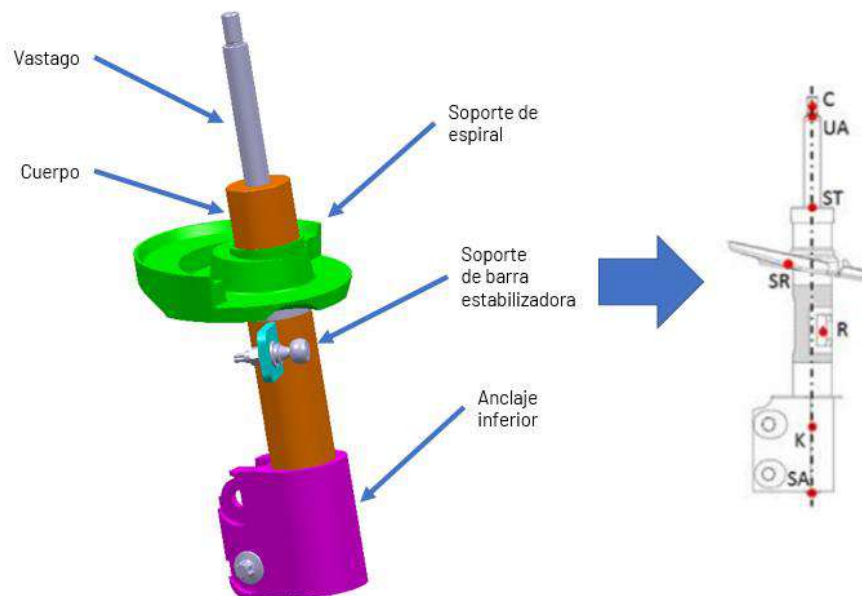


Figura 2: Prototipo diseñado por la terminal automotriz y sus puntos críticos de diseño.

Como se observa en la Figura 2, el prototipo presentado difiere en su geometría de un amortiguador convencional que se monta en vehículo, ya que en este, sus componentes principales, como el anclaje inferior y el soporte de espiral, son piezas mecanizadas, fabricadas específicamente con el propósito de poder registrar las cargas dinámicas del nuevo vehículo sin romperse. Sin embargo, este modelo, tal cual como se muestra, no es viable para la producción a escala industrial (1300 piezas por día), debido a los altos costos asociados a la fabricación de este tipo de piezas.

Objetivos

Objetivo general

El objetivo principal es crear un diseño industrializable a partir del prototipo suministrado por el cliente, y que este, cumpla con las siguientes premisas:

- Las dimensiones y geometría del modelo deben estar acorde a los requisitos de montaje exigidos por el cliente.
- El modelo propuesto debe poder soportar tanto en resistencia como en durabilidad las cargas exigidas.
- El modelo final debe tener una masa máxima de 3,700 kg

The maximum mass authorized for the ENS shock absorber in running state (filled with oil), is in the table.

Front axle	Mass
VB31	3,7 kg
VB33	TBD
VB34	4,2 kg

Figura 3: Requerimiento de masa máxima permitida para el modelo VB31.

Fuente: Documentación técnica del cliente

Objetivos secundarios

- Respetar los estándares de diseño de la compañía desarrolladora.
- Adecuar el modelo para utilizar los materiales estándar que la compañía recomienda para este tipo de aplicaciones.

Capítulo 1: Revisión tecnológica para la aplicación

Información del producto

La experiencia como desarrolladores de este tipo de productos nos brinda orientación en el proceso de diseño y validación. Sin embargo, nos enfrentamos a un desafío al tener que crear algunos componentes desde cero, ya que generalmente las terminales automotrices emplean partes de aplicaciones anteriores, evitando la necesidad de desarrollar nuevas piezas. Esta situación plantea un nuevo interrogante: la elección de la configuración geométrica que mejor se alinee con el prototipo previamente presentado.

Al Analizar los datos de entrada, se determina que el amortiguador corresponde al tipo McPherson, un diseño creado para que dicho amortiguador sea parte vital del sistema de suspensión. Asimismo, se requiere desarrollar un diseño industrializable para los componentes que en el prototipo, se obtienen a partir de un proceso de maquinado.

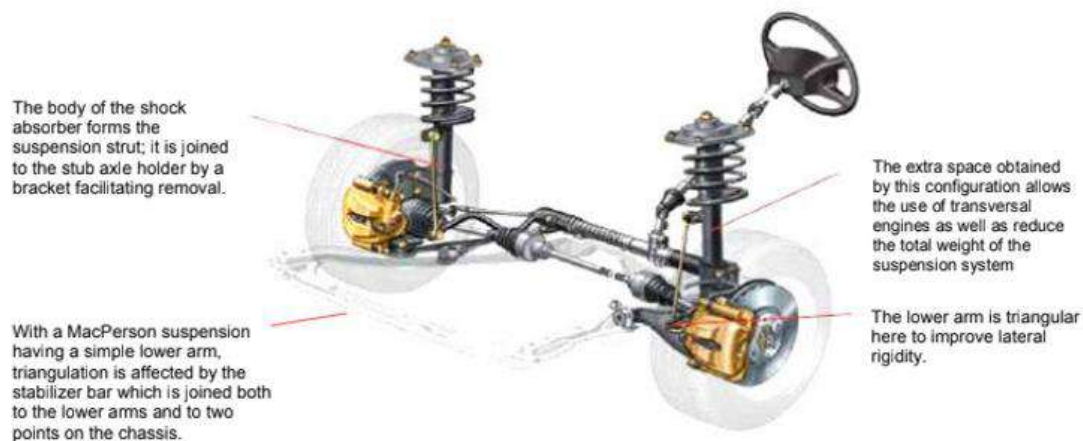


Figura 3: Esquema del sistema de suspensión McPherson.

Fuente: Monroe (2004). Shock absorber fundamentals – Part 1

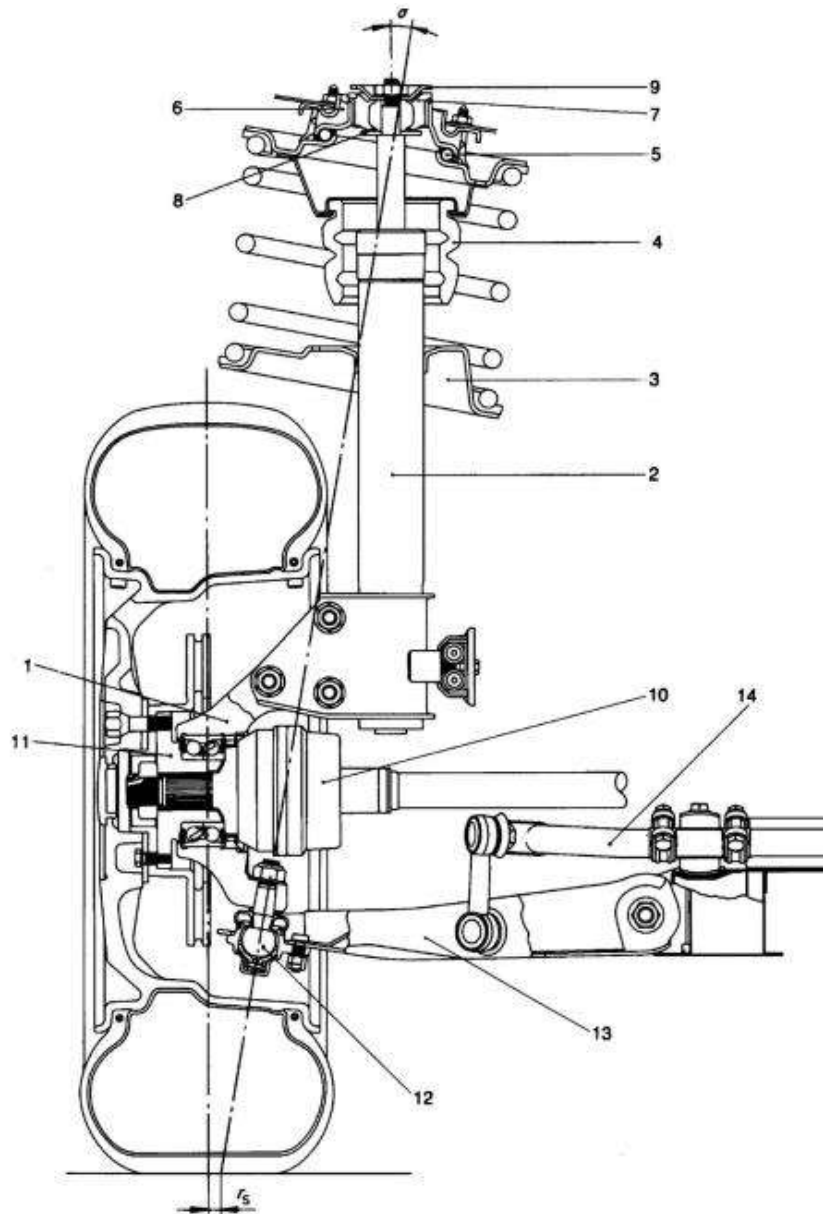


Figura 4: Vista en seccion del sistema de suspensión McPherson.

Fuente: John C. Dixon (2007). *Shock absorber Handbook – Second edition*.

El modelo matemático que describe un cuarto de vehículo ilustra como se transmite el movimiento desde la superficie de rodadura hacia la carrocería. Los amortiguadores del tipo Mcpherson cumplen un rol de estructura, al ser una parte directa de contacto. Este propósito obliga a que tenga una rigidez particular, teniendo en cuenta la posición relativa que debe adoptar según requiera la dinámica del vehículo.

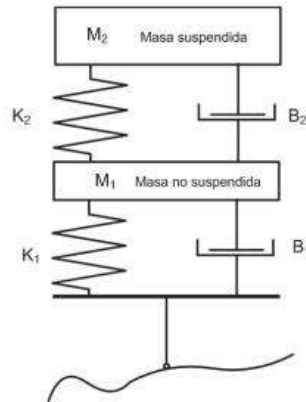


Figura 5: Modelo matemático que describe un sistema de suspensión pasivo..

Fuente: Jorge Hurel (2017). Modelado Físico y matemático del Sistema de suspensión de un cuarto de Vehículo.

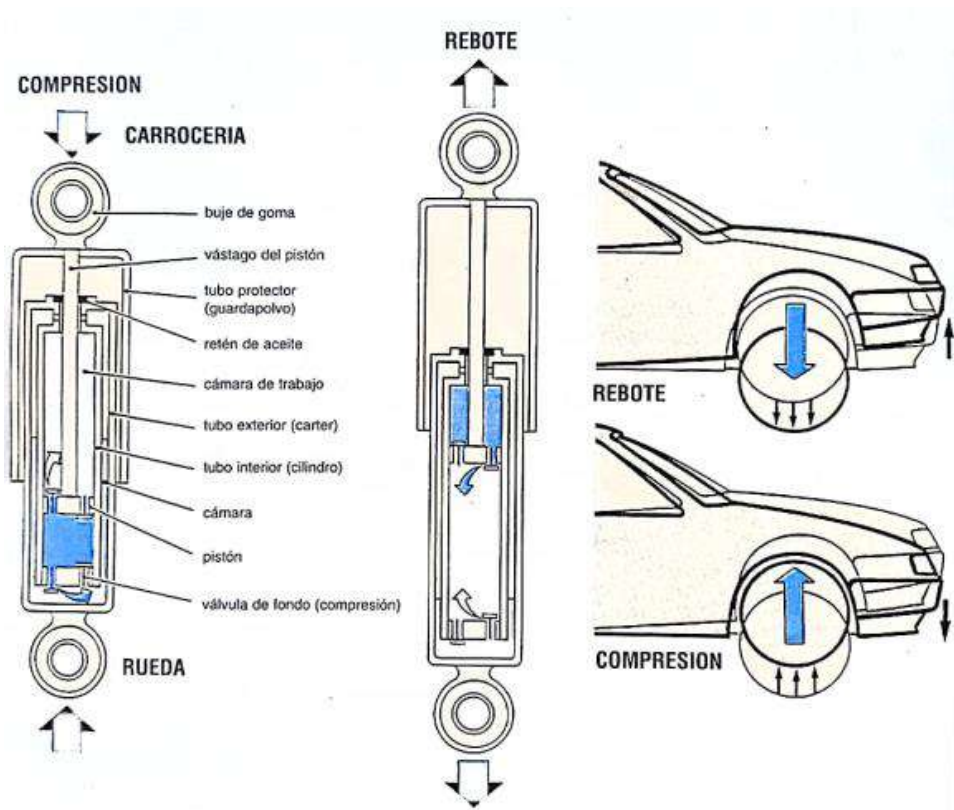


Figura 6: Configuración interna y geométrica de un amortiguador convencional doble tubo.

Fuente: Monroe (2004). Capacitación técnica

[Descripción]

1. Vástago
2. Apoyo del tope de compresión
3. Platillo soporte de espiral
4. Tubo carter (Estructura/Cuerpo)
5. Soporte de barra estabilizadora
6. Toma inferior
7. Tope de compresión

Al observar la Figura 7, se notará que solamente se han indicado algunos componentes. En este estudio, el diseño interno del amortiguador, en lo referido a componentes, será elegido siguiendo los estándares de diseño de la compañía desarrolladora. Para una descripción detallada, se remite a la figura siguiente.

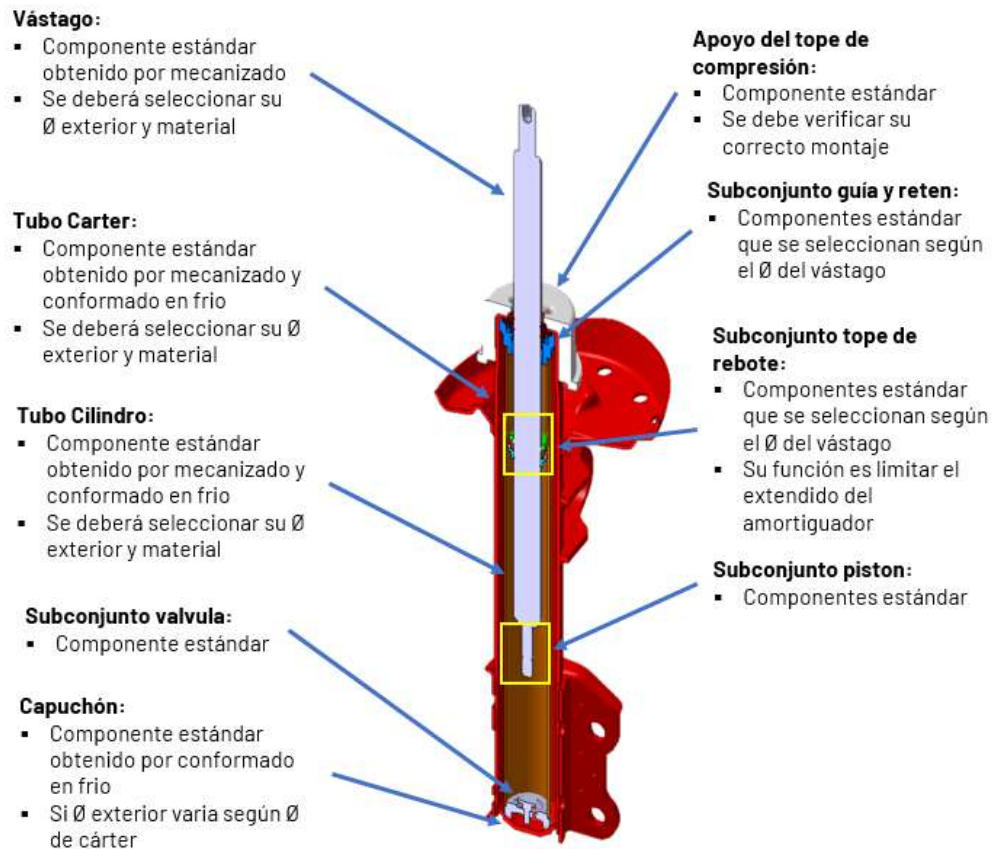


Figura 8: Descripción general de los componentes de un amortiguador McPherson.

Vastago

En la configuración McPherson, este componente es el encargado de vincular la carrocería con el sistema de suspensión. Posee en unos de sus extremos a la espiga de montaje, y por otro a la espiga de piston, como se observa en la siguiente imagen:



Figura 9 – Modelo CAD del vastago.

- Material: SAE 1035/1045
- Tratamiento térmico: Templado por inducción en la superficie de contacto
- Terminación superficial: Rectificado, pulido y Cromado.
- Geometria de la espiga de montaje especificada por el cliente: Se verificara la tracción según la carga exigida en documentación técnica.

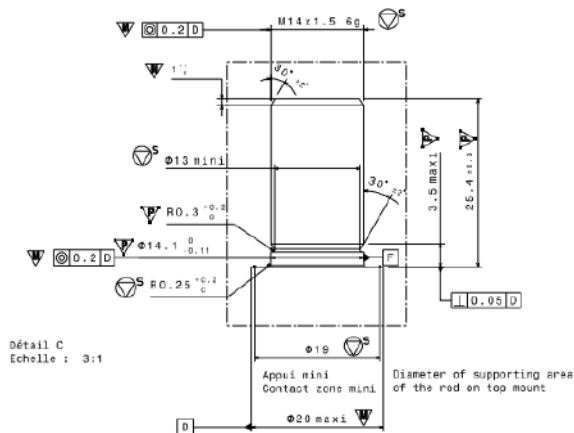


Figura 10: Geometria de la Espiga de montaje.

- Geometria de la espiga de piston: Estandar del proveedor
- Diametro: A seleccionar según ensayo de flexion. Los estándares del proveedor son de Ø20mm y Ø22mm.
- Longitud: A definir según los resultados de los ensayos de validación y los análisis de diseño.

Apoyo del tope de compresión

Su función es proteger al reten de los sucesivos golpes del tope de compresión. Se vincula al cuerpo del amortiguador por medio de una operación de clavado.

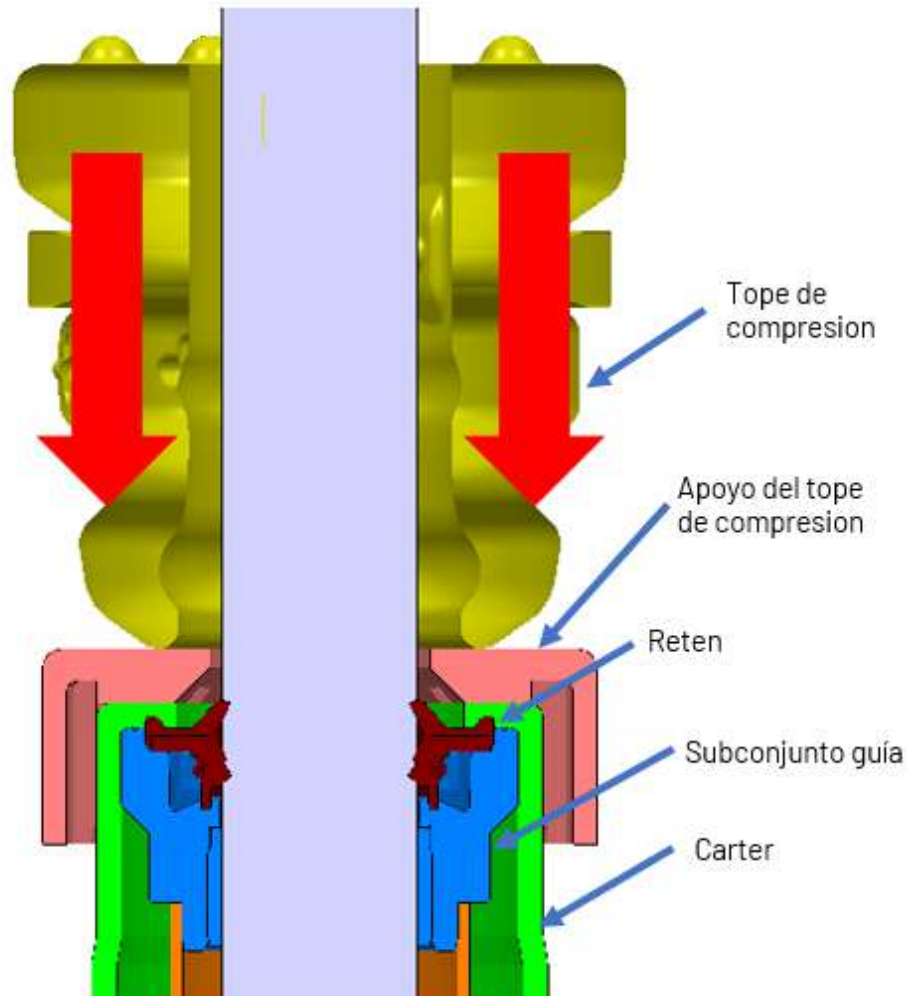


Figura 11: Vista en detalle del funcionamiento del apoyo del tope de compresión.

- Geometría: Parte de un componente estándar, se debe ajustar el diámetro de clavado para que no tenga una interferencia excesiva. Se verificara mediante CAE (Ingeniería asistida por computadora).
- Material: PP (Polypropileno) ó PA66 (Polyamida).

Platillo soporte de espiral

Es el encargado de sostener al espiral, elemento elástico del sistema de suspensión, absorbiendo la energía acumulada en el movimiento del vehículo (ver Figura 6).

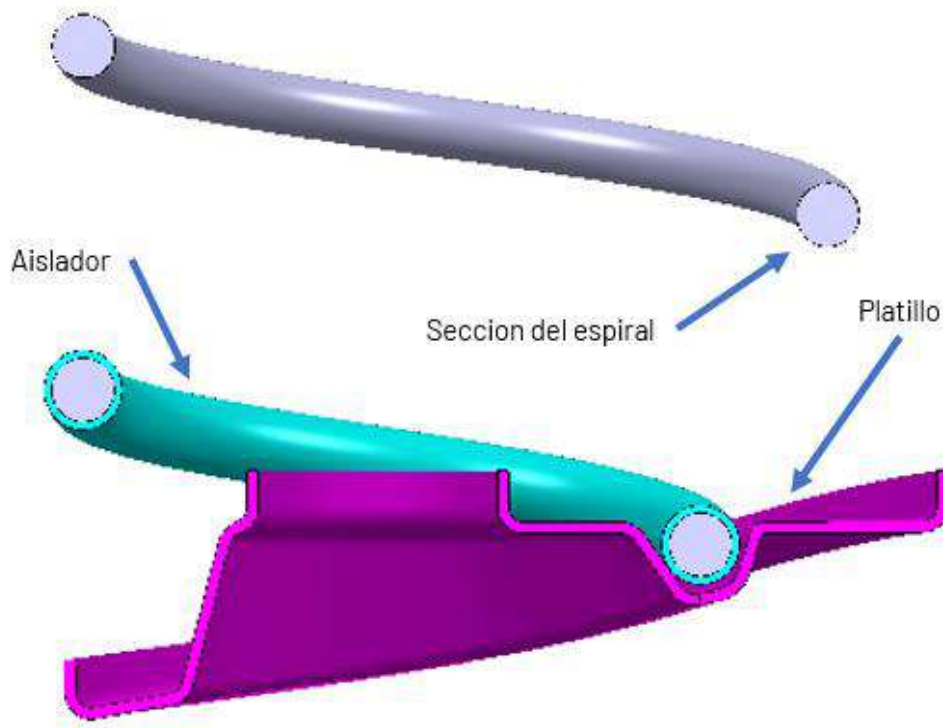


Figura 12: Esquema de contacto entre el espiral y el platillo soporte.

- Geometría: La función principal del apoyo del espiral será brindar soporte en las áreas de contacto especificadas en la documentación técnica. El cuello, que es donde este se une al tubo carter mediante interferencia y soldadura, puede presentarse en ambas direcciones. Estos aspectos se definirán durante los ensayos de resistencia y durabilidad. El resto de la geometría se ajustará según el modelo tridimensional del espiral proporcionado por el cliente
- Modo de obtención: Estampado en frío y calibrado de cuello final.
- Material: IRAM IAS U-500-F24 ó MLC 350/380/420 en los espesores disponibles.
- Diámetro del cuello: Se definirá acorde al diámetro seleccionado para el tubo carter.

Tubo carter

Constituye la mayor parte de la estructura del amortiguador, siendo el soporte de la estructura interna y de los vínculos externos.

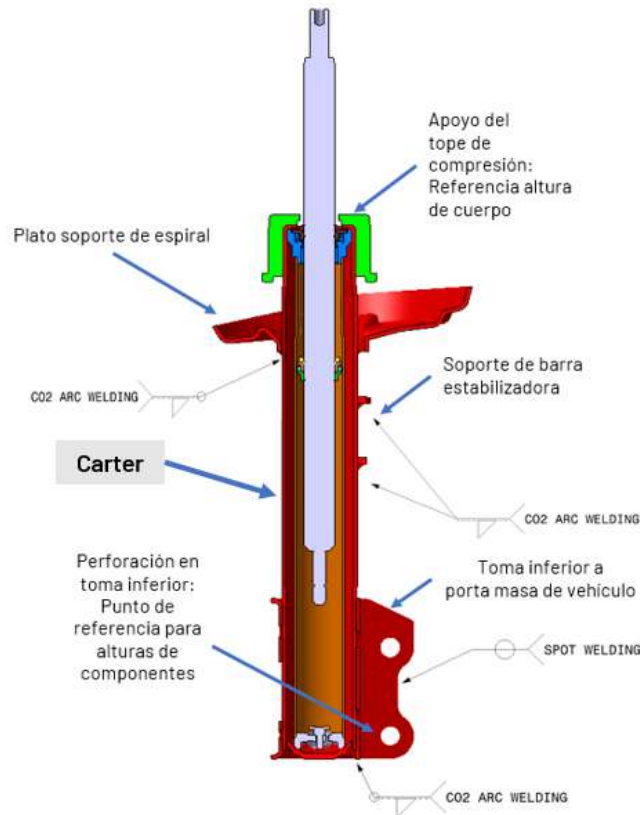


Figura 13: Sección del cuerpo de un amortiguador típico y sus vinculaciones con los componentes.

- Geometría y modo de obtención: El tubo carter parte de un caño con costura, que luego se trefila para ajustar dimensiones y aumentar su resistencia. Por la parte superior se calibra al diámetro exterior de la guía estándar a usar y por debajo se deja recto para su posterior clavado dentro de la toma inferior.
- Material: SAE 1021 (Trefilado). Es un material estándar para este tipo de aplicaciones.
- Diámetro del tubo: $\varnothing 45.3 - \varnothing 46.8 - \varnothing 48$
- Espesor: 2,5mm (estándar)

Toma inferior

Es la vinculación entre el cuerpo del amortiguador y el portamasa de la rueda del vehículo.

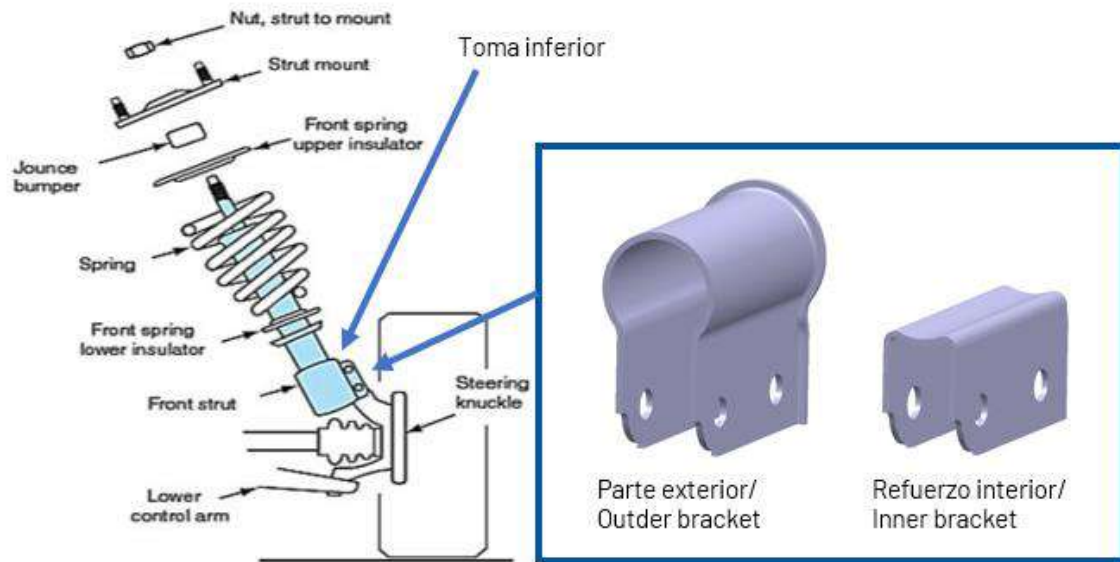


Figura 16: A la izquierda, esquema de conexión entre el amortiguador y el portamasa de la rueda del vehículo. A la derecha, componentes que hacen a la toma inferior.

- Geometría: Al igual que con el soporte de barra, hay una variedad de diseños basados en el sistema de suspensión disponible. En nuestro caso, disponemos de una geometría prototipo que servirá como punto de partida para el diseño. Este componente, en su mayoría, está conformado por dos partes: una externa que rodea el tubo carter, y un refuerzo interno que entra en contacto con el portamasa, salvo algunas excepciones donde la pieza es un solo componente de mayor espesor, lo cual no aplicara para este proyecto.
- Material: IRAM IAS U-500-F-24 ó MLC 350/380/420 con los espesores disponibles.
- Puntos de soldadura: La cantidad depende del diseño adoptado.
- Diametro de clavado: Este componente, se monta al tubo carter por medio de una operación de clavado, con lo cual existe un grado de interferencia y el diámetro dependerá del tubo carter adoptado. Una vez posicionado, este se suelda por su seccion inferior.

Resto de componentes internos

Además de los componentes mencionados en secciones anteriores, existe una serie de piezas que completan la estructura del amortiguador. Estas piezas son estándar y se seleccionarán a medida que se vayan validando los componentes.

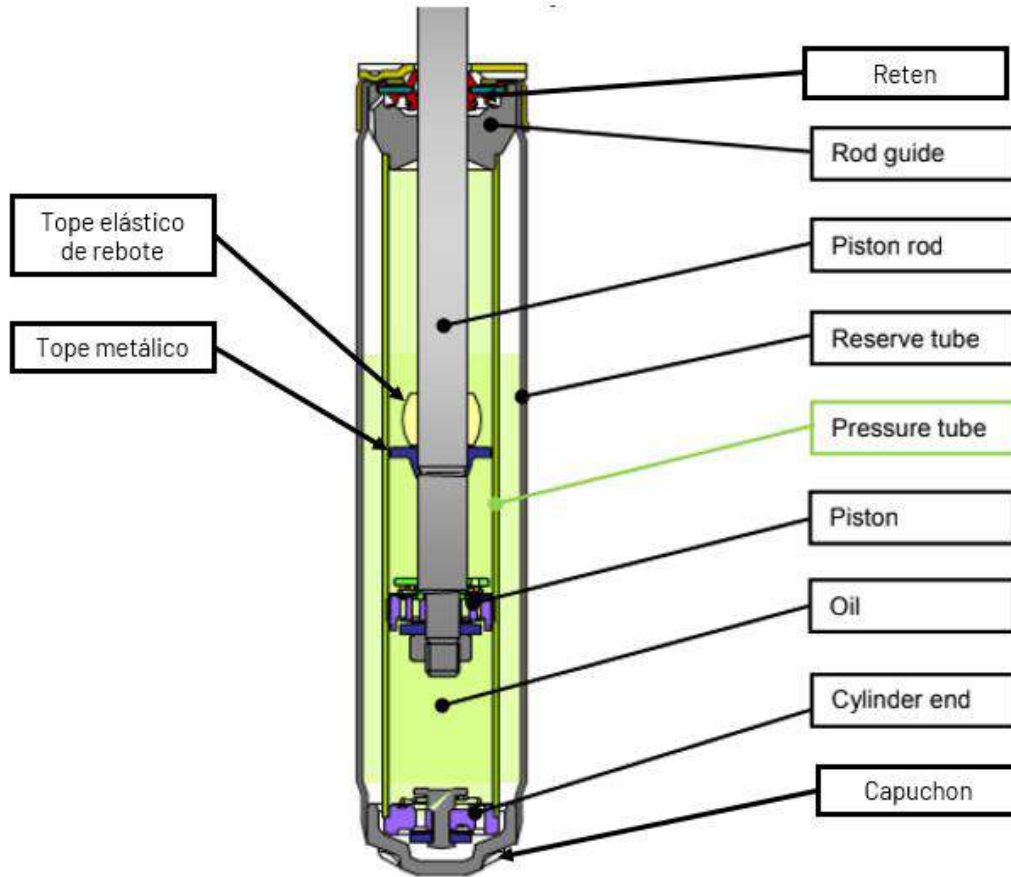


Figura 17: Esquema de componentes internos estándar.

Capitulo 2: Estudio de las condiciones de Contorno

Determinacion de las longitudes iniciales

Limites dimensionales y geométricos

El amortiguador, en todas sus variantes, incluye tres medidas principales que son dinámicas, permitiendo el movimiento de apertura y cierre, conocido técnicamente como "compresión y rebote". Aunque estas medidas pueden tener cierto grado de flexibilidad en las tolerancias dimensionales, es crucial respetarlas, ya que están vinculadas al rango de movimiento del sistema de suspensión. Además, existen otras medidas límite que deben ser respetadas, como las posiciones y la forma de los anclajes (como el soporte de la barra estabilizadora, el platillo soporte de la espiral, la toma inferior, entre otras).

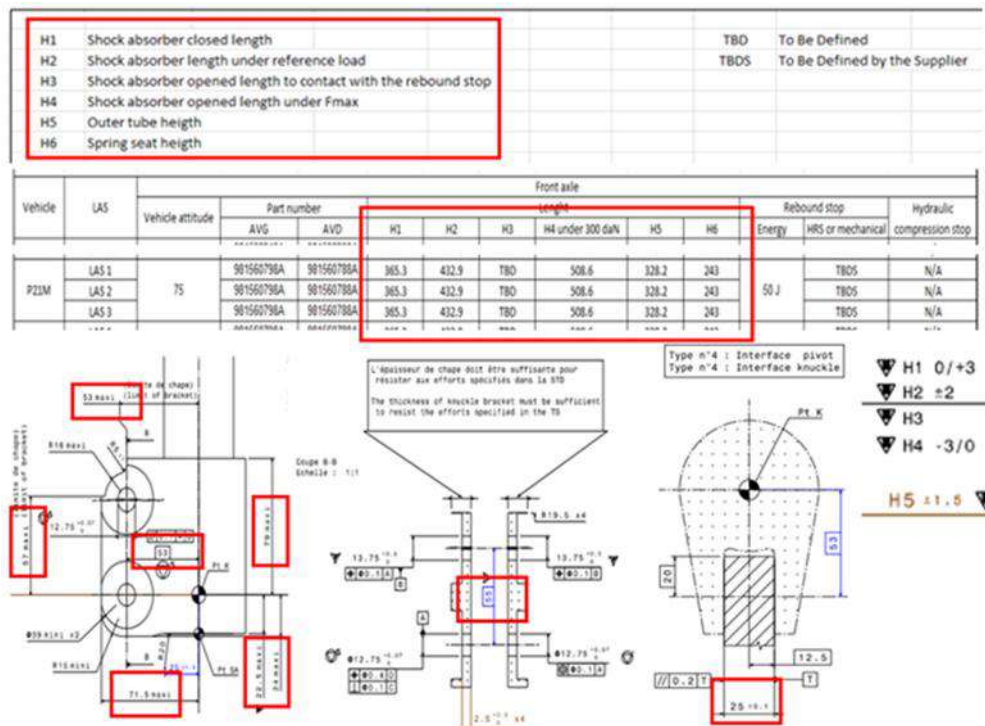


Figura 18: Filtrado de la documentacion tecnica suministrada por el cliente.

Tabla 1: Parametros de entrada para modelado de la primer propuesta

Parametros de entrada	Requerido por cliente	Propuesta del proveedor	Comentario
Posicion extendido	507.6 -3/+0mm	507.6 -3/+0mm	Condicion limite
Posicion en vehiculo	432.9 $\pm$ 2mm	432.9 $\pm$ 2mm	Condicion limite
Posicion comprimido	365.3 +3/libre mm	365.3 +3/libremm	Condicion limite
Altura del cuerpo	328.2 $\pm$ 1.5mm	328.2 $\pm$ 2mm	Condicion limite
Altura del soporte de barra	177 Teorico	177 $\pm$ 1.5mm	Condicion limite de montaje
Altura del platillo	243 $\pm$ 1.2mm	243 $\pm$ 1.5mm	Condicion limite
Distancia del centro del a las perforaciones de la toma inferior	53 Teorico	53 $\pm$ 1mm	Condicion limite
Distancia entre perforaciones de la toma inferior	55 Teorico	55 $\pm$ 0,5mm	Condicion limite
Diametro de tubo carter	51mm maximo	45.3/46.8/48 ó 50.8mm	Diametros estándar
Diametro del vastago	20mm	20mm ó 22mm	Diametros estándar

Estos limites geometricos, obtenidos a partir del analisis de la documentación técnica y del modelo tridimensional del prototipo, actuaran como referencia para la creacion del primer modelo CAD (Ingenieria asistida por computadora). Este modelo inicial será fundamental para verificar la puesta a punto de los ensayos de validación y determinar la longitud de los componentes para los primeros ensayos.

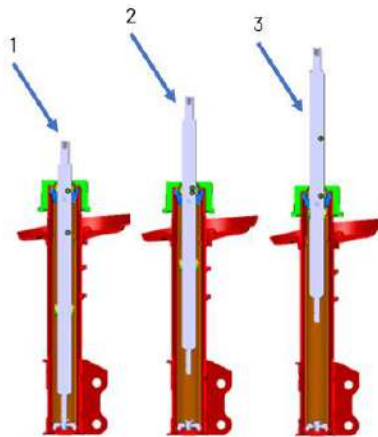


Figura 19: Esquema de posiciones máximas y mínimas del amortiguador, comprimido (1), de diseño (2) y extendido (3).

Creacion del primer modelo CAD

Para someter la geometría ante cargas y solicitaciones en un ensayo virtual, es de suma importancia establecer un modelo inicial conforme a las limitaciones dimensionales y geométricas identificadas previamente. Este análisis proporciona los rangos de dimensiones máximas y mínimas para asegurar que el producto final se integre sin inconvenientes en el montaje del vehículo.

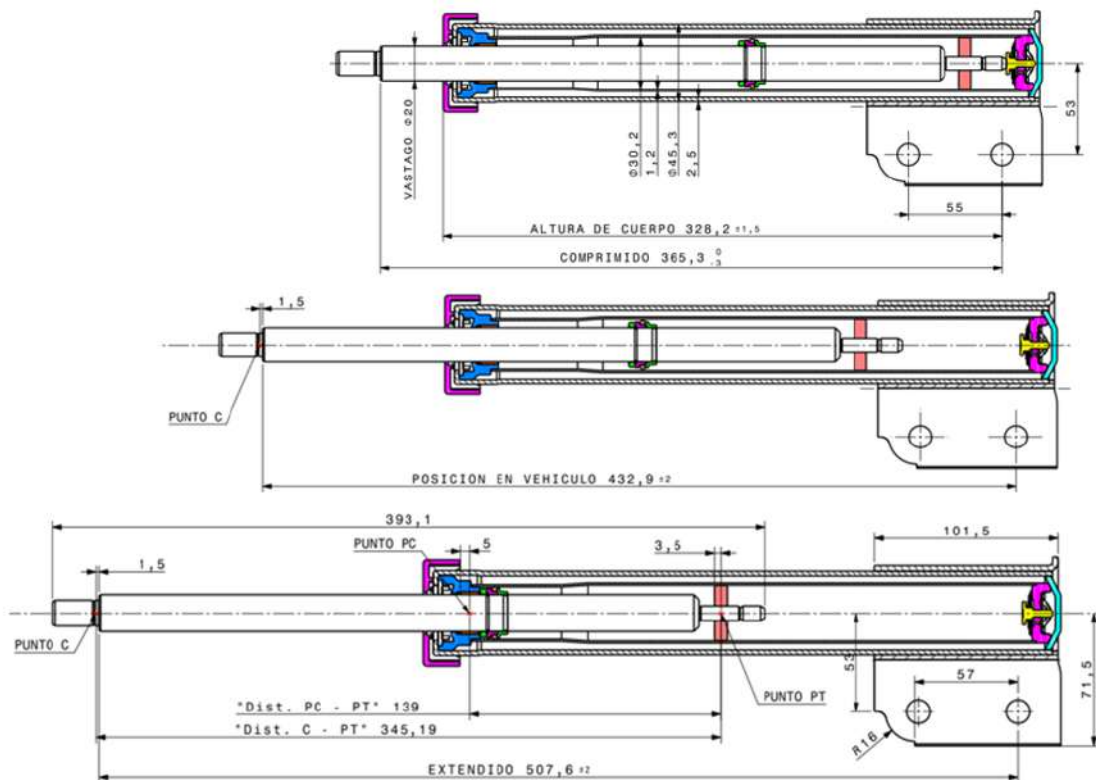


Figura 20: Primer análisis dimensional

Se puede hacer foco en varios puntos respecto a la Figura 20. Primero, se ve que los límites dimensionales establecidos en la Tabla 1 pueden cumplirse satisfactoriamente. Segundo, se introducen nuevos parámetros y puntos de referencia:

- Punto C: Presentado inicialmente en la Figura 2, actúa como referencia para la espiga de montaje, donde se aplicarán las fuerzas derivadas de las pruebas dinámicas en el vehículo.

- Punto PC: Esta ubicado en el centro del buje de apoyo de la guía del vastago. Es importante ya que ahí, se produce una fuerza de reacción de gran magnitud cuando se aplica una carga en el punto C.
- Punto PT: Esta ubicado en el centro del apoyo del cuerpo del piston. Al igual que el punto PC, soporta una fuerza de reacción producida al aplicar una carga en el punto C.

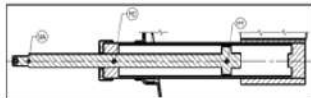
Definicion de las longitudes iniciales del vastago

No solamente las condiciones de contorno dimensionales expuestas en la Tabla 1 condicionan nuestro primer modelo, sino que también, se introduce en nuestro trabajo el concepto de “Guiding ratio”, que no es mas que la relación entre la distancias PC-PT y C-PT, tal como lo muestra la siguiente imagen:

2.4. GUIDING RATIO

The definition of shock absorber guiding ratio is defined by the following equation (in maximum open position)

$$R_{guidage} = \frac{\text{distance between points } P_c | P_t}{\text{Distance between points } C | P_t}$$



There is no acceptance criterion for this parameter, however with regard the validation tests for mechanical endurance, it is mandatory that this information must be mentioned on the supplier drawing for information.

NB: through feedback, [] will recommend a value Rg Ideally around 0.33 but the accepted minimum is > 0.27 for a front shock absorber.

Figura 21: Concepto de Guiding ratio

Fuente: Documentacion técnica del cliente

Vemos que el cliente recomienda un “Rg” de alrededor de 0.33, y que el minimo posible debe ser mayor a 0.27. Este nuevo concepto, nos permite tener un criterio para definir la longitud del vastago. Analizando el caso propuesto tenemos:

$$\text{Distancia } PC - PT \text{ obtenida: } 139\text{mm} \quad (2.1)$$

$$\text{Distancia } C - PT \text{ obtenida: } 345,19\text{mm} \quad (2.2)$$

$$R_{guidage} = \frac{\text{Distancia entre puntos } PC-PT}{\text{Distancia entre puntos } C-PT} \quad (2.3)$$

$$Rg \text{ (Actual obtenido): } \frac{139mm}{345.19mm} = 0.40 \text{ (2.4)}$$

$$Rg \text{ recomendado} = \frac{PC-PT}{C-PT} \rightarrow 0.33 = \frac{PC-PT}{345.19mm} \rightarrow PC - PT_{(Rg=0.33)} = 113.91mm \text{ (2.5)}$$

$$C - PT_{Rg=0.33} = C - PT_{Rg=0.40} - (PC - PT_{Rg=0.40} - PC - PT_{Rg=0.33}) = 345.19mm - (139mm - 113.91mm) = 320.1mm \text{ (2.6)}$$

$$Rg \text{ minimo} = \frac{PC-PT}{C-PT} \rightarrow 0.27 = \frac{PC-PT}{345.19mm} \rightarrow PC - PT_{(Rg=0.27)} = 93.20mm \text{ (2.7)}$$

$$C - PT_{Rg=0.27} = C - PT_{Rg=0.40} - (PC - PT_{Rg=0.40} - PC - PT_{Rg=0.27}) = 345.19mm - (139mm - 93.20mm) = 299.4mm \text{ (2.8)}$$

Al analizar los resultados, se identifican tres opciones para la longitud inicial del vástago. Esta solución propuesta es interesante, ya que podría conducir a una reducción de masa del vástago, considerando la limitación máxima permitida. Desde el punto de vista económico, la reducción de longitud permitiría obtener más vástagos por barra de materia prima. Finalmente, la elección de la longitud definitiva se confirmará una vez terminando el ensayo de flexión del vástago.

$$C - PT_{Rg=0.40} = 345.19mm \text{ (2.9)}$$

$$C - PT_{Rg=0.33} = 320.1mm \text{ (2.10)}$$

$$C - PT_{Rg=0.27} = 299.39mm \text{ (2.11)}$$

Condiciones de resistencia y Durabilidad

Cargas y solicitaciones

Las demandas de resistencia mecánica y durabilidad a imponer en nuestro diseño son proporcionadas por el cliente a través de componentes de fuerza, aplicadas en direcciones alineadas con un eje de referencia conocido. La resultante de estas componentes están asociadas a varios puntos ubicados en zonas críticas del amortiguador, y su magnitud varía según las condiciones a las que se haya sometido el vehículo prototipo en campo.



Figura 22: Puntos de control en donde se midieron las cargas en ensayo dinámico de vehículo.

Como se mencionó previamente, las cargas se representan en componentes y se dividen en cuatro tipos: Accidentales, Incidentales, Máximas y de Fatiga, ordenadas de mayor a menor severidad. Estos cuatro ítems se subdividen en diversas situaciones dinámicas del vehículo, distribuyendo la carga correspondiente a cada punto, como se muestra en la siguiente imagen.

Accidental load

		FX (daN)	FY (daN)	FZ (daN)	MX (daN.m)	MY (daN.m)	MZ (daN.m)	Delta rod (mm)
Braking	K	193,37	44,18	587,25	-17,53	68,89	0,28	-43,3
	ST	0,00	0,00	-89,14	-0,14	-1,32	0,00	
	R	-3,77	-0,30	-6,40	0,00	0,00	0,00	
	SR	8,03	34,46	-491,70	0,00	0,00	0,00	
	C	-197,63	-78,35	0,00	0,77	4,90	-0,05	
		FX (daN)	FY (daN)	FZ (daN)	MX (daN.m)	MY (daN.m)	MZ (daN.m)	
Transversal Impact Wheel down	K	-15,62	229,42	402,80	-94,35	-5,99	0,00	-7,0
	ST	0,00	0,00	-3,52	0,00	0,01	0,00	
	R	-0,30	-0,18	-1,71	0,00	0,00	0,00	
	SR	-0,49	24,46	-397,58	0,00	0,00	0,00	
	C	16,41	-253,70	0,00	0,11	-0,47	0,00	
		FX (daN)	FY (daN)	FZ (daN)	MX (daN.m)	MY (daN.m)	MZ (daN.m)	
Transversal Impact Front middle	K	318,08	-781,59	412,11	317,72	130,02	0,02	-7,0
	ST	0,00	0,00	-7,65	-0,03	0,01	0,00	
	R	0,06	0,14	0,73	0,00	0,00	0,00	
	SR	3,20	13,86	-405,19	0,00	0,00	0,00	
	C	-321,34	767,59	0,00	0,30	-0,64	0,01	
		FX (daN)	FY (daN)	FZ (daN)	MX (daN.m)	MY (daN.m)	MZ (daN.m)	
Transversal Impact Rear middle	K	-98,60	24,87	382,29	-10,14	-40,94	-0,10	-7,0
	ST	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	
	R	2,41	-0,06	7,77	0,00	0,00	0,00	
	SR	-0,83	21,57	-390,06	0,00	0,00	0,00	
	C	97,02	-46,37	0,00	0,02	0,51	-0,01	
		FX (daN)	FY (daN)	FZ (daN)	MX (daN.m)	MY (daN.m)	MZ (daN.m)	
Transversal Impact Wheel top	K	-8,48	-1063,62	394,89	437,20	-3,41	-0,01	-7,0
	ST	0,00	0,00	-1,26	-0,01	0,00	0,00	
	R	0,35	0,16	1,65	0,00	0,00	0,00	
	SR	-0,18	10,30	-395,28	0,00	0,00	0,00	
	C	8,31	1053,16	0,00	-0,19	-0,08	-0,00	
		FX (daN)	FY (daN)	FZ (daN)	MX (daN.m)	MY (daN.m)	MZ (daN.m)	

Figura 23: Matriz de carga relevada en campo.

Fuente: Documentación técnica del cliente

En la Figura 23, se presenta una división de una fuerza en componentes X, Y, y Z, y a la derecha, un “Delta rod (mm)”, que indica la posición del amortiguador con respecto a la altura nominal. Cada fila corresponde a una situación del vehículo, como por ejemplo, 'Braking' (Frenado), especificando el valor de la componente para cada punto crítico del amortiguador.

También, se especifican los ciclos a completar para los ensayos que requieran someter a los componentes a durabilidad, tal como lo indica la siguiente imagen.

FRONT shock absorber	Accidental forces	Incidental forces	Maximum forces	Fatigue forces
Number of cycles to be carried out per test	1	10	2500	1 000 000
Resistance of the anti-roll bar lug				α_1, d_1

Figura 24: Especificación de ciclos para los ensayos de durabilidad.

Fuente: Documentación técnica del cliente

La configuración presentada en las figuras anteriores aplicaran solamente para los ensayos de flexion de la estructura y de tracción en el soporte de barra estabilizadora. Para el caso del platillo, las cargas y sollicitaciones están especificada de una manera diferente, como se puede ver en la siguientes figuras:

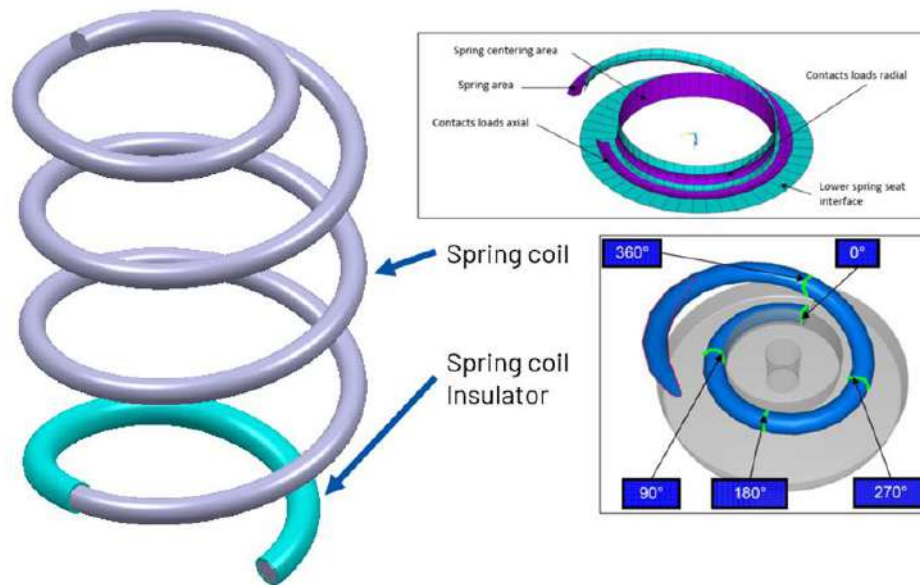


Figura 25: Condiciones de contorno para el diseño del platillo, y ubicación de la referencia gradual.

Fuente: Documentación técnica del cliente

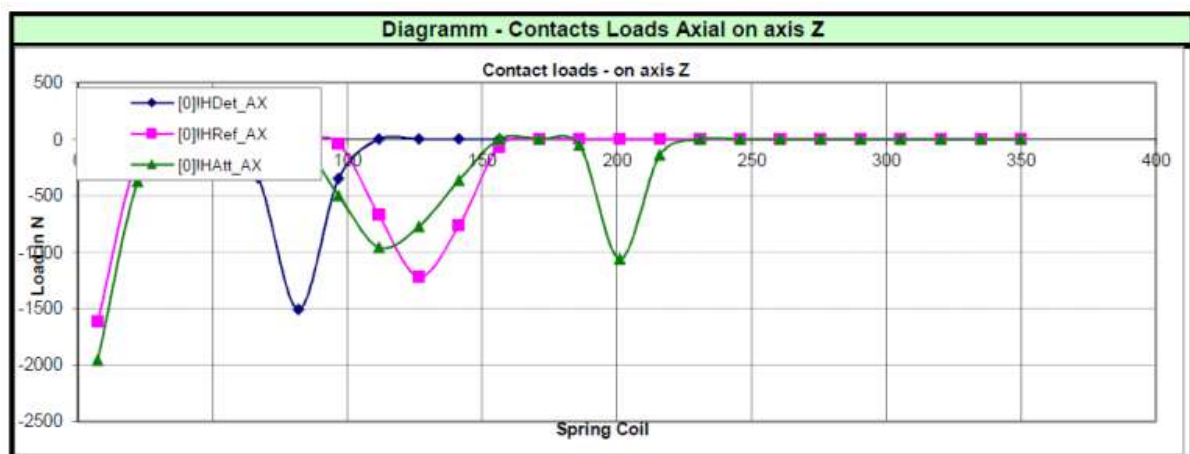


Figura 26: Sectores en donde se debe aplicar la carga para los ensayos virtuales del platillo.

Fuente: Documentación técnica del cliente

Angle [°]	Axial loads [N]												Radial loads [N]											
	Reference			Compression						Rebound			Reference			Compression						Rebound		
	X	Y	Z	X	Y	Z	X	Y	Z	X	Y	Z	X	Y	Z	X	Y	Z	X	Y	Z	X	Y	Z
7	11	102	-1616	-26	179	-1957	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
22	5	21	-159	9	47	-375	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
37	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
52	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
67	0	0	0	0	0	0	0	0	0	5	46	-346	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
82	0	0	0	-1	-1	-5	148	-1508	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
97	-3	-4	-41	-33	-48	-501	-12	38	-349	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
112	-43	-43	-672	-68	-72	-959	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
127	-55	-51	-1218	-32	-75	-774	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
142	3	-37	-764	-6	-37	-362	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	35	-25	1	0
156	0	-6	-66	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
171	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
186	0	0	0	0	4	-4	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
201	0	0	0	11	-51	-1061	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
216	0	0	0	11	-10	-141	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
231	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
246	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
261	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
276	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
290	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
305	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
320	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
335	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
350	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0

Figura 27: Magnitud de las cargas en compresion y rebote.

Fuente: Documentacion técnica del cliente

En virtud de lo expuesto en el apartado anterior, los puntos en donde será necesario analizar la matriz de carga serán los puntos denominado C y R (ver Figura 22)

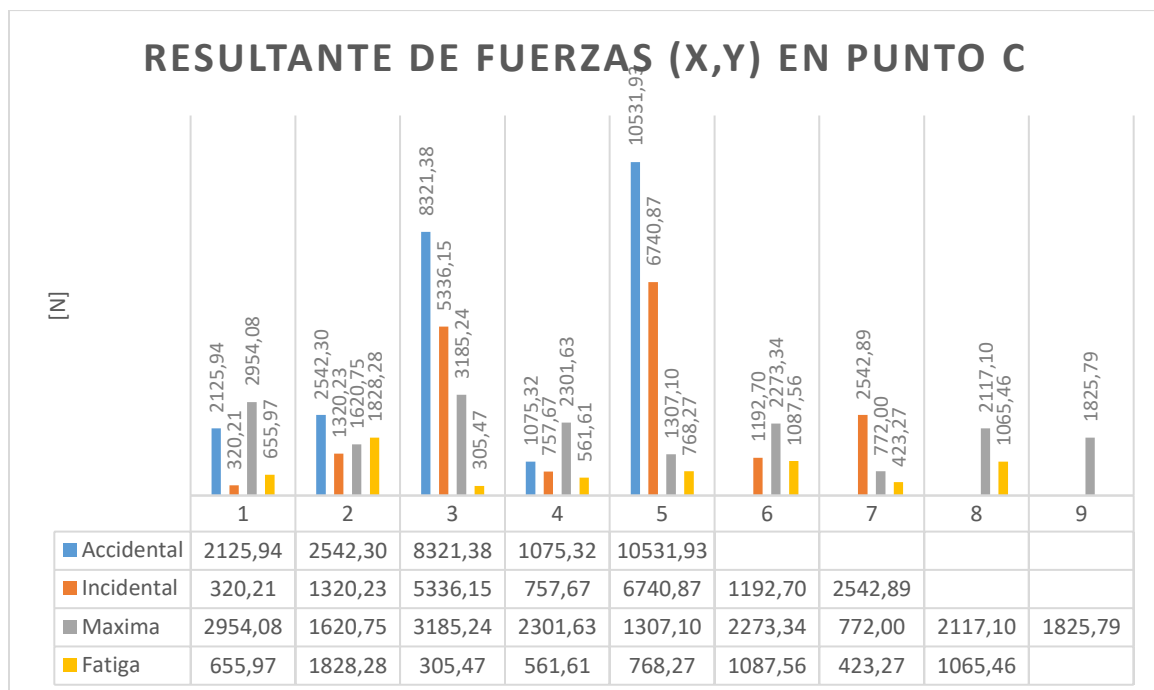


Figura 28: Grafica de fuerzas resultantes para cada caso de carga en el punto C.

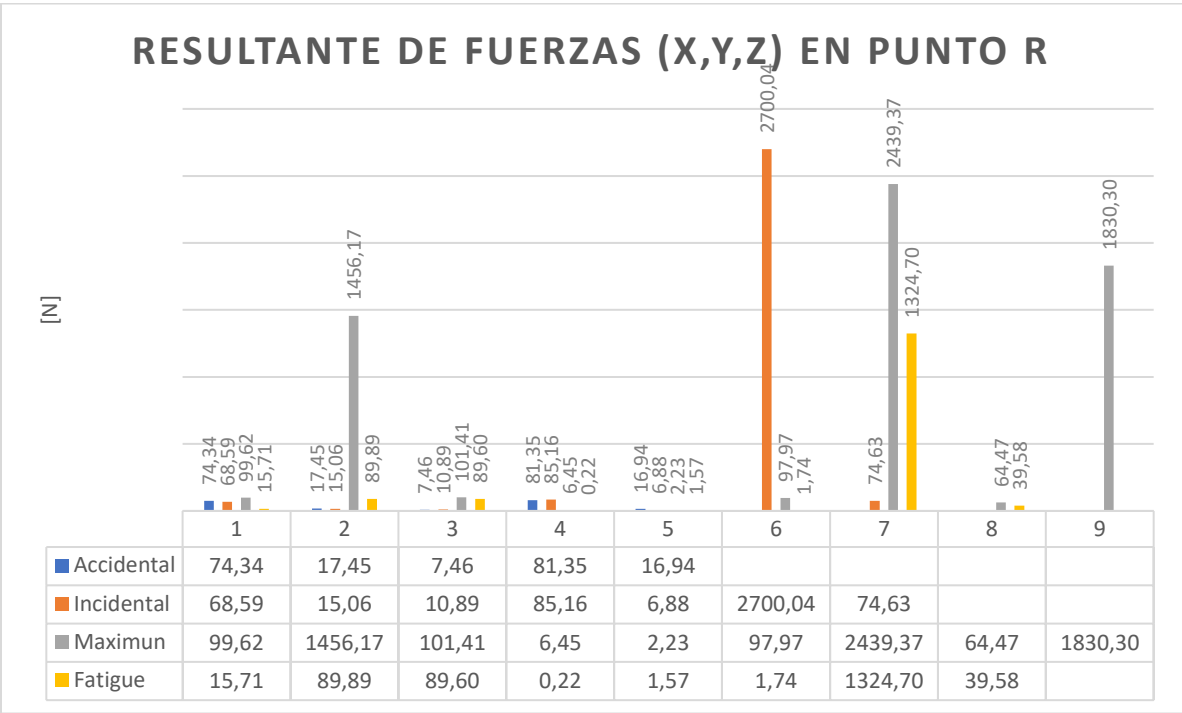


Figure 29: Grafica de fuerzas resultantes para cada caso de carga en el punto R.

Tabla 2: Resumen de cargas a aplicar en el punto “C”

Tipo de carga	Fx [N]	Fy[N]	Resultante [N]	Durabilidad [Cycles]
Accidental	83.1	10531.6	10531.93	1
Incidental	30.4	6740.8	6740.87	10
Maxima	160.3	3181.2	3185.24	2500
Fatiga	102.5	1825.4	1828.28	1000000

Tabla 3: Resumen de cargas a aplicar en el punto “R”

Tipo de carga	Fx [N]	Fy [N]	Fz[N]	Resultante [N]	Durabilidad [Cycles]
Accidental	24.1	-0.60	77.7	81.35	1
Incidental	-455.4	-263.3	-2648.3	2700.04	10
Maxima	-416	-238.2	-2391.8	2439.37	2500
Fatiga	-245.1	-132.2	-1295.1	1324.70	1000000

Si se analiza la Figura 27, podremos obtener las siguientes configuraciones de carga a aplicar para los casos de rebote y compresión, los de mayor severidad para este caso.

Table 4: Distribucion de las cargas para efectuar en los ensayos del platillo soporte

Tipo de carga	Fz Total [N]	Ø hélice de apoyo [mm]	Sector 1 7°-37°	Sector 2 [°] 67°-156°	Sector 3[°] 171°-231°	Sector 4[°] 52°-112°
Compresion	- 6191	110	2332	2604	1255	-
Rebote	-2203	110	-	-	-	2203

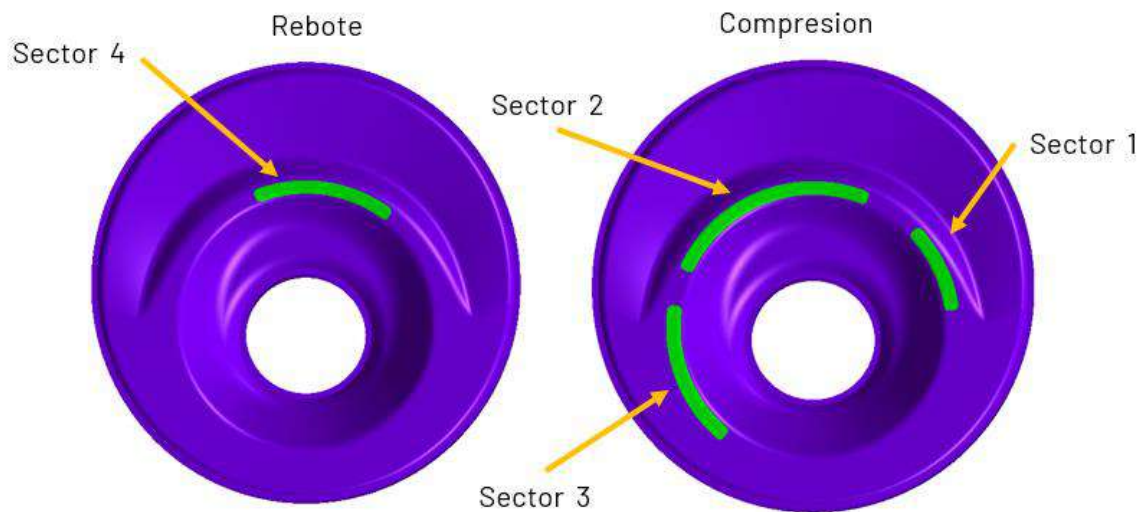


Figura 30: Areas de aplicación de las cargas especificadas en la tabla 4.

Hemos analizado las cargas y solicitaciones a usar en los ensayos de validación de las piezas a diseñar desde cero. Las configuraciones de cargas para la verificación del diseño de los componentes vástago y apoyo tope de compresión se detallaran mas adelante en la seccion donde se especifican los bancos de prueba virtuales.

Capítulo 3: Preparación de los ensayos virtuales

Hipotesis de los materiales

Los ensayos de validación del diseño se llevarán a cabo utilizando ingeniería asistida por computadora, utilizando un software que emplea para resolver los problemas planteados el método de los elementos finitos. La precisión de los resultados en este tipo de problemas depende de varios factores, incluyendo la discretización adecuada de la estructura y la precisión de las propiedades de los materiales introducidos.

El software a emplear requiere cargar datos específicos de los materiales como requisito principal. Nuestros ensayos se centrarán en pruebas estáticas no lineales, ya que debemos cumplir con criterios de aceptación establecidos por el cliente. Estos criterios demandan conocer, por ejemplo, si la pieza excede la tensión de fluencia, en qué medida lo hace y qué severidad implicaría. Para lograrlo, necesitamos no solamente saber el módulo elástico (E) y el coeficiente de Poisson, sino también conocer la tensión de fluencia, la tensión máxima de rotura y el alargamiento porcentual.

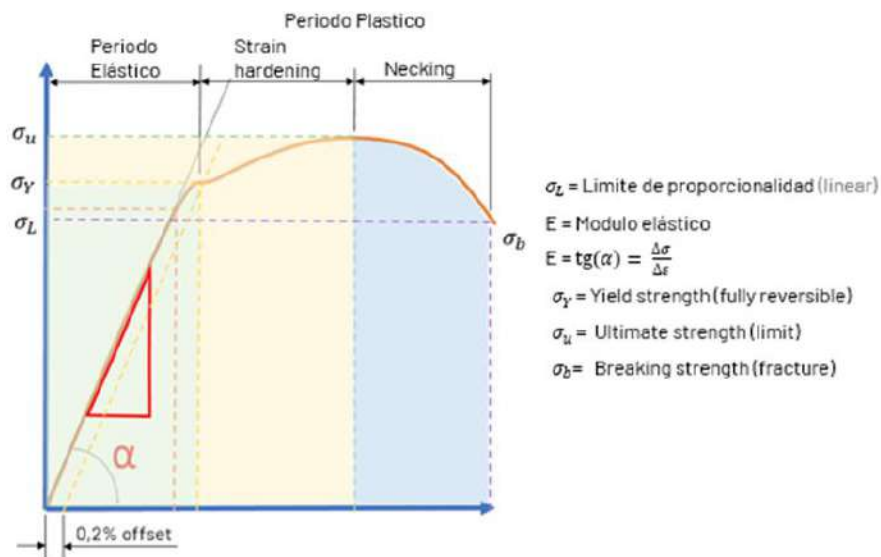


Figura 31: Curva esquemática de Tension vs Deformacion Ingenieril de un acero.

Sería óptimo contar con todos los puntos de la curva tensión-deformación del material, ya que, aunque esta es obtenida a través de un ensayo de tracción, representa en un buen grado de fidelidad el comportamiento del material. Sin embargo, al no tener todos los puntos disponibles, disponemos únicamente de los valores módulo elástico (E), coeficiente de Poisson (ν), tensión de fluencia y la tensión máxima de rotura. Por lo tanto, necesitaremos emplear un modelo que simule esta curva lo mejor posible.

Para ello, se utilizarán los valores disponibles de la curva tensión-deformación ingenieril, valores que los proveedores de materiales incluyen en sus especificaciones. Estos, se convertirán a valores reales y se aplicarán en la creación de un modelo similar, como el modelo de curva bilineal empleado en la teoría de Plasticidad de Von Mises. Este modelo requiere la utilización del módulo tangente del material, lo que nos permitirá aproximar la curva tensión-deformación real.

$$\varepsilon_{true} = \ln(1 + e)$$

$$\sigma_{true} = s(1 + e)$$

Figura 32: Ecuación que se utiliza para transformar los valores de la curva tensión deformación de valores Ingenieriles a verdaderos. Los valores del lado derecho de la ecuación son: e =Alargamiento a la rotura [%] y S = Resistencia a la tracción.

Fuente: Iman Faridme (2014) – Correlation between Engineering Stress-Strain and True Stress-Strain Curve.

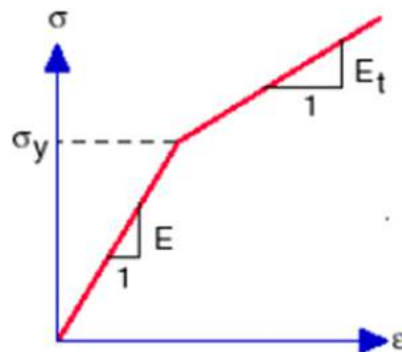


Figura 33: Curva bilineal empleada en el método de plasticidad de Von Mises.

Fuente: Solidworks manual user (2020) – Modelo de plasticidad de Von Mises.

Para cada material deberemos cargar los datos comentados en los párrafos anteriores, los cuales se enumeran a continuación:

$$1. \text{ Density} = \frac{\text{mass}}{\text{volume}} \left[\frac{\text{kg}}{\text{cm}^3} \right] \quad (3.1)$$

$$2. \text{ Young's Modulus } E = \text{tg}(\alpha) = \frac{\Delta\sigma}{\Delta\epsilon} \quad [\text{Gpa}] \quad (3.2)$$

$$3. \text{ Yield stress} \rightarrow \sigma_y \left[\frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \right] = [\text{Mpa}] \quad (3.3)$$

$$4. \text{ Elongation } (\%) \rightarrow e^E = \frac{L_f - L_0}{L_0} [\%] \quad (3.4)$$

$$5. \text{ Ultimate tensile strength} \rightarrow \sigma_u \left[\frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \right] = [\text{Mpa}] \quad (3.5)$$

$$6. \text{ Poisson's ratio} \rightarrow \nu = -\frac{\epsilon_X}{\epsilon_Z} = -\frac{\epsilon_Y}{\epsilon_Z} \quad (3.6)$$

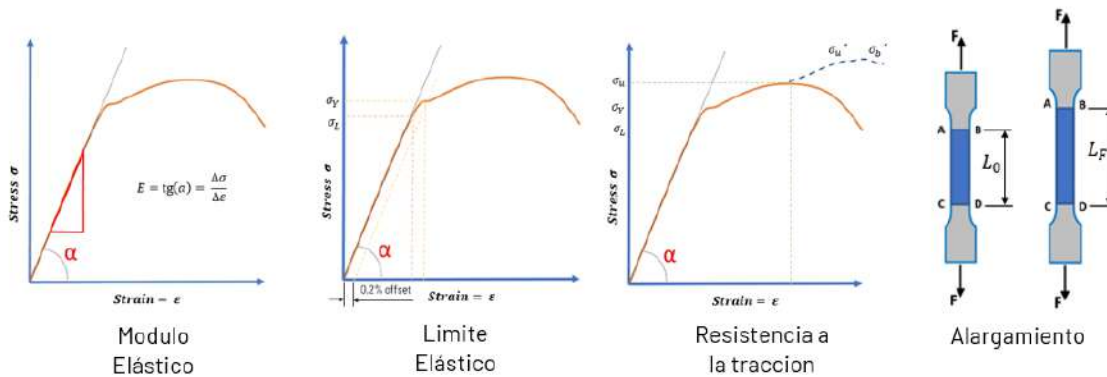


Figura 34: Graficas que representan los valores mencionados en las ecuaciones 3.1,3.2,3.3,3.4 y 3.5.

Modelo del material del vástago

El vástago del amortiguador desempeña un papel fundamental al conectar la carrocería del vehículo con la rueda. Al moverse en vaivén, su superficie exterior está constantemente en contacto con el cojinete de la guía interna. Esta interacción resulta en un desgaste significativo, producto de la fricción generada por el mismo movimiento. Además de soportar la presión hidráulica interna del amortiguador, el vástago transmite el movimiento y contrarresta los esfuerzos laterales dinámicos propios del vehículo en movimiento. Estas exigencias, llevan a aplicar un tratamiento térmico que mejore la resistencia mecánica y durabilidad de la superficie exterior.

Para lograr una simulación precisa que modele la realidad, es necesario configurar el material para obtener una geometría con altos valores de resistencia en la superficie y una estructura más dúctil en el núcleo, imitando así el proceso de temple superficial presente.



Figura 35: Esquematzacion de un modelo de material con endurecimiento superficial y valores de microdureza empíricos.

Fuente: Tenneco Global engineering (2017) – Rod properties

Preparacion del banco de pruebas virtual

Este apartado tiene como objetivo explicar la metodología de los pasos a seguir en la preparación de un ensayo virtual. Como se observa en la Figura 35, el vástago presenta una particularidad: sus propiedades no son uniformes en toda su geometría. Para garantizar un nivel aceptable de precisión en el modelo de material propuesto para su verificación, será necesario comparar los resultados obtenidos después de la simulación con datos empíricos de una prueba real.

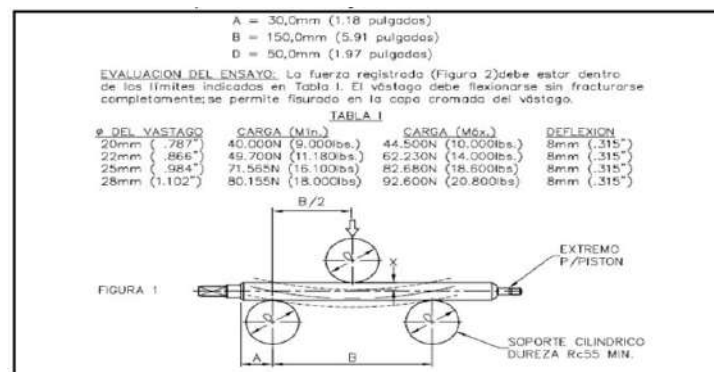


Figura 36: Especificacion de ensayo de flexion de vastago de con tres puntos de apoyo.

Fuente: Fric rot saic, Quality department (2008) – Bending test specification

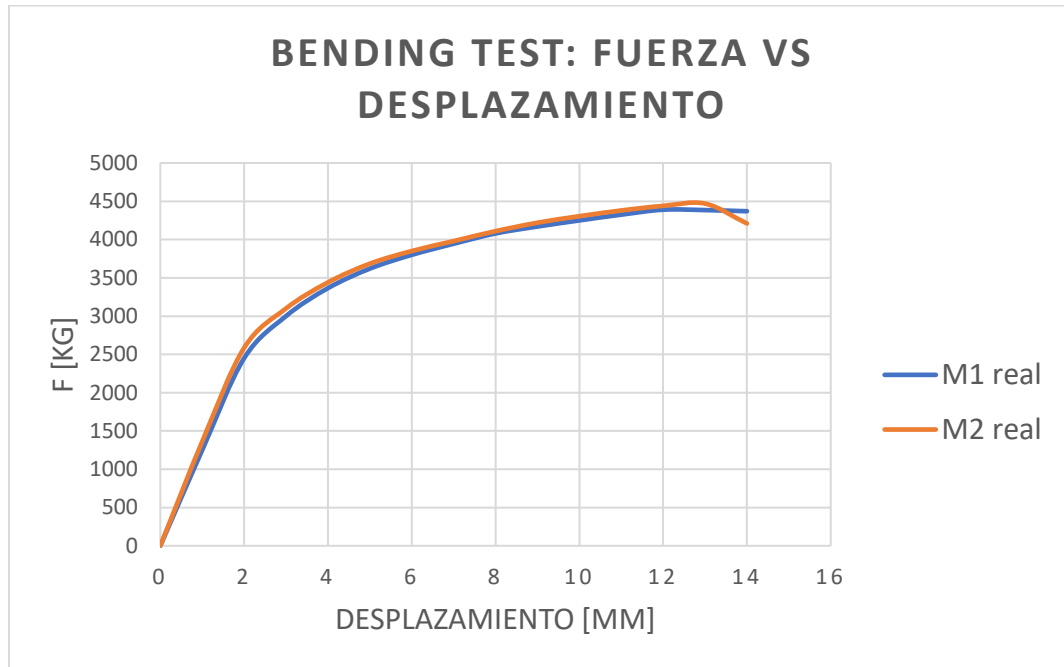


Figure 37: Resultados obtenidos a partir de dos probetas reales de Ø20.

Fuente: Fric rot saic, Quality department (2008) – Bending test specification

En la Tabla I de la Figura 36, se establece el criterio de aceptación para un vástago de diámetro de 20 milímetros. Se considera que las probetas están OK cuando, después de que el bloque superior ha recorrido 8 milímetros, la medición de la celda de carga se sitúa entre 40,000 N y 44,500 N. Esta comparación, junto con el análisis de la tendencia en la curva Fuerza vs. Desplazamiento, formará parte de la evaluación de nuestro modelo propuesto para el vástago.

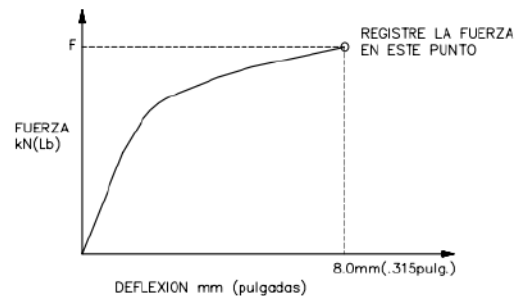


Figura 38: Criterio de evaluación del ensayo de bending.

Fuente: Fric rot saic, Quality department (2008) – Bending test specification

Para cada ensayo, lo primero que se definirá son los objetivos, o criterios de aceptación a cumplir. Esto dependerá de cada tipo de ensayo, lo que se verá posteriormente en el próximo capítulo. Los objetivos para este caso serán:

- Obtener la curva Fuerza vs Desplazamiento para validar el modelo geométrico propuesto para modelar el vástago.
- La mínima carga a obtener a los 8mm de desplazamiento debe ser de 4000kg
- Se probarán tres modelos de vástago, diferenciando entre ellos la profundidad de la capa de temple, que según la especificación interna para este tipo de aplicaciones ronda entre 0,5 milímetros y 1,5 milímetros.

El segundo paso es establecer el armado del modelo, es decir, el set-up de los elementos involucrados.

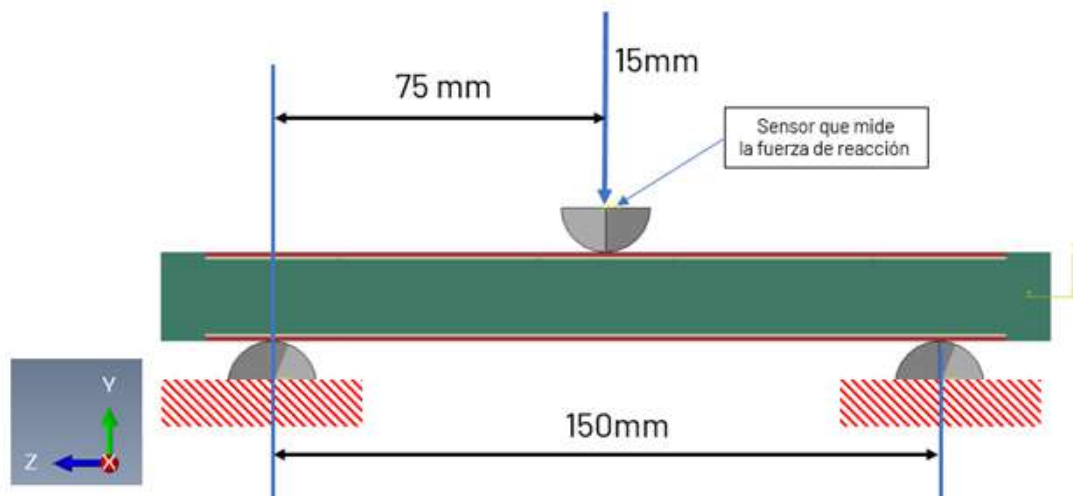


Figura 39: Set-up del ensayo de bending para el modelo de vástago propuesto.

De acuerdo con lo indicado en la Figura 39, se mantienen las distancias requeridas según la especificación del ensayo. El diámetro del vástago es de 20 milímetros. Se aplica una condición de contacto tangencial al modelo en su totalidad, empleando un coeficiente de fricción de 0,3. Los dos apoyos permanecen fijos en los seis grados de libertad, mientras que el empujador superior solo cuenta con un grado de libertad en el eje Y. Los apoyos se consideran como cuerpos rígidos.

En cuanto a cargas, se impuso un desplazamiento al empujador superior de 15 milímetros. Uno de los puntos importantes es la discretización del modelo, es decir el mallado del mismo, donde se toma la geometría CAD y se la subdivide en elementos mas pequeños. Existen diferentes tipo de elementos, los cuales se adecuan según el tipo de geometría que tengamos. Para este caso, se usara elementos tipo C3D8R para el vastago y R3D4 para los bloques. El tamaño de elemento máximo es de 3 milímetros y el mínimo de 0.5 milímetros, con una refinación del mallado en las zonas de contacto. Estos valores de malla fueron obtenidos una vez hecho un estudio de convergencia de malla, es decir, que tamaño de elemento será óptimo para que la simulación arroje buenos resultados, sin la necesidad de un gasto computacional excesivo.

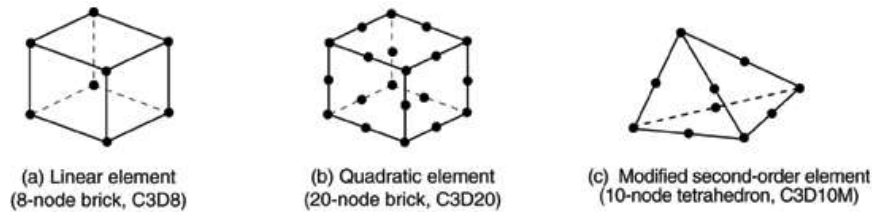


Figura 40: Tipo de elementos usados para el mallado.

Fuente: Simulia, Abaqus analysis user's guide (2016) – Element library overview

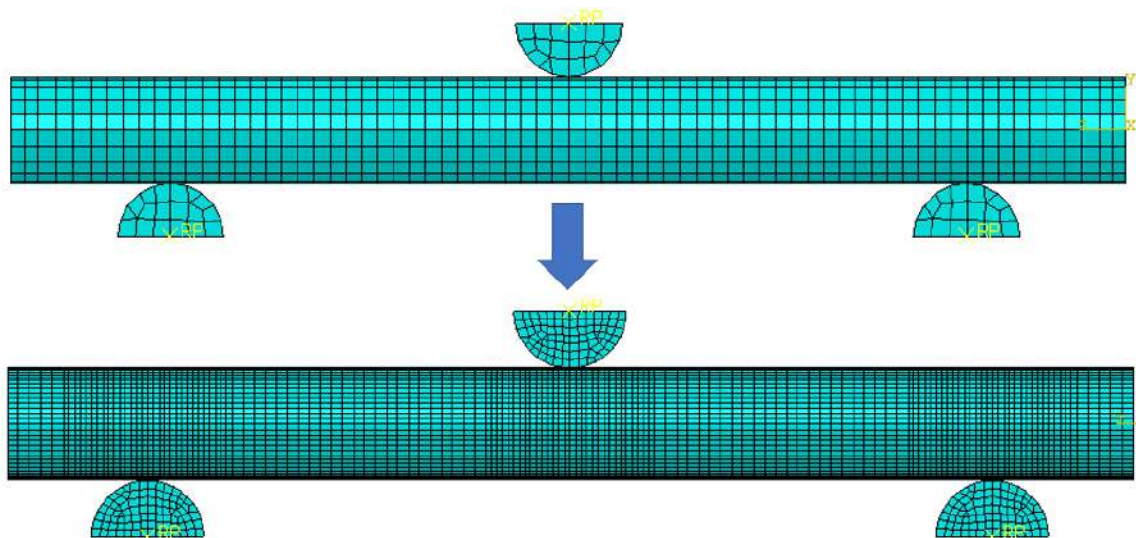


Figura 41: Refinación de malla en secciones de relevancia.

El proceso de trabajo típico comienza con el uso de un tamaño de elemento predeterminado para evaluar la convergencia del modelo. A medida que se reduce el tamaño de los elementos, se observa cómo las tensiones convergen gradualmente. Sin embargo, esta reducción también implica un aumento en el tiempo de simulación. Llegamos a un punto donde, a pesar de seguir disminuyendo el tamaño de los elementos, los valores de tensión se mantienen constantes. Este tamaño de elemento se considera óptimo para la simulación.

Otro punto fundamental es la carga de los materiales, los cuales se cargan siguiendo la lógica de la siguiente tabla:

Table 5: Propiedades del material del vastago - SAE 1045

Seccion del vastago	Modulo elastico [Gpa]	E	Coefficiente de Poison ν []	Limite elástico [Mpa]	Resistencia a la tracción [Mpa]	Alargamiento porcentual [%]
Nucleo	207000		0.3	724	816	6
Capa superficial exterior	207000		0.3	1200	1470	5
Capa superficial interior	207000		0.3	100	1223	5

Nota: Tenneco RC material library – Global engineering procedures

Los ensayos a efectuar serán del tipo estáticos, con una hipótesis de material elasto-plásticas. Se utilizara un periodo de tiempo igual a 1, con un incremento de tiempo de 0.01 inicialmente, uno mínimo de 1E-07 y máximo de 0.1.

Type: ☒ Automatic ☐ Fixed

Maximum number of increments:

Increment size:

Figura 42: Paso de tiempo utilizado para todos los ensayos virtuales.

Este se puede variar si en algún punto se tiene dificultades para encontrar una solución convergente.

Por ultimo se debe hacer un post proceso de los resultados obtenidos:

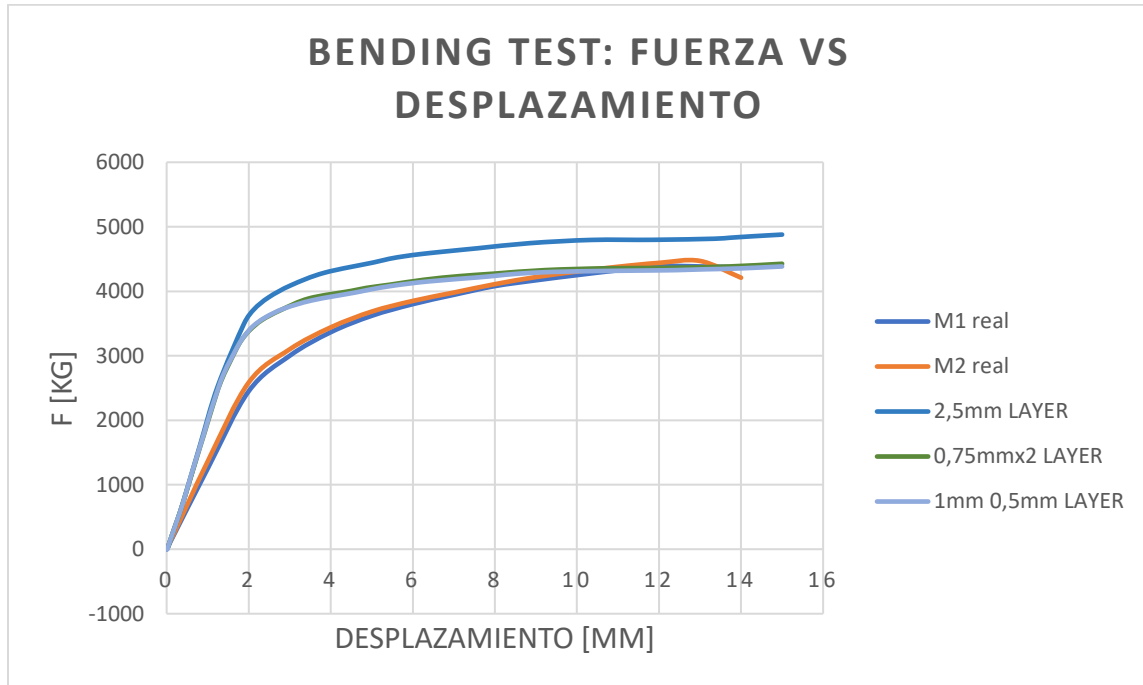


Figura 43: Grafico de Fuerza vs Desplazamiento del ensayo virtual de bending.

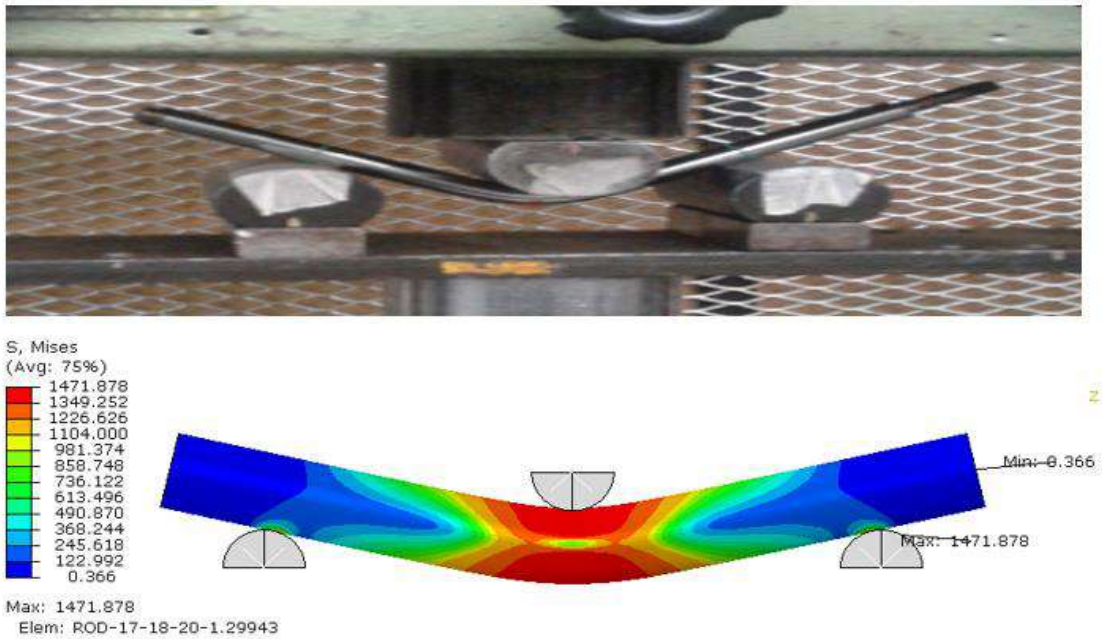


Figura 44: Comparacion visual entre un ensayo de flexion real y el modelo virtual obtenido.

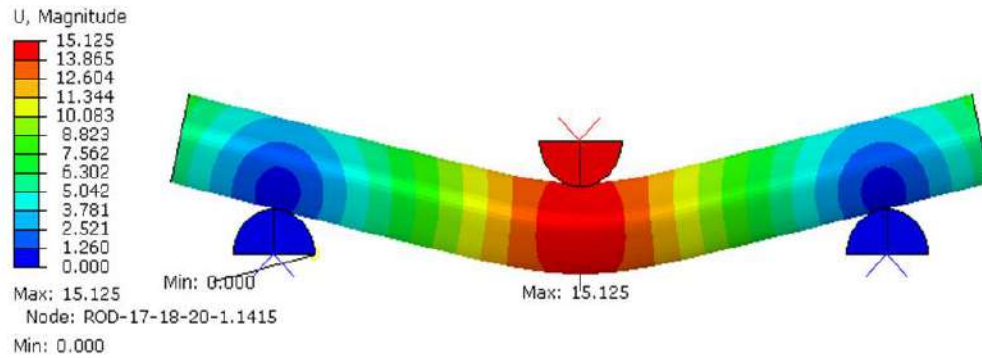


Figura 45: Ensayo de flexion de 3 puntos: Desplazamientos resultantes

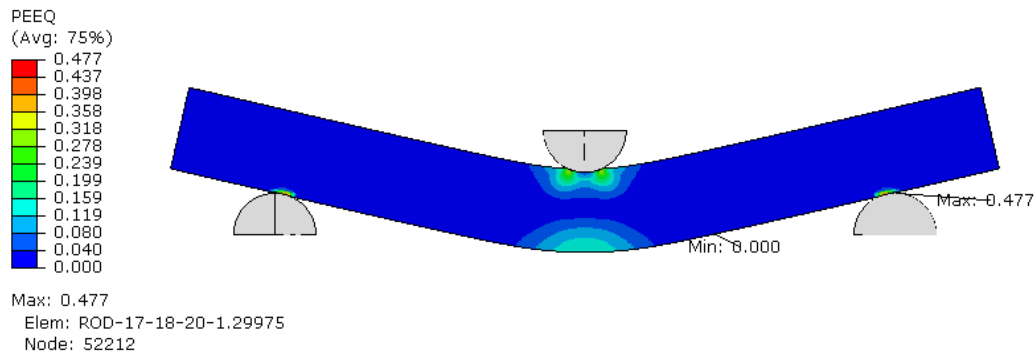


Figura 46: Ensayo de flexion de 3 puntos: Deformacion plástica equivalente.

Al comparar los resultados con el test real, se observa una diferencia en el tramo elástico, probablemente debida a variaciones en el módulo elástico, velocidad de aplicación de la carga y contactos entre los componentes. No obstante, el comportamiento en la zona plástica es satisfactorio. Es relevante destacar que esta configuración será aplicada únicamente a una sección del vástago; los otros materiales para los demás componentes no experimentan tratamientos que alteren sus propiedades. Al analizar los modelos con doble capa de 0.75mm y de 1mm;0.5mm respectivamente, se observan resultados muy similares. Sin embargo, el modelo "1mm 0,5mm" se aproxima más a los datos reales, por lo que será empleado en los ensayos posteriores. Los detalles del estudio son expuesto en el Anexo A .

Para el resto de los ensayos a efectuar, se utilizara la misma metodología que se empleo en el ejemplo explicado en este apartado, es decir: Objetivos y criterios de aceptacion, Set-up del modelo, configuración de materiales, mallado, simulación y post proceso de los resultados.

Plan de validación

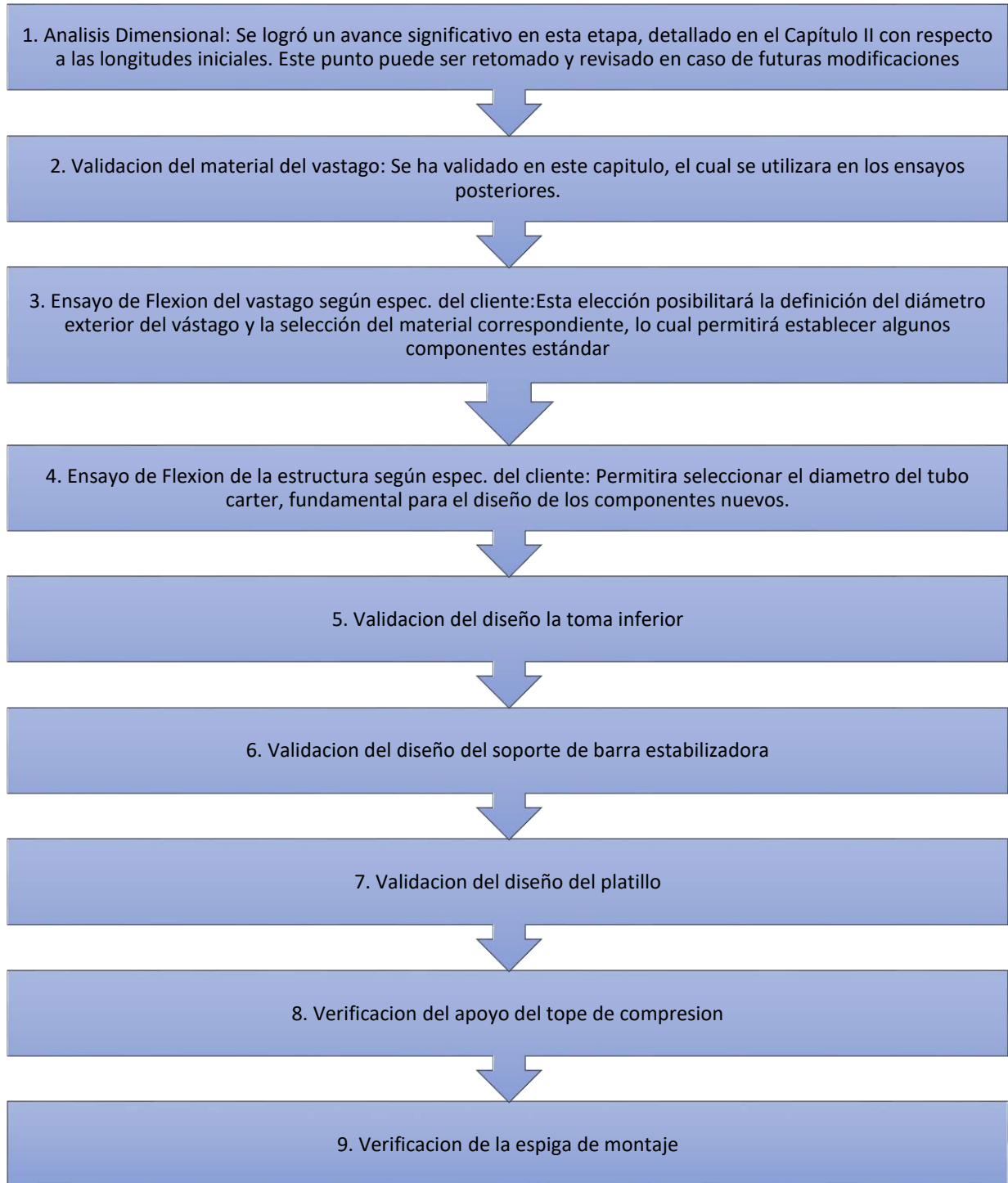


Figura 47: Plan de validación virtual.

El plan de validación virtual, presentado en la Figura 47, se estructuró con una secuencia específica que condiciona el avance en el desarrollo de ciertas piezas a la definición de otras. Dado que están mecánicamente vinculadas, dependen de la geometría establecida en sus predecesores en los ensayos. Además, el proceso de diseño es iterativo, lo que permite avanzar y retroceder en puntos específicos, especialmente en ensayos que involucran múltiples piezas..

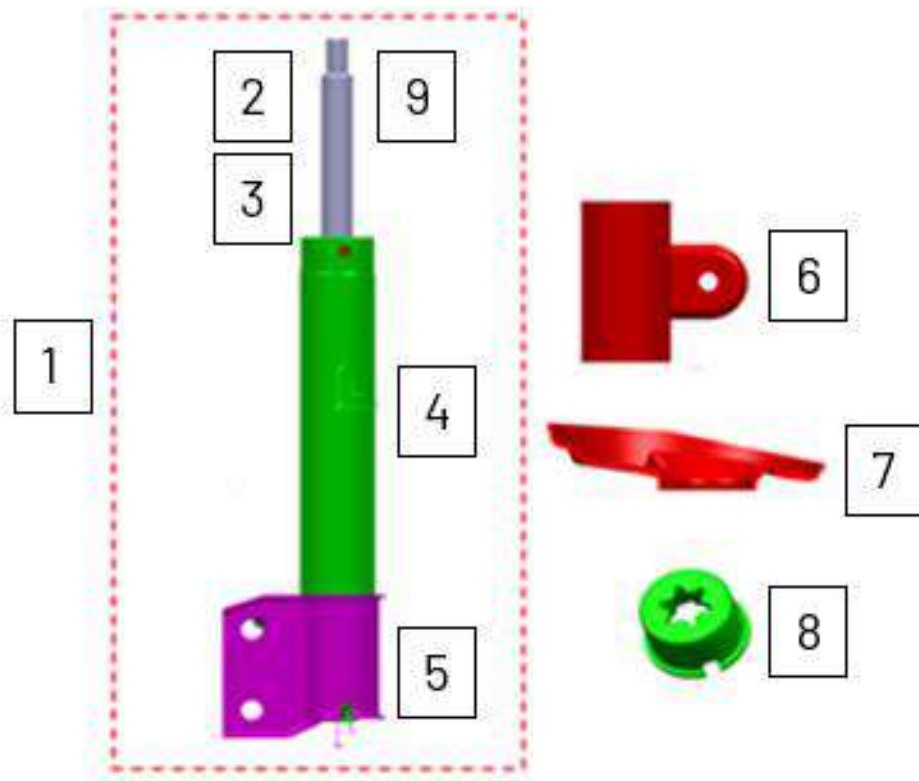


Figura 48: Relación entre los ensayos de validación y la forma física de los componentes o subensambles a validar.

Capítulo 4: Diseño y validación virtual

Validación del diseño del vástago

El objetivo reside en someter a ensayo las tres propuestas de vástago obtenidas durante el estudio dimensional en el Capítulo 2. Se empleará la configuración del material del vástago validada previamente para evaluar y seleccionar el diámetro exterior. Esto permitirá definir con mayor precisión la configuración de los componentes estándar del amortiguador, incluyendo la guía, el reten, el conjunto tope elástico y metálico, el cilindro, válvula de fondo y piston. Se vera a continuación la especificación de ensayo suministrada por el cliente:

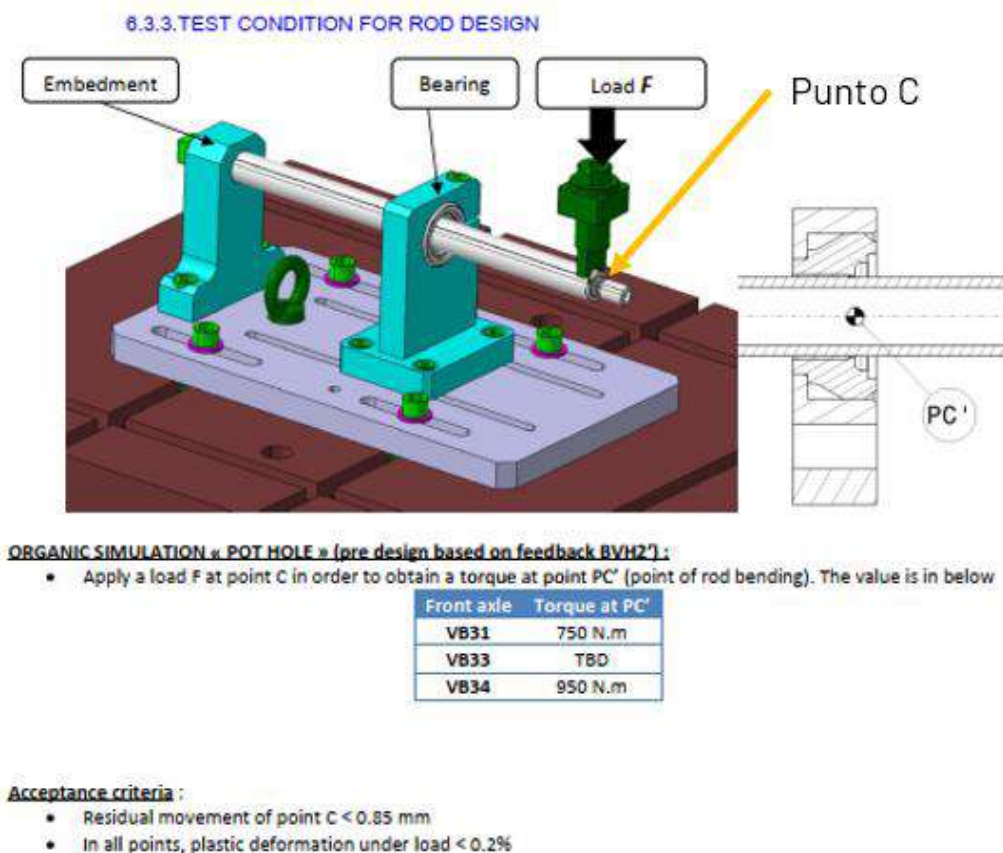


Figura 49: Especificación del cliente para el ensayo de flexión del vástago.

Fuente: Documentación técnica del cliente

Ponderando la información técnica proporcionada por el cliente, tenemos:

- Se debe aplicar una carga F en el punto "C", de manera que esta genere en el punto "PC" (punto de momento máximo del vástago) un torque equivalente a 750Nm.
- El test debe hacerse con una distancia "C-PC" perteneciente a la posición nominal del amortiguador.

Es necesario calcular la fuerza requerida en el punto C para generar un momento de 750 Nm en el punto PC:

$$D_{pc} \text{ (Distancia PC)} = 0.126m \text{ (4.1)}$$

$$T_{pc} \text{ (Torque en el punto PC)} = 750Nm \text{ (4.2)}$$

$$F_c \text{ (Fuerza en el punto C)} \text{ (4.3)}$$

$$T_{pc} = F_c \times D_{pc} \rightarrow F_c = \frac{T_{pc}}{D_{pc}} \rightarrow F_c = \frac{750Nm}{0.126m} \rightarrow F_c = 5929,79N \text{ (4.4)}$$

La carga de $F=5929,79N$ se aplicará intermitentemente. Durante el ensayo, si consideramos una duración de 1 segundo, la carga será nula en el momento 0 segundos, alcanzará su valor máximo a los 0.5 segundos. Luego, volverá a 0N cuando el tiempo alcance 1 segundo. Esta metodología permitirá medir el desplazamiento resultante luego del cese de la carga.

Al igual que en el caso de la validación del material del vástago, se plantean los objetivos:

- Definir el diámetro exterior
- Verificar las longitudes obtenidas en el análisis dimensional.

Los criterios de aceptación serán:

- Movimiento residual del punto "C" al soltar la carga: Menor a 0,85 milímetros
- Deformación plástica bajo carga: PEEQ (Deformación plástica equivalente) Menor a 0,2 %

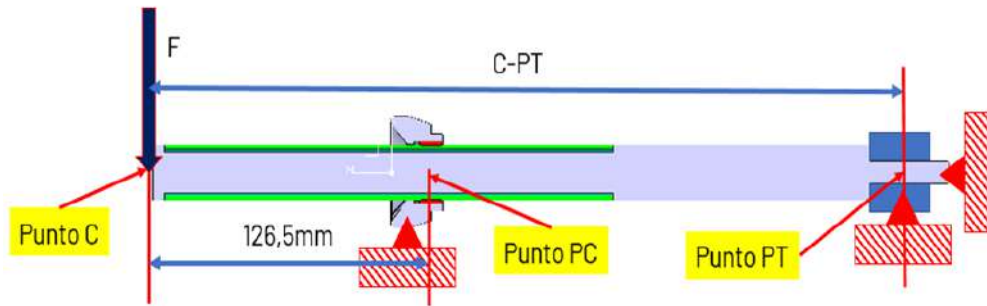


Figura 50: Set-up de ensayo de flexión del vástago

Como se aprecia en el esquema de la Figura 50, se aplica una fuerza F en el punto C, con un valor calculado específicamente para que genere en el punto PC un momento de 750Nm. La distancia C-PC corresponde al amortiguador en posición nominal. La carga a aplicar es la obtenida en la ecuación (4.1), igual a 5928,79 N. La configuración del mallado es similar al ensayo de validación del material del vástago.

Se llevaron a cabo un total de cinco ensayos, listados a continuación en la siguiente tabla:

Table 6: Resultados Ensayos de flexión del vástago.

N° Muestra	01-A	01-B	01-C	01-D	01-E
Profundidad de temple	0	1.5	1.5	1.5	1.5
Material:	SAE 1045	SAE 1035	SAE 1045	SAE 1035	SAE 1045
Distancia PC-PT [mm]	139	139	139	93.2	93.2
Desplazamiento máximo en punto C [mm]	5.1	5.07	5.16	4.58	4.58
Desplazamiento residual punto C [mm]	0.37	0.35	0.34	0.24	0.24
PEEQ [%]	0.2	0	0	0	0
SVM max [Mpa]	818.5	908.9	929.7	943.02	943.05

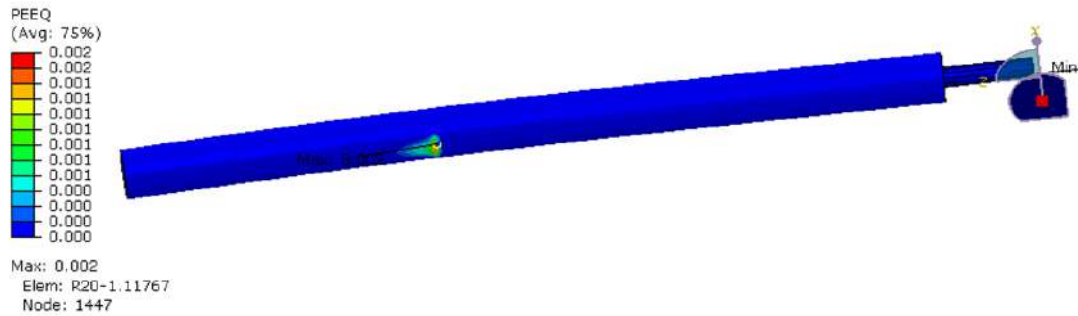


Figura 51: Deformación plástica equivalente en muestra 01-A, sin tratamiento térmico.

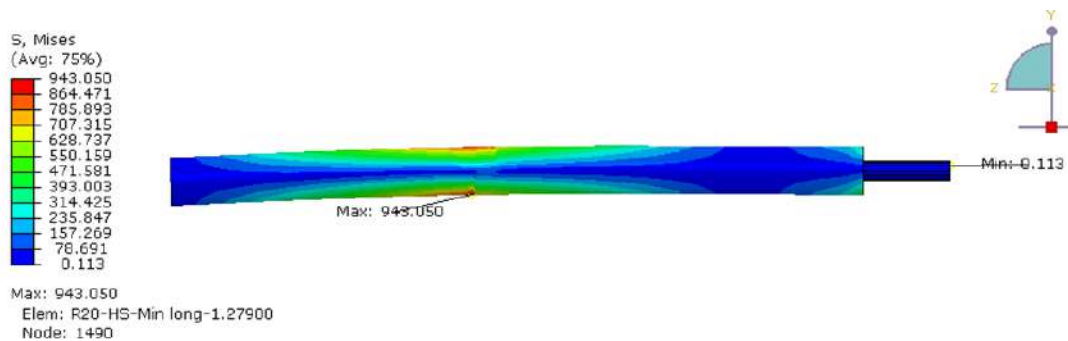


Figura 52: Sigma Von Misses en muestra 01-E, de longitud minima.

Se realizaron un total de cinco ensayos de validación, logrando condiciones satisfactorias en cuatro de ellos. El criterio de aceptación establecía un desplazamiento residual del punto "C" menor a 0,85 mm y una deformación plástica inferior al 0,2%. El único ensayo que no superó la prueba de deformación plástica fue aquel en el cual no se utilizó una capa endurecida de mayor resistencia. Esto se demostró en las pruebas virtuales, donde las tensiones máximas se registraron en la superficie del material, tanto en tracción como en compresión.

Se observaron pequeñas diferencias en los desplazamientos máximos y residuales, pero se notó una influencia mínima de la distancia Pc-Pt, mientras que se registró una flexión máxima menor al utilizar SAE 1045. Para los próximos ensayos, se empleará la longitud Pc-Pt validada en las muestras 01-D y 01-E, lo que modificará las dimensiones generales y será un dato de entrada fundamental en los ensayos de flexión de la estructura. El material seleccionado para estos próximos ensayos será SAE 1045.

Optimización del modelo CAD inicial

Como resultado del ensayo previo, es necesario rediseñar el modelo original propuesto. Al reducir la longitud del vástago, una acción considerada viable según lo concluido en el ensayo de flexión, lograría un ahorro en material y masa. Sin embargo, esta modificación conlleva un problema dimensional, ya que la altura del cuerpo del amortiguador permanece invariable (ver Figura 20). Es crucial asegurarse de que, al comprimir el amortiguador sin estar montado, el vástago no pueda introducirse completamente dentro del cuerpo, lo que invalidaría por completo su funcionamiento.

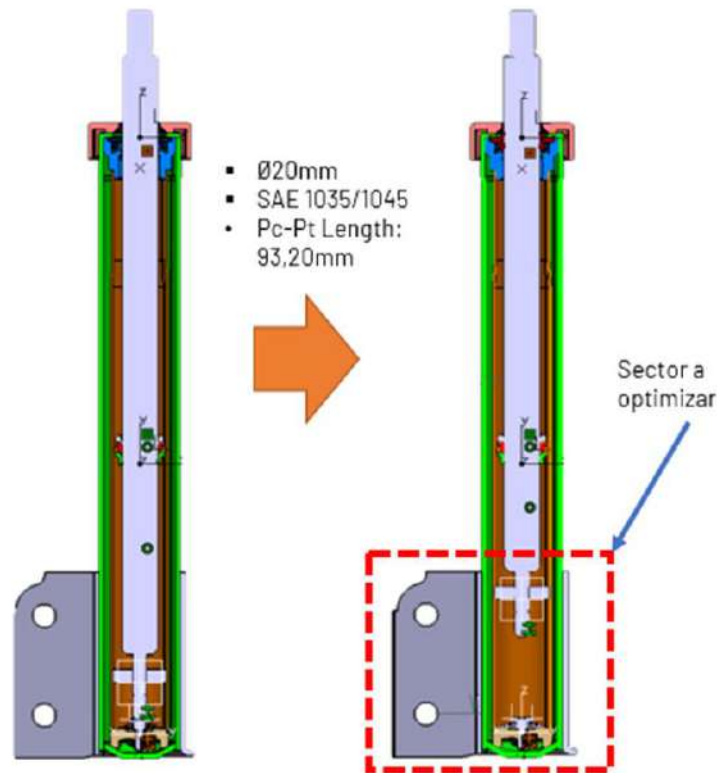


Figura 53: Posible riesgo de introducción del vástago dentro del amortiguador.

Si se observa la Figura 53, veremos el amortiguador en posición comprimido. Se puede notar que al acortar el vástago, si se sigue comprimiendo, este puede llegar a introducirse completamente, ocasionando una pérdida de aceite y por ende inutilizando el producto.

Como solución, se propuso rediseñar la toma inferior, respetando los límites dimensionales y geométricos establecidos, de manera de poder acorta el tubo carter y levantar el fondo del amortiguador, permitiendo que por mas que se comprima al máximo, este tendría un tope mecánico que limitaría la carrera.

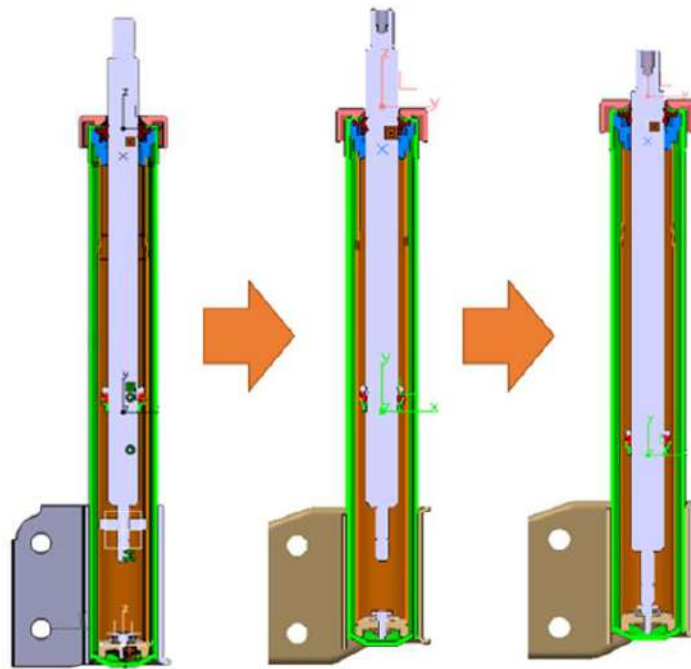


Figura 54: Rediseño de la parte inferior de la estructura

Si se observa la Figura 54, se puede ver a la derecha, que en la posición de compresión máxima, el vastago hace tope con la parte inferior, quedando todavía una sección de su cuerpo por encima del reten, evitando que este quede introducido completamente.

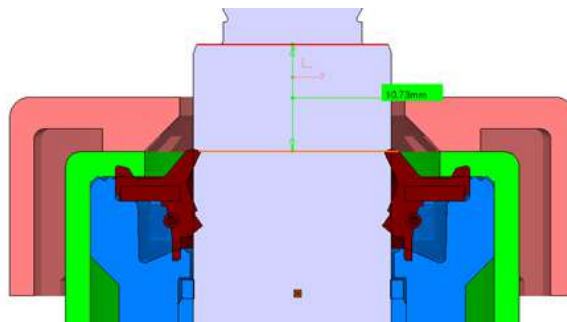
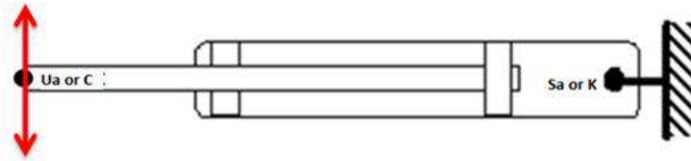


Figura 55: Distancia de seguridad mínima de 10mm.

Validacion del diseño de la estructura

El propósito del ensayo de flexión de la estructura es someter las propuestas iniciales de estructura a un test de flexión específico, según lo solicitado por el cliente. La construcción de estas muestras se basa en estudios dimensionales, donde se varió un único parámetro: los diámetros del tubo carter. El objetivo es obtener una idea del comportamiento general de la estructura y definir un diámetro final tentativo para el diseño posterior de la toma inferior, platillo y soporte de barra estabilizadora.

Resistance of the shock absorber to moments (bending)



- The shock absorber is fitted fixed onto a frame at point K (around the lower bracket or the connection with the pivot) without the lower/upper filtering parts.
- The forces are input along the Ua-Sa axis around the point St
- The length of the shock absorber is the basic length + delta length connected to the load used (see table)
- The load cases are defined in the table opposite (there is no simultaneity nor accumulation of the various cases but all may be encountered).
- The supplier must determine using an analysis per finished element which load case is the most critical for the resistance of its part and should propose a load case that is representative of the critical used to carry out the validation tests on the bench (valid for each of the validation test)
- List of tests to be carried out:

FRONT shock absorber	Accidental forces	Incidental forces	Maximum forces	Fatigue forces
Number of cycles to be carried out per test	1	10	2500	1 000 000
Resistance of the shock absorber to moments (bending)				α_s, q_s

- The acceptance criteria are as follows:
 - Those from the "Acceptance criteria for mechanical resistance validation/physical validation tests".

Figura 56: Especificacion del ensayo de flexion de la estructura

Fuente: Documentacion tecnica del cliente

Al igual que con el ensayo de flexion del vastago, si se analiza con detalle, se tiene lo siguiente:

- Se deberá fijar al amortiguador mediante la toma inferior, simulando conexión con porta masa del vehículo (Fijacion en los seis grados de libertad).

- La posición del amortiguador para la aplicación de las cargas será la posición nominal menos un delta que se sumara o restara según lo especifique el caso de carga
- Los casos de carga están definidos mediante una tabla de componentes como se explico anteriormente (ver Capitulo 2).
- El proveedor debera evaluar cual de todas las situaciones del vehiculo tienen las cargas mas severas y hacer el ensayo usando ese input.
- Para el caso de carga de fatiga se debe ensayar la durabilidad.

Las cargas y sollicitaciones para cada tipo fueron analizadas y clasificadas en el Capitulo 2 (ver Tabla 2).

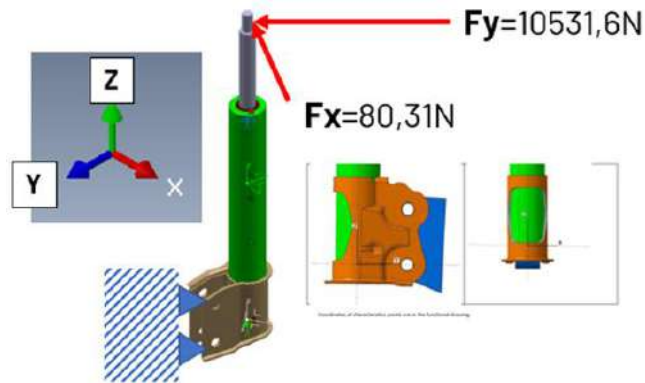


Figura 57: Eje de referencia asociado al ensayo.

Los criterios de aceptación asociados al ensayo son:

- Carga accidental:
Se trabaja sobre el comportamiento elasto-plastico del Componente/ensamblaje a ensayar, con lo cual la deformación plástica equivalente (PEEQ) de todo el modelo, no debe superar al promedio de la suma de los alargamientos porcentuales a la rotura del material de los componentes usados en el ensayo.
- Carga incidental:
Se trabaja también sobre el comportamiento elasto-plastico del componente/ensamblaje a ensayar, con lo cual, se adopta el criterio por el cual el desplazamiento residual posterior a la aplicación de la carga debe estar dentro

de los límites máximos permitido por las tolerancias geométricas que exige el plano especificado en la documentación técnica del cliente.

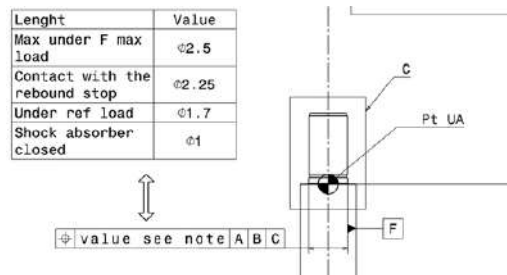


Figura 58: Tolerancias geometricas permitidas.

Fuente: Documentacion tecnica del cliente

- **Carga máxima:**
Se trabaja sobre el comportamiento elástico del material, con lo cual se adopta que la tensión equivalente de Von misses obtenida luego de la aplicación de este tipo de carga debe ser menor que la Tensión de fluencia del material.
- **Carga de Fatiga:**
Mismo concepto que para la carga tipo máxima, solamente que se deberá someter el modelo a un ensayo de durabilidad, teniendo como objetivo un mínimo de 1000000 cycles sin ninguna deformación plástica.

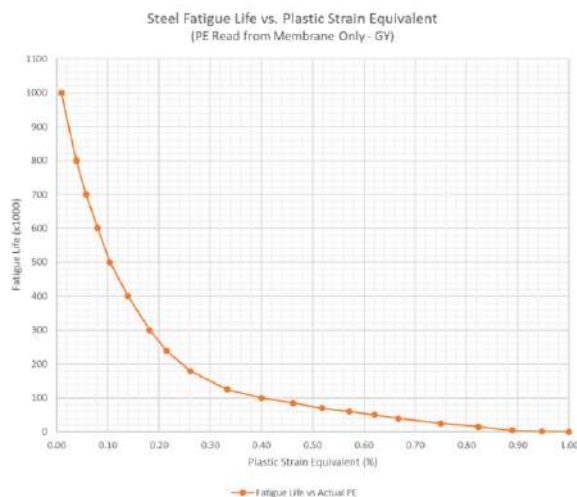


Figura 59: Curva Plastic Strain – N° cycles para Acero.

Fuente: Tenneco RC material library – Global engineerig procedures

Resistance to accidental forces:

The supplier will use the digital criteria on which it has built its experience in agreement with [REDACTED]

If the supplier does not have any associated criteria, the following criteria is proposed:

- Plastic deformation under load $\text{coeff} \times A\%$ (A = elongation on fracture) according to calculations with elasto-plastic material behavior laws or coeff corresponds to a weighting to be used in order not to arrive at the fracture to be defined and justified by the supplier.
- Residual movement of the characteristic points within the part's geometric tolerances.

Resistance to incidental forces:

The supplier will use the digital criteria on which it has built its experience in agreement with [REDACTED]

If the supplier does not have any associated criteria, the following criteria is proposed:

- Elastic calculation (only in pre-dimensioning): Neuber rule
 - × $\sigma_{\text{Von Mises}} \leq \{3G \cdot Re \cdot [(Re/3G) \cdot 0.002]\}^{1/2}$
 - × Confined and localized plasticity (< 25 % of the cross-section)
- Elasto-plastic calculations (digital validation):
 - × Residual movement of the characteristic points within the part's geometric tolerances.
 - × At all points, plastic deformation under load $\leq 0.2\%$

Resistance to maximum forces:

Digital criteria at the choice of supplier, subject to [REDACTED] agreement.

Otherwise the following criterion is proposed:

- $\sigma_{\text{VM}} < R_{p0.2}$ (minimum material yield limit) according to the calculation with elastic material behavior laws.

Resistance to fatigue forces:

The supplier will use the digital criteria on which it has built its experience in agreement with [REDACTED]

The supplier must show the ability of this criterion to take account of the resistance requirement.

If the supplier does not have any associated criteria, the following criteria is proposed:

- Dang Van criterion at 10⁶ cycles with dispersion taken into account during material characterization.
- Criterion equivalent to the negative Danger Coefficient (used at [REDACTED] at all points of the part ($CD \leq 0$)).

Figura 60: Criterios de aceptación recomendados por el cliente para cada tipo de carga.

Fuente: Documentacion tecnica del cliente

Carga Accidental

Los objetivos son:

- Evaluar el comportamiento del conjunto amortiguador ante el tipo de carga Accidental, haciendo foco en el componente tubo carter.
- El tubo carter debe tener una deformación plástica equivalente menor al alargamiento porcentual a la rotura del material $\rightarrow \text{PEEQ } \% < 8.4\%$ (SAE 1021)
- Se harán ensayos sobre modelos con carter de $\varnothing 45.3$, $\varnothing 46.8$ y $\varnothing 48$.

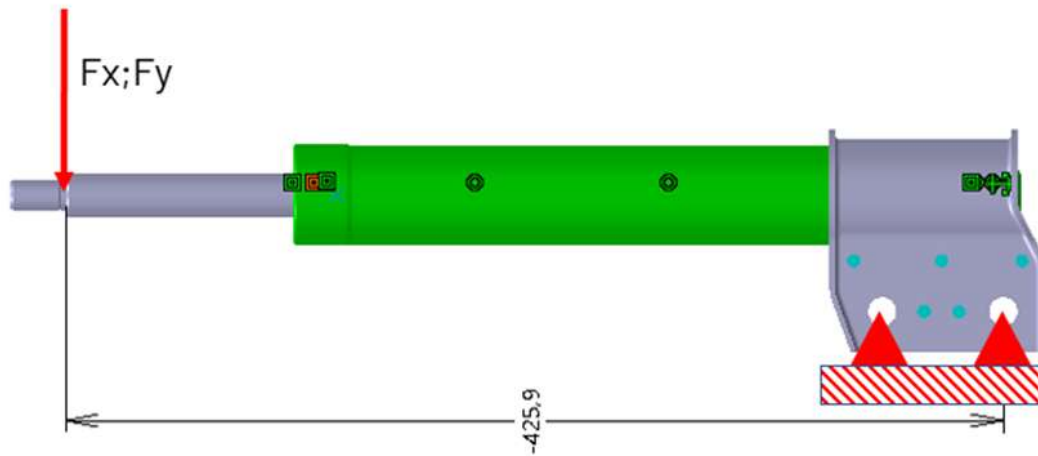


Figura 61: Set-up ensayo de flexión de estructura carga accidental.

El amortiguador se encuentra en la posición nominal (432,9mm), menos la distancia indicada en la Figura 23, para la carga correspondiente (7mm), es decir a 425,9mm desde el punto de referencia como indica la Figura 61. Las cargas son F_x : 83.1; y F_y : 10531,6N, que corresponden a una situación de manejo catalogada como "Transversal Impact wheel top". El resto de los detalles del ensayo se encuentran en el Anexo C (Ensayo 02).

Tabla 7: Resultados ensayo 02

Diametro del tubo [mm]	Ø45.3	Ø46.8	Ø48
Sigma Von Misses max [Mpa]	803.52	649.84	740
PEEQ [%]	7.4	6.9	6.6

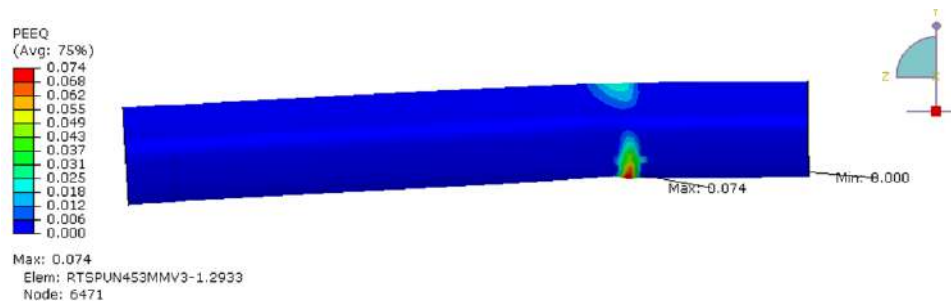


Figura 62: PEEQ [%] Tubo carter Ø45.3

Los tres diámetros propuestos pueden cumplir con los requerimientos del cliente.

Carga incidental

Los objetivos son:

- Evaluar el comportamiento del conjunto amortiguador ante el tipo de carga Incidental, haciendo foco en el componente tubo carter.
- El amortiguador una vez que cese la fuerza, no debe tener una deformación permanente que supere a las tolerancias geométricas permitidas → Desplazamiento del punto UA = C < $(\varnothing 1.7/2)$ → 0.85mm.
- Se harán ensayos sobre los modelos con carter de $\varnothing 45.3$, $\varnothing 46.8$ y $\varnothing 48$.

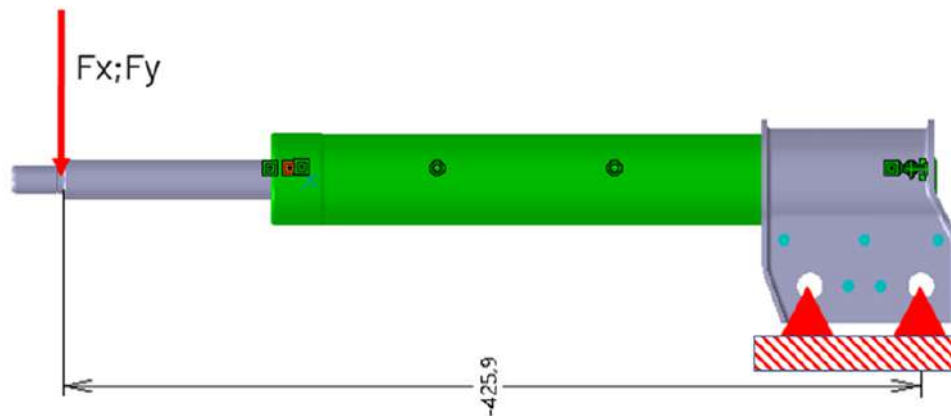


Figura 63: Set-up ensayo de flexión de estructura carga incidental

El amortiguador se encuentra en la misma posición que para el ensayo previo. Las cargas son F_x : 30,4N; y F_y : 6740.8N, que corresponden a una situación de manejo catalogada como “Transversal Impact wheel top”. El resto de los detalles del ensayo se encuentran en el Anexo C (Ensayo 03).

Table 8: Resultados ensayo 03

Diametro del tubo [mm]	$\varnothing 45.3$	$\varnothing 46.8$	$\varnothing 48$
Sigma Von Misses max [Mpa]	1004.23 (Vastago)	1003.9 (Vastago)	1022.75 (Vastago)
Desplazamiento maximo C [mm]	12.62	12.205	12.208
Desplazamiento resultante C [mm]	0.241	0.217	0.230

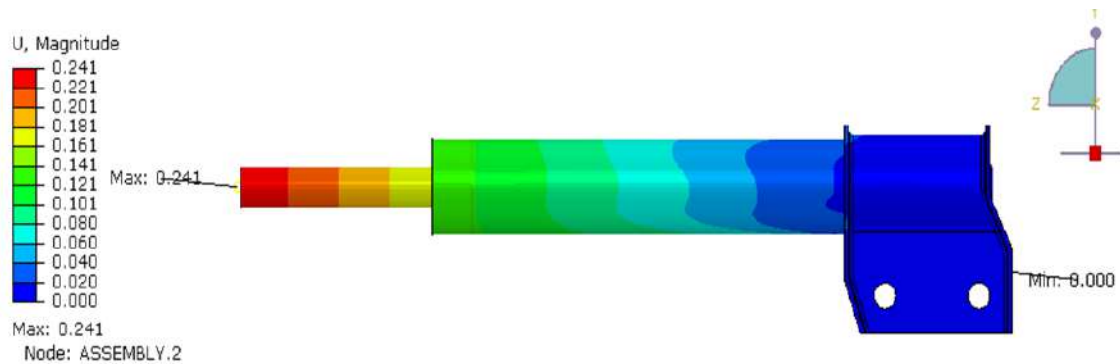


Figura 64: Desplazamiento resultante en punto C para tubo de Ø45.3

Los tres diámetros propuestos cumplen con los requisitos del cliente.

Carga Maxima

Los objetivos son:

- Evaluar el comportamiento del conjunto amortiguador ante el tipo de carga Maxima, haciendo foco en el tubo carter.
- La tensión de Von Mises máxima obtenida al máximo desplazamiento debe ser menor que la tensión de fluencia del material $\rightarrow \sigma_{vm} \max < 550 \text{ Mpa}$.
- Se harán ensayos sobre modelos con carter de Ø45.3, Ø46.8 y Ø48.

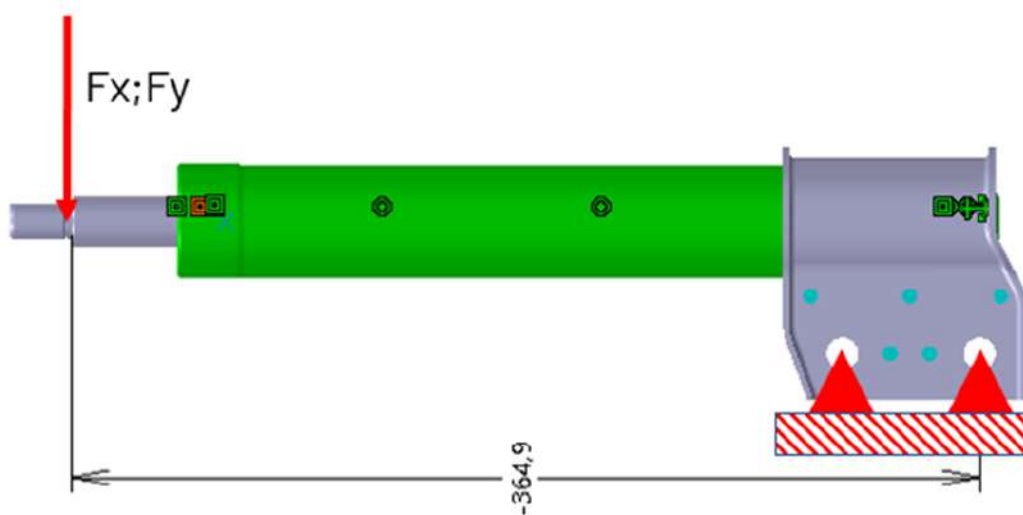


Figura 65: Set-up ensayo de flexion de estructura carga máxima

El amortiguador se encuentra en la posición nominal (432,9mm), menos la distancia indicada en la Figura 66, para la carga correspondiente (68mm), es decir a 364.9mm desde el punto de referencia como indica la Figura 65. Las cargas son F_x : 160.3; y F_y : 3181.2N, que corresponden a una situación de manejo catalogada como "Symetrical wheel movement". El resto de los detalles del ensayo se encuentran en el Anexo C (Ensayo 03).

Symetrical Wheel movement	-	FX (daN)	FY (daN)	FZ (daN)	MX (daN.m)	MY (daN.m)	MZ (daN.m)	-68,0
	K	-13,82	-355,03	1566,03	125,13	-5,05	0,00	
	ST	0,00	0,00	-1006,32	-1,65	0,76	0,00	
	R	-1,30	-0,86	-10,02	0,00	0,00	0,00	
	SR	-0,91	37,78	-549,69	0,00	0,00	0,00	
	C	16,03	318,12	0,00	0,03	-0,40	0,00	

Figura 66: Detalle de altura del vástago respecto del nominal para el ensayo 04.

Fuente: Documentación técnica del cliente

Tabla 9: Resultados ensayo 04

Diametro del tubo [mm]	Ø45.3	Ø46.8	Ø48
Sigma Von Misses max [Mpa]	659.76 (Carter)	273.71 (Carter)	631.19 (Carter)
Desplazamiento maximo C [mm]	6.103	5.894	5.761

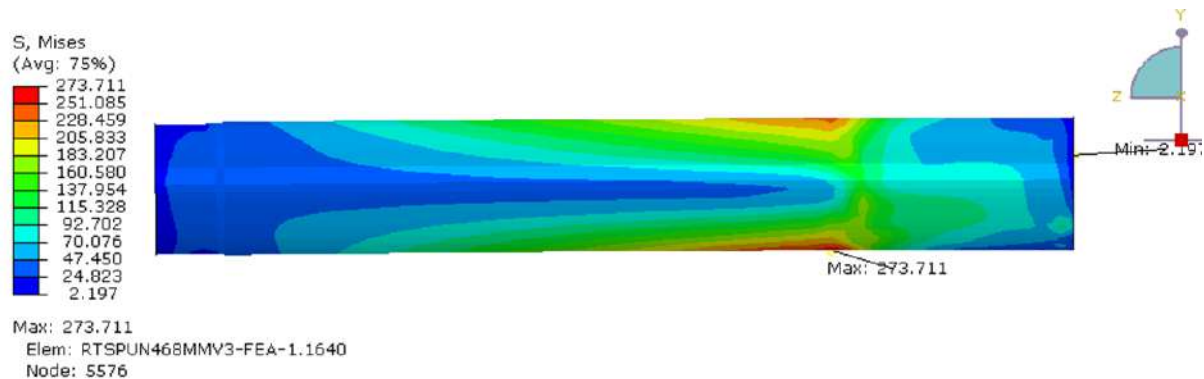


Figura 67: Tensión de Von Misses máxima en tubo carter Ø46.8

Los tubos carter de Ø45.3 y Ø48 no cumplen con los requisitos del cliente.

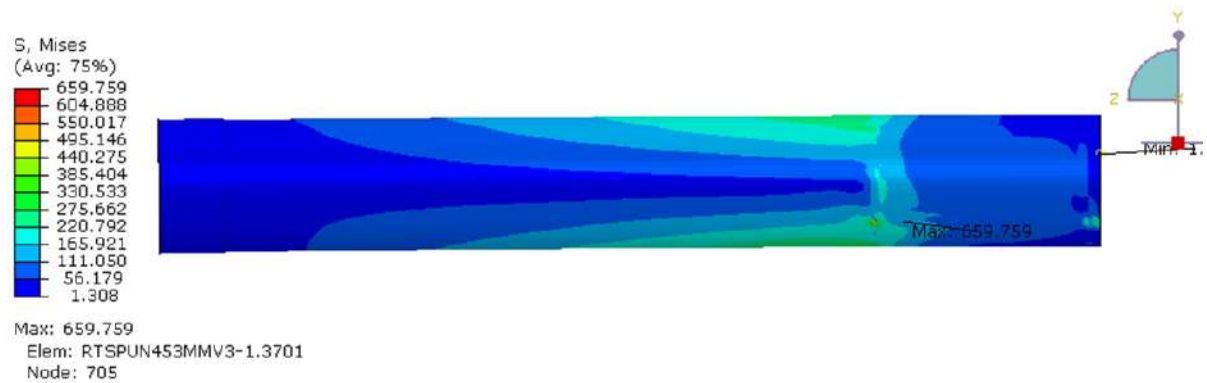


Figura 68: Tension de Von Misses máxima en tubo carter Ø45.3

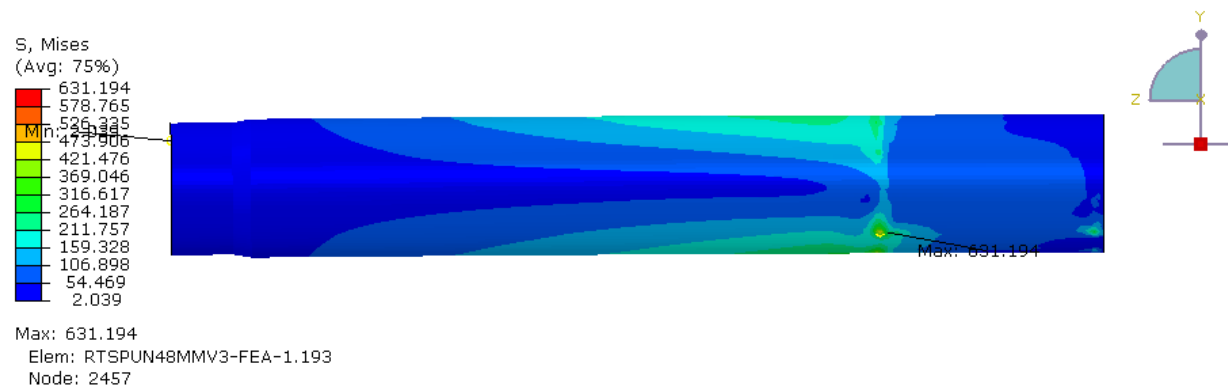


Figura 69: Tension de Von Misses máxima en tubo carter Ø48

Carga de Fatiga

Los objetivos son:

- Evaluar el comportamiento del conjunto amortiguador ante el tipo de carga de Fatiga, haciendo foco en el tubo carter.
- La tensión de Von Misses máxima obtenida al máximo desplazamiento debe ser menor que la tensión de fluencia del material $\rightarrow \sigma_{vm \max} < 550 \text{ Mpa}$
- Se harán ensayos sobre modelos con carter de Ø45.3, Ø46.8 y Ø48
- Se evaluara la durabilidad $\rightarrow$ Target: 1000000 ciclos.

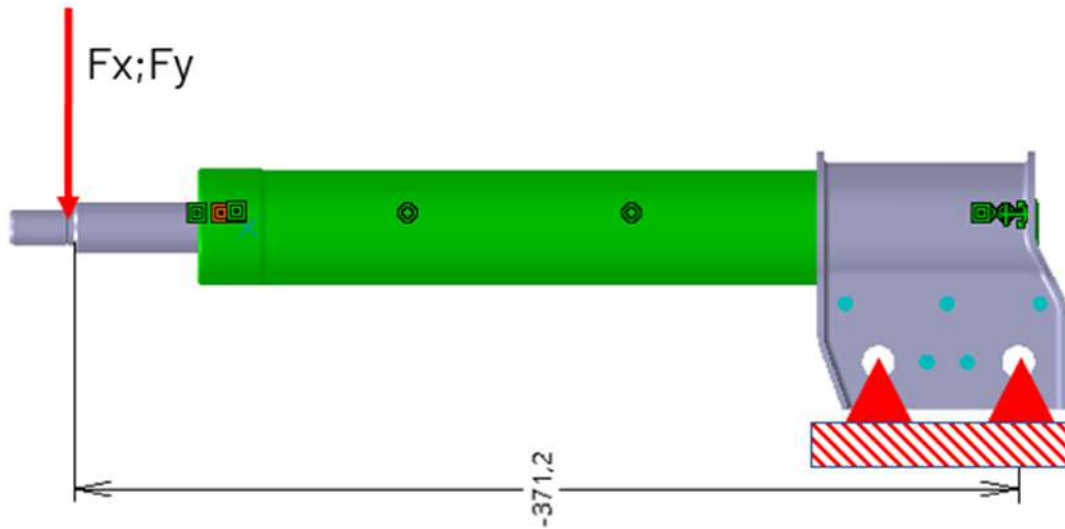


Figura 70: Set-up ensayo de flexión de estructura carga máxima

El amortiguador se encuentra en la posición nominal (432,9mm), menos la distancia indicada en la Figura 71, para la carga correspondiente (61.7mm), es decir a 371.2mm desde el punto de referencia como indica la Figura 65. Las cargas son Fx: 102.5; y Fy: 1825.4N, que corresponden a una situación de manejo catalogada como “Symetrical wheel movement Max”. El resto de los detalles se encuentran en el Anexo C (Ensayo 05).

Symetrical Wheel movement Max	-	FX (daN)	FY (daN)	FZ (daN)	MX (daN.m)	MY (daN.m)	MZ (daN.m)	-61,4
	K	-8,35	-219,24	974,82	77,95	-2,85	0,01	
	ST	0,00	0,00	-433,31	-0,41	0,28	0,00	
	R	-1,29	-0,80	-8,86	0,00	0,00	0,00	
	SR	-0,62	37,50	-532,65	0,00	0,00	0,00	
	C	10,25	182,54	0,00	0,02	-0,30	0,00	

Figura 71: Detalle de altura del vástago respecto del nominal para el ensayo 05

Tabla 10: Resultados ensayo 05

Diametro del tubo [mm]	Ø45.3	Ø46.8	Ø48
Sigma Von Misses max [Mpa]	396.8	203.78	361.37
Ciclos []	1114295	Vida infinita	1336596

Los tubos carter cumplen con los requisitos de resistencia y durabilidad exigidos por el cliente.

Considerando los ensayos realizados en los tres modelos y los cuatro niveles de carga, se evidencia que el tubo carter de 45.3 mm de diámetro no cumple con los requisitos establecidos para el ensayo de carga máxima, a pesar de emplear el material más resistente disponible. También, se observa que, en las pruebas de fatiga, el diámetro de 46.8 mm demostró ser el más duradero. Por lo tanto, se ha decidido avanzar con este diámetro de tubo carter para las siguientes pruebas, el cual será crucial para definir las dimensiones de clavado en la toma inferior y el platillo, así como el radio de apoyo del soporte de la barra estabilizadora.

Validación del diseño de la toma inferior

Este segmento guarda una estrecha relación con el anterior, dado que fue necesario desarrollar un diseño inicial de la toma inferior para evaluar la resistencia del tubo carter y seleccionar su diámetro. Aunque se logró este paso de manera provisional, los resultados indican que el diseño provisional de la toma inferior debe ser ajustado, ya que no cumple con los requisitos mínimos de durabilidad.

Tabla 11: Resultados durabilidad en el primer diseño de la toma inferior

Resultado ensayo de fatiga	Modelo con carter Ø46.8 – Material de la toma MLC 350				
Componente	Espesor [mm]	Sigma Von Misses Max [Mpa]	Durabilidad [Ciclos]	FOS [1E06]	% Failure (<50%)
Parte exterior	2.5	316.68	59841	0.5	99.4
Refuerzo interior	2	270.042	139959	0.575	94.4

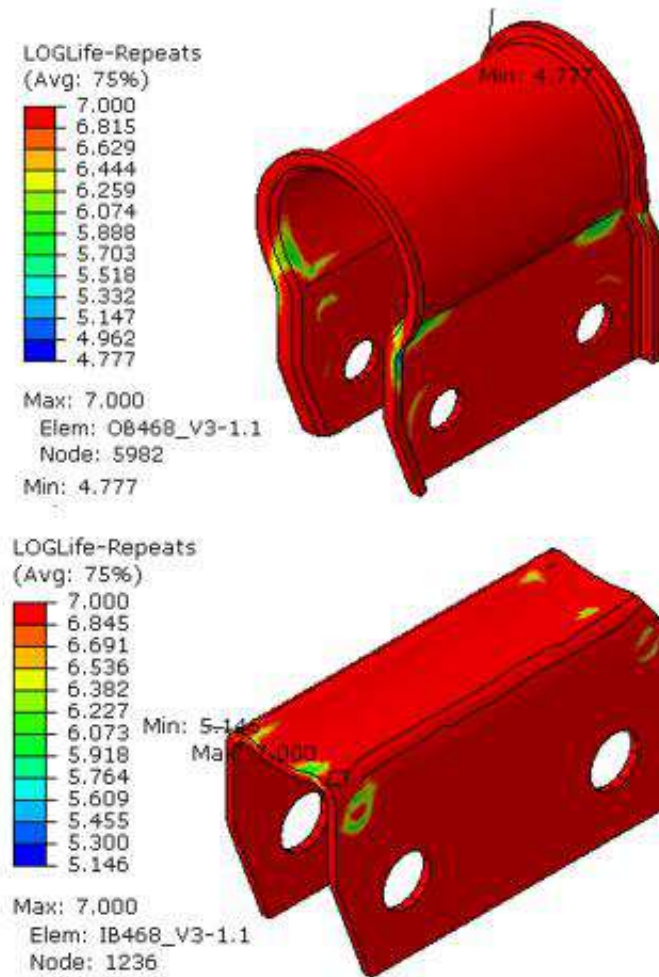


Figura 72: Resultados de durabilidad en toma inferior Ø46.8

Para mejorar la resistencia y durabilidad de este componente, se ha iniciado un estudio de diseño iterativo, priorizando el enfoque en las áreas de la pieza que mostraron deficiencias en los ensayos anteriores.

Se han realizado un total de 14 ensayos, en donde en cada uno se fue mejorando el diseño de la pieza en pos de obtener mejores resultados. En este apartado, se presentara una tabla con los parámetros que se fueron obteniendo, y un esquema que refleja el mejoramiento en la geometría de la pieza, donde se fue rigidizando, variando radios de transición, cambiando el material, espesores y cantidad de puntos de soldadura, hasta llegar a una solución que cumpla con los requisitos exigidos por el cliente.

Los objetivos principales son:

- Evaluar el comportamiento del conjunto amortiguador ante el tipo de carga Fatiga, haciendo foco esta vez en la toma inferior.
- La tensión de Von Misses máxima obtenida al máximo desplazamiento debe ser menor que la tensión de fluencia del material $\rightarrow \sigma_{vm \max} < 350 \text{ Mpa}$ para un material MLC350.
- Se utilizara el modelo con carter $\varnothing 46.8$, seleccionado en el apartado anterior.
- Se evaluara la durabilidad $\rightarrow$ Target: 1000000 ciclos.

Para este ensayo se tomaran los parámetros de la puesta a punto iguales a los del ensayo de carga máxima en el apartado anterior. Los detalles de este proceso se encuentran en el Anexo D (Ensayo 06 a 15).

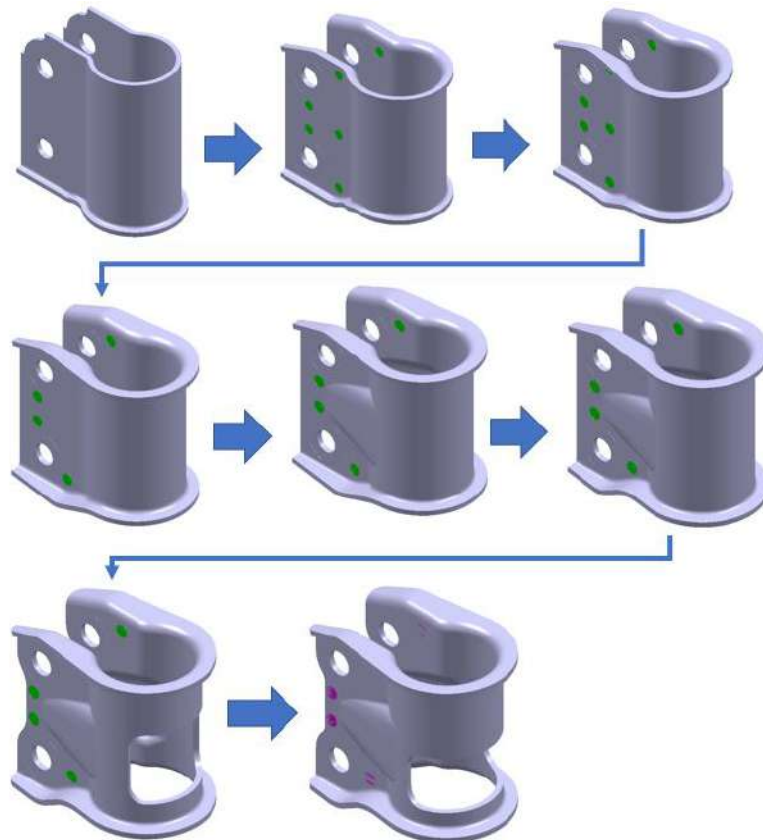


Figura 73: Proceso de diseño de la toma inferior.

Tabla 12: Resultados de Resistencia y durabilidad de los diseños de la toma inferior

N°	Componente	Material	Espesor	σ VM [Mpa]	Durabilidad [Ciclos]	%Failure (<50%)
06	Parte externa	MCL 350	2.5	318.057	59841	99.387
	Refuerzo int.		2	280.13	139959	94.49
07	Parte externa	MCL 350	2.5	240.5	69984	92.76
	Refuerzo int.		2.5	273.28	51523	95.185
08	Parte externa	MLC 420	3	197.25	200447	84.775
	Refuerzo int.		2.5	259.03	753356	53.115
09	Parte externa	MLC 420	3	347.56	210378	84.638
	Refuerzo int.		2.8	225.58	194984	85.225
10	Parte externa	MLC 420	3	177.69	885116	52.76
	Refuerzo int.		2.5	241.29	319154	75.886
11	Parte externa	MLC 420	3	342.52	136144	90.596
	Refuerzo int.		2.8	242.88	319154	67.671
12	Parte externa	MLC 420	3	150.788	1905461	36.307
	Refuerzo int.		2.5	169.045	706318	57.992
13	Parte externa	MLC 420	3	139.36	3589219	28.996
	Refuerzo int.		2.8	120.523	2382319	32.12
14	Parte externa	MLC 420	3	165.157	1348963	43.395
	Refuerzo int.		2.8	137.104	568853	63.015
15	Parte externa	MLC 420	3	150.018	1702159	38.579
	Refuerzo int.		2.8	129.099	4720630	21.250

Tras evaluar cada uno de los once casos por separado, se ha alcanzado un diseño que, hasta el momento, satisface los requisitos de resistencia y durabilidad exigidos por el cliente. Ha habido un ahorro de material respecto a la primer propuesta. Dado que todos estos ensayos se llevaron a cabo para una carga de fatiga, se requerirá repetir las pruebas de validación de flexión de la estructura para las demás cargas, de manera de validar a la estructura completa.

Nuevamente, los objetivos son:

- Evaluar el comportamiento del conjunto amortiguador ante el tipo de carga máxima, incidental y accidental.
- Criterios de aceptación
 - Carga máxima $\rightarrow \sigma_{vm} \max < \text{Yield Strength material}$
 - Carga incidental $\rightarrow \text{Desplazamiento del punto UA=C} < (\varnothing 1.7/2) \square 0.85\text{mm}$
 - Carga accidental $\rightarrow \text{PEEQ \% total} < \text{Promedio de los alargamientos porcentuales a la rotura} < 13,9\%$
- Se evaluara la durabilidad
 - Carga máxima $\rightarrow 2500 \text{ Ciclos min}$
 - Carga incidental $\rightarrow 10 \text{ Ciclos min}$

La puesta punto para estos ensayos están detalladas en el Anexo D (Ensayo 16-1,16-2 y 16-3).

Tabla 13: Resultados ensayo 16-1, con modelo final de toma inferior (Carga Maxima).

Sigma Von Misses max [Mpa]	324.65 (carter)
Desplazamiento maximo punto C [mm]	2.603
Desplazamiento resultante punto C [mm]	No aplica
PEEQ [%]	0
Durabilidad [] $\rightarrow$ Target: 2500	80538

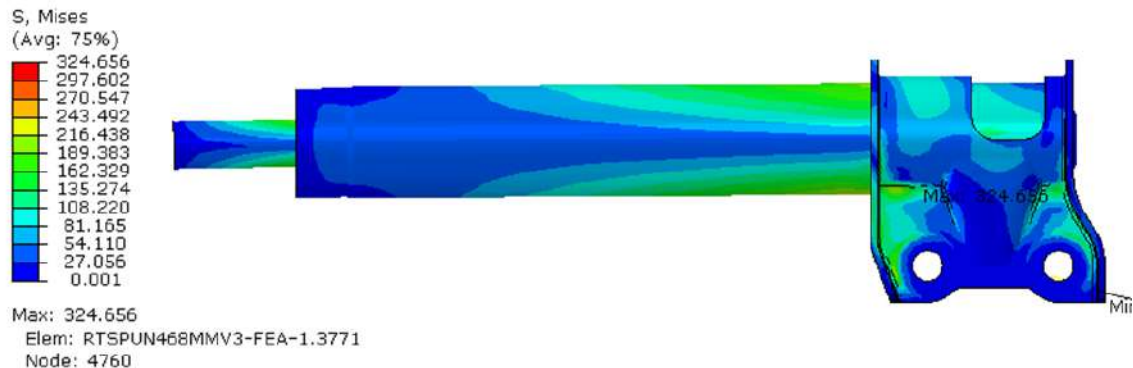


Figura 74: Tension de Von Misses en modelo final de toma inferior ante carga de tipo máxima [Mpa]

Tabla 14: Resultados ensayo 16-2, con modelo final de toma inferior (Carga Incidental).

Sigma Von Misses max [Mpa]	949.9 (Vastago)
Desplazamiento maximo punto C [mm]	10.789
Desplazamiento resultante punto C [mm]	0.070
PEEQ [%]	0.3 (Carter)
Durabilidad [] → Target: 2500	15668

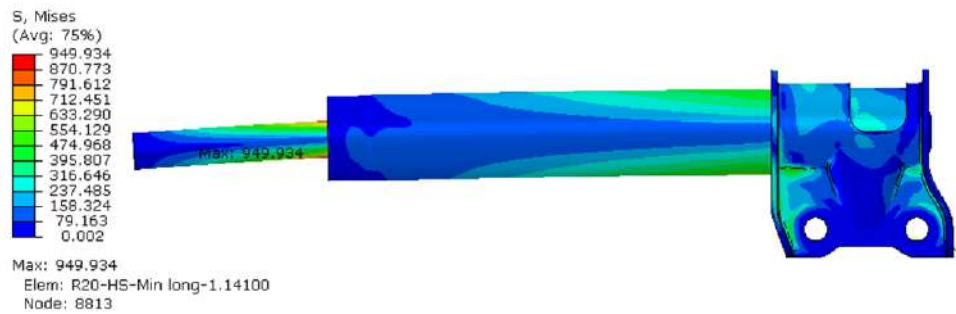


Figura 75: Tension de Von Misses en modelo final de toma inferior ante carga de tipo incidental [Mpa]

Tabla 15: Resultados ensayo 16-3, con modelo final de toma inferior (Carga Accidental).

Sigma Von Misses max [Mpa]	1235.58 (Vastago)
Desplazamiento maximo punto C [mm]	27.382
Desplazamiento resultante punto C [mm]	N/A
PEEQ [%] → Target < 13,9%	9.2 (Total)
Durabilidad [Ciclos]	N/A

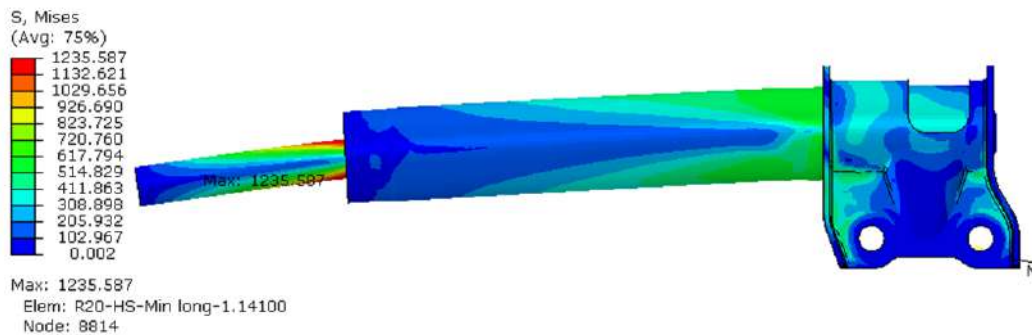


Figura 76: Tension de Von Misses en modelo final de toma inferior ante carga de tipo Accidental [Mpa].

Tras la serie de ensayos realizados, se ha verificado que la configuración del tubo carter con un diámetro de 46.8 mm, junto con el diseño actualizado de la toma inferior, satisface todos los requisitos establecidos por el cliente en términos de resistencia y durabilidad.

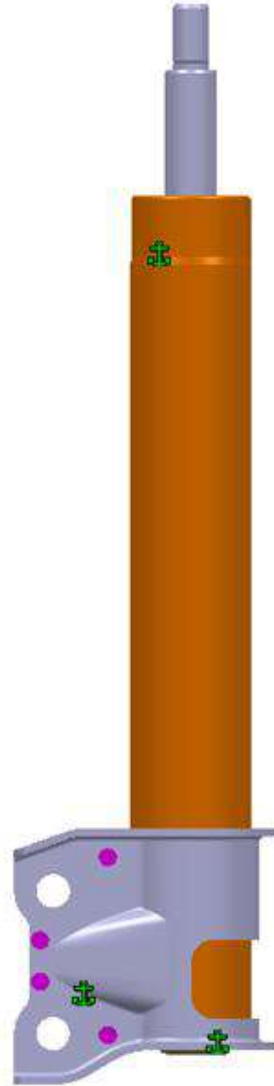


Figura 77: Modelo de estructura obtenido (MASA ACTUAL: 2,700 KG)

Tal como muestra la Figura 77, tenemos un modelo de estructura general validado. Sumando todos los componentes internos se tiene una masa actual de 2,700 kG. La diferencia entre esta masa y la requerida, será una condición a tener en cuenta para los próximos diseños.

Validacion del diseño del soporte de barra estabilizadora

Similar al enfoque aplicado en la toma inferior, el desarrollo de las opciones de diseño para el soporte de la barra estabilizadora se inicia basándose en el croquis y el modelo tridimensional del prototipo provistos en la documentación técnica. Estos recursos suministran las medidas de montaje primordiales que deben ser rigurosamente consideradas en el proceso de diseño.

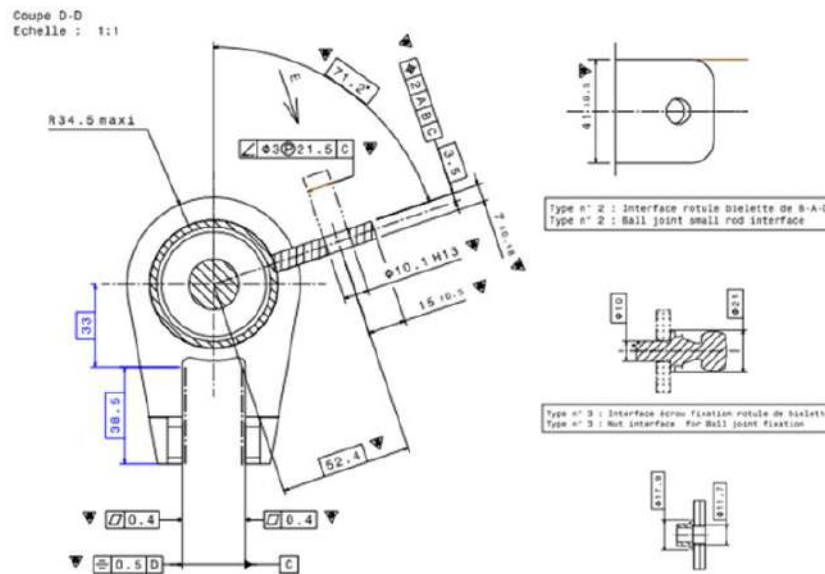


Figura 78: Documentacion tecnica otorgada para el desarrollo del modelo de soporte de barra estabilizadora.

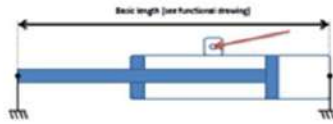
El cliente, a través de la documentación técnica, propone una forma de ensayar el componente. De parte del proveedor, la idea es simplificar el ensayo a como esta definido en la Figura 79, de manera de poder representar el modo de falla del soporte de barra, lo que nos daría un indicio de que tan representativo es nuestro modelo, pero con un modelo computacional que consuma menos recursos.

Se vera, que a diferencia del ensayo de flexion, la severidad de las cargas tendrán una distribución distinta. De todas maneras, como se observo en los ensayos anteriores, la exigencia mayor viene por el lado de la durabilidad, por lo cual, se comenzara validando el diseño tomando ese nivel de carga como punto de partida de la elección del posible diseño final, para luego verificar el modelo ante los demás estados de cargas (Accidental, incidental y máxima).

6.3.7. DEFINITIONS OF THE MECHANICAL RESISTANCE VALIDATION TEST CONDITIONS

Resistance of the anti-roll bar lug

- The shock absorber is fitted fixed onto a frame at point K (around the lower bracket or the connection with the pivot) as well as around point Ua. The application of forces occurs at point R.



- The direction in which the forces should be applied is defined by the values:

Distance	VB31	VB33	VB34
A = distance of point R / shock absorber axis	53,5 mm	TBD	54,8mm
B = distance of point R / shock absorber axis	25,1 mm	TBD	25 mm
C = BAD conrod angle / shock absorber axis	11,7°	TBD	16,8°
D = BAD conrod angle / shck absorber axis	1,8°	TBD	3,1°

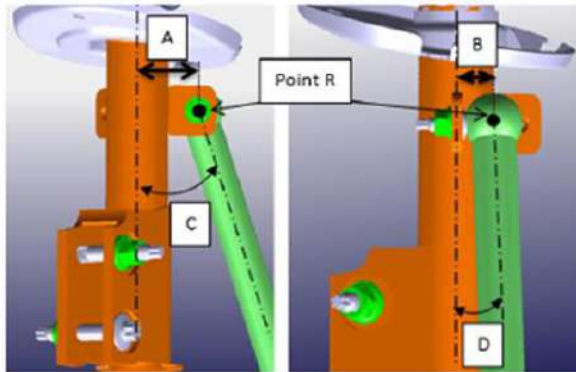


Figura 79: Ensayo de soporte de barra estabilizara, especificacion propuesta por el cliente.

Los criterios de aceptación para cada caso de carga son los mismo aplicados al ensayo de flexion de la estructura. Las cargas y sollicitaciones fueron definidas en el Capitulo 2 (ver Tabla 3).

Para este caso, los objetivos son:

- Evaluar el comportamiento del modelo propuesto para el soporte de barra estabilizadora ante el tipo de carga de fatiga. Definir cantidad de cordones de soldadura.
- Se harán ensayos sobre modelos con carter de Ø46.8.
- Criterios de aceptación
Carga fatiga $\rightarrow \sigma_{vm} \max < \text{Yield Strength material}$.
- Se evaluara la durabilidad
Carga fatiga $\rightarrow 1000000$ Ciclos min.

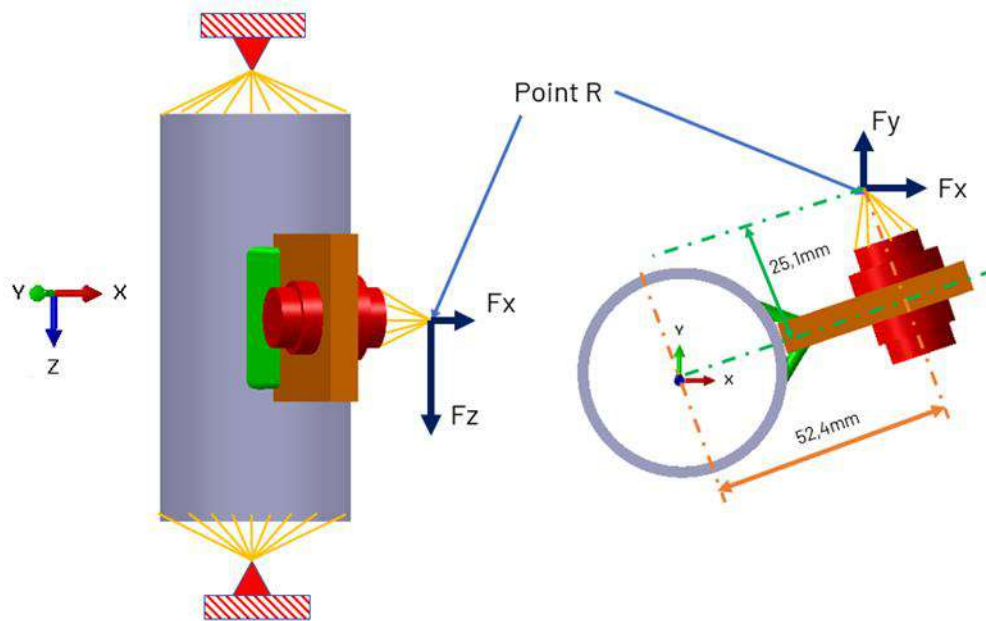


Figura 80: Set-up para el ensayo de tracción del soporte de barra estabilizadora

Se aplica una fuerza en el punto R como lo indica la flecha en el esquema de la Figura 80, la cual está dividida en tres componentes en la dirección X;Y;Z. En lugar de crear un modelo del amortiguador completo tal como lo indica la Figura 79, se ha propuesto un sistema simplificado de manera de utilizar los recursos computacionales disponibles en las áreas realmente requeridas. El tubo carter tiene una longitud de 100mm, sujeto por los extremos por dos acoplamientos cinemáticos conectados a un punto, que se encuentra fijo en todos los grados de libertad. La posición del soporte de barra respeta el esquema provisto por el cliente. El punto de aplicación de la carga está conectado mediante un acople cinemático a la pieza, este representa el anclaje de la rótula, respetando los diámetros de apoyo tal cual lo exige el esquema. El soporte de barra se conecta al tubo mediante componentes que simulan ser la soldadura, creada a partir de dimensiones estándar del proceso de fabricación interno. Estos cordones, están conectados a ambos casos con una relación fija nodo a nodo.

El resto de los detalles del ensayo se encuentran en el Anexo E (Ensayos 17 a 24). Se hicieron un total de 8 ensayos, a modo de estudiar el comportamiento de los diseños propuestos. Una vez elegida la opción final, se validó ante el total de cargas exigidas por el cliente, determinando la geometría del componente y la unión de este al tubo carter.

Tabla 16: Resultados de Resistencia y durabilidad de los diseños del soporte de barra estabilizadora.

N°	Componente	Material	Espesor [mm]	σ VM [Mpa]	Durabilidad [Ciclos]	%Failure (<50%)
17	Soporte	IRAM IAS-U500	7	276.78 (Soldadura)	704693	56.56
18	Soporte	MLC 350	5	368.5 (Soporte)	132129	98.254
19	Soporte	MLC 350	5	795.14 (Soldadura)	688652	57.448
20	Soporte	MLC 350	5	274.6 (Soporte)	721107	81.163
21	Soporte	MLC 350	5	499.29 (Soldadura)	557185	63.491
22	Soporte	MLC 350	5	229.4 (Soldadura)	669884	59.19
23	Soporte	MLC 350	6.3	246.9 (Soldadura)	3198895	29.299
24	Soporte	MLC 350	6.3	214.72 (Soldadura)	4613175	22.212

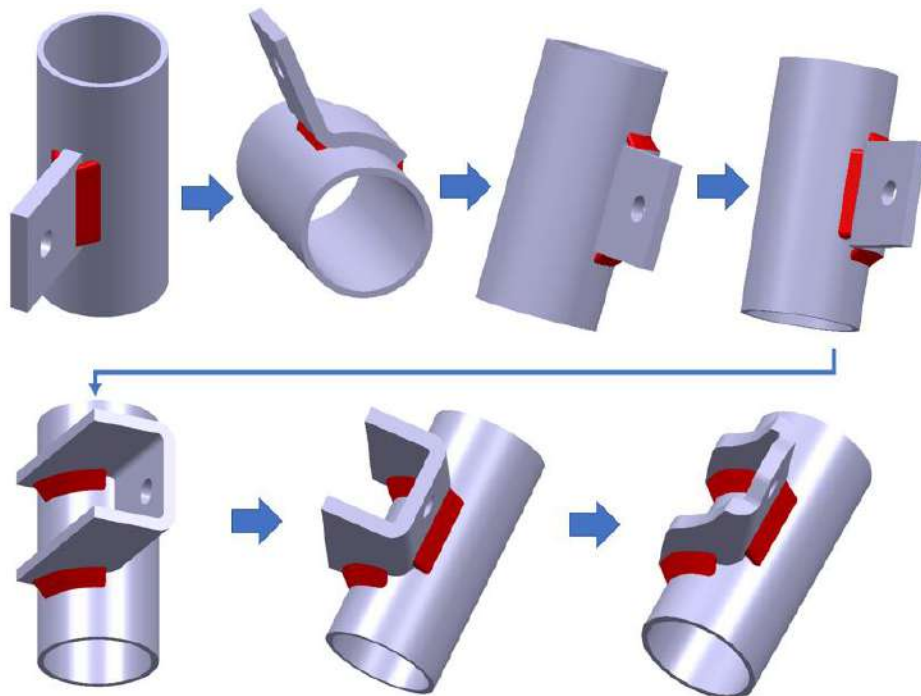


Figura 81: Proceso de diseño del soporte de barra estabilizadora

Tras una serie de ensayos sucesivos, se observa que el diseño más eficiente, logrado luego de optimizar su estructura para reducir la masa, es el modelo utilizado en el ensayo N°24. Se deberá evaluar el comportamiento de este ultimo modelo antes las cargas del tipo Maximas e Incidentales. Se descartara el ensayo de carga accidental debido a que la magnitud de la carga a aplicar es muchísimo menor en contraste con los demás casos.

Los objetivos para el nuevo ensayo (Modelo final con carga tipo maxima) son:

- Evaluar el comportamiento del modelo propuesto para el soporte de barra estabilizadora ante el tipo de carga de maxima.
- Se harán ensayos sobre modelos con carter de Ø46.8
- Criterios de aceptación
 - Carga fatiga $\rightarrow \sigma_{vm} \max < \text{Yield Strength material}$
- Se evaluara la durabilidad
 - Carga fatiga $\rightarrow 2500 \text{ Ciclos min.}$

La puesta a punto es idéntica a los ensayos previos, y las cargas están especificadas en la Tabla 3. Para ver los detalles del ensayo, ver Anexo E (Ensayo 24-1).

Tabla 17: Resultados ensayo E 24 1, con modelo final de soporte de barra (Carga maxima).

N°	Componente	Material	Espesor [mm]	σ_{VM} [Mpa]	Durabilidad [Ciclos]	%Failure (<50%)
24-1	Soporte	MLC 350	6.3	391.9 (Soldadura)	286417	3.44

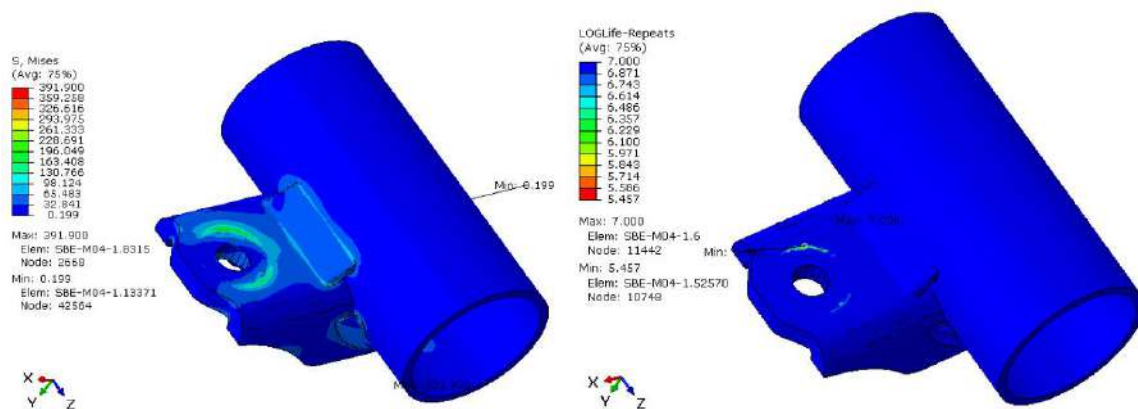


Figura 82: Tension de Von Misses y durabilidad en modelo final de SBE ante carga de tipo Maxima [Mpa].

Los objetivos para el nuevo ensayo (Modelo final con carga tipo Incidental) son:

- Evaluar el comportamiento del modelo propuesto para el soporte de barra estabilizadora ante el tipo de carga de Incidental.
- Se harán ensayos sobre modelos con carter de Ø46.8
- Criterios de aceptación
Carga Incidental → Desplazamiento del punto R < 1mm
- Se evaluara la durabilidad
Carga Incidental → 10 Ciclos min.

La puesta a punto es idéntica a los ensayos previos, y las cargas están especificadas en la Tabla 3. Para ver el resto de los detalles del ensayo, ver Anexo E (Ensayo 24-2).

Table 18 - Resultados ensayo E 24 2, con modelo final de soporte de barra (Carga Incidental).

N°	Componente	Material	Espesor [mm]	Desplazamiento o punto R [mm]	Durabilidad [Ciclos]	%Failure (<50%)
24-2	Soporte	MLC 350	6.3	0.079	187499	0.6

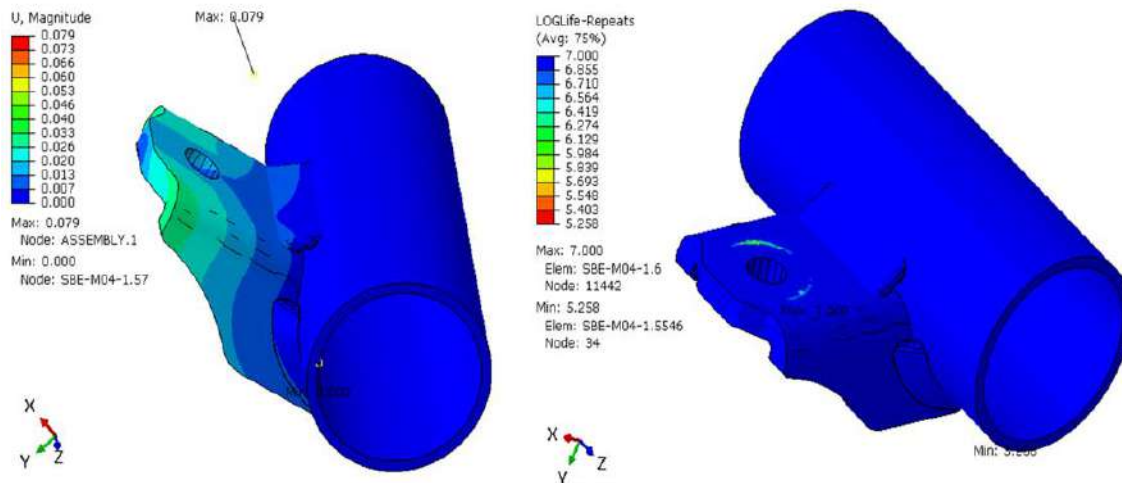


Figura 83: Desplazamiento resutante y durabilidad en modelo final de SBE ante carga de tipo de carga Incidental [Mpa].

Tras la serie de ensayos realizados, se ha verificado que la configuración del tubo carter con un diámetro de 46.8 mm, junto con el diseño final del soporte de barra estabilizadora, satisface todos los requisitos establecidos por el cliente en términos de resistencia y durabilidad.

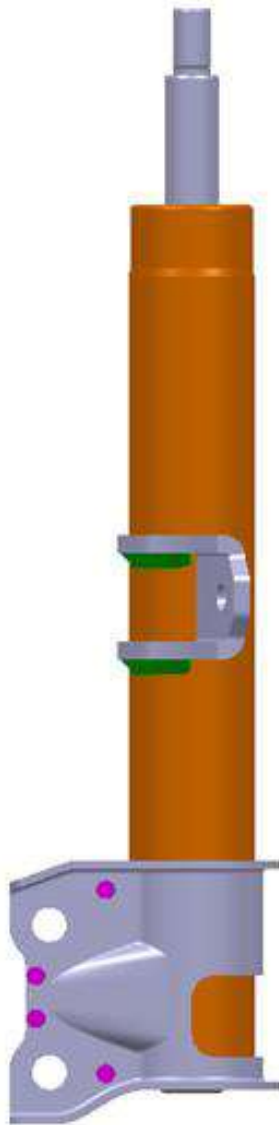


Figura 84: Modelo de estructura obtenido anteriormente, ahora con soporte de barra incorporado.

Al modelo de la Figura 77, se le suma la masa del soporte de barra estabilizadora validado en los apartados previos, dando una masa total de 2,867 kG.

Validacion del diseño del platillo

El punto de partida para la primera propuesta de diseño fue la geometría del 'spring coil' o espiral, especificado por el cliente a través de la documentación técnica. Con esta información, se generaron modelos iniciales de soportes que sean capaces de adaptarse a las situaciones de rebote y compresión que caracteriza al amortiguador, garantizando un ajuste adecuado en la interfaz soporte – espiral.

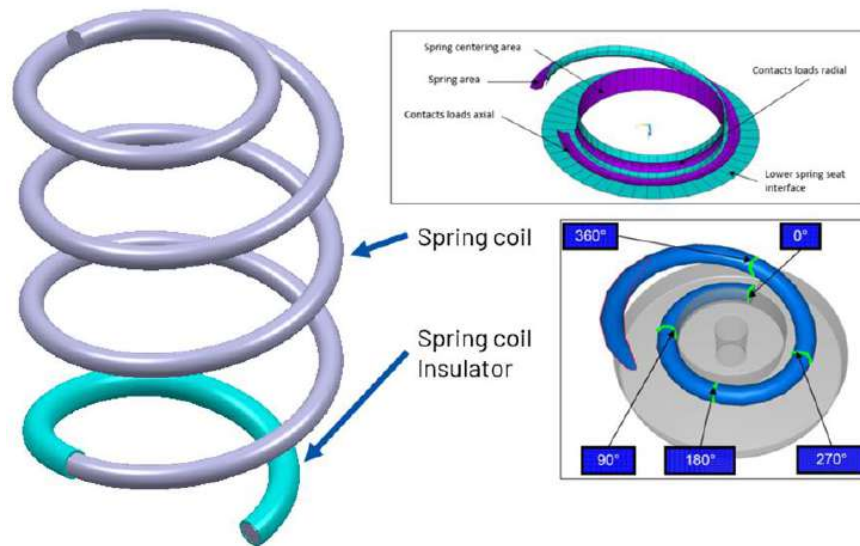


Figura 85: Condiciones de borde para el diseño del plato soporte

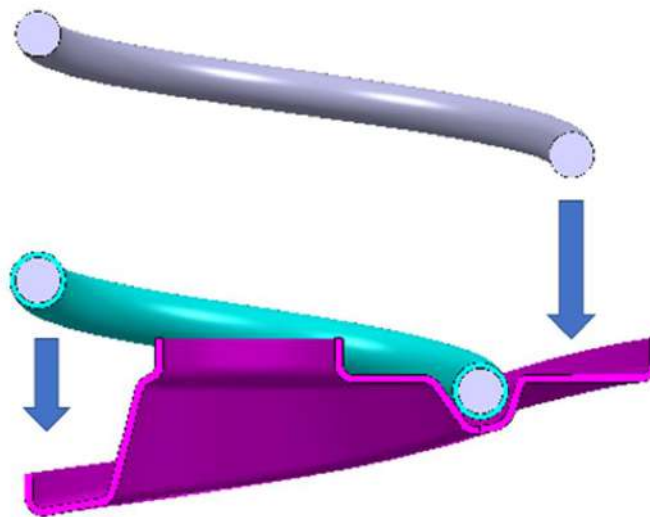


Figura 86: Sección del conjunto platillo - espiral.

En la Figura 86, se puede ver como se extiende la geometría para dar soporte al plato en condiciones donde el espiral este completamente comprimido.

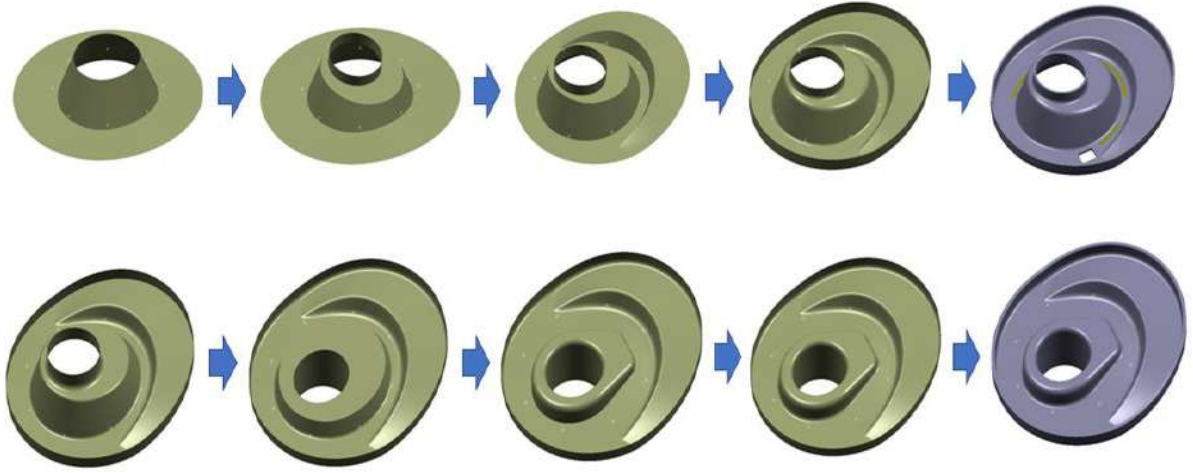


Figura 87: Proceso de creación del diseño del platillo soporte.

Las condiciones de contorno en cuanto a lo referido a la validación, difieren circunstancialmente de los métodos usados anteriormente, ya que para este caso, se entrega no necesariamente un punto donde aplicar la carga, sino mas bien un rango de grados, en donde el espiral se apoya mientras trabaja en el vehiculo (Ver capitulo dos, Table 4 y Figura 30).

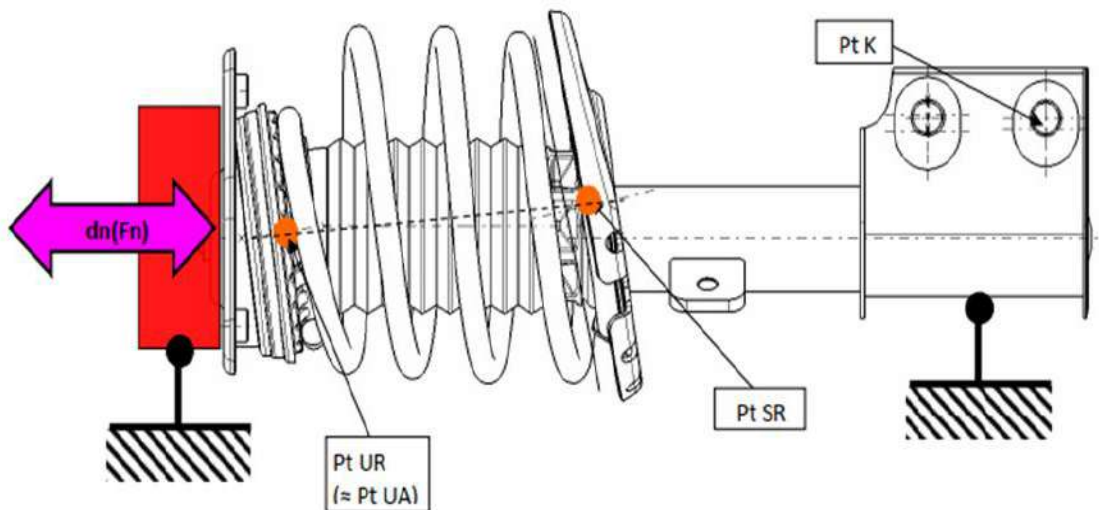


Figura 88: Condiciones de ensayo para el test de validación físico.

Para este caso, los criterios de aceptación y algunos parámetros a considerar en los ensayos son indicados en la siguiente imagen:

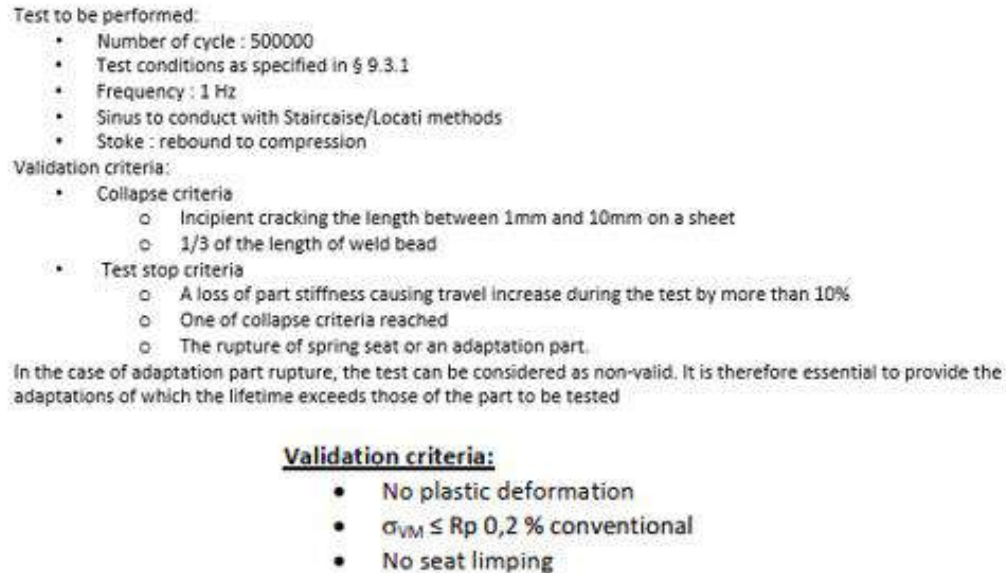


Figura 89: Criterio de aceptación para ensayo de carga axial en platillo soporte

Se comenzara el proceso de validación considerando el caso de cargas mas severo, el cual para este caso, son las cargas indicadas en la Figura 27 como cargas de compresión.

Los objetivos para este ensayo son:

- Evaluar el comportamiento del modelo propuesto para palstillo soporte de espitar ante la carga y forma de aplicacion especificada por el cliente
- Se harán ensayos sobre modelos con carter de Ø46.8
- Criterios de aceptación
Ensayo de Resistencia estatico → $\sigma_{vm} \max < \text{Yield Strength material}$
No se admite deformacion plastica
- Se evaluara la durabilidad
Carga especificada por cliente → 500000 Ciclos minimo.

Se efectuaron un total de 10 ensayos para la validación del diseño. Luego, el que tuvo el mejor comportamiento, se debio validar ante las cargas de rebote, completando asi el total de ensayos de validación para este componente.

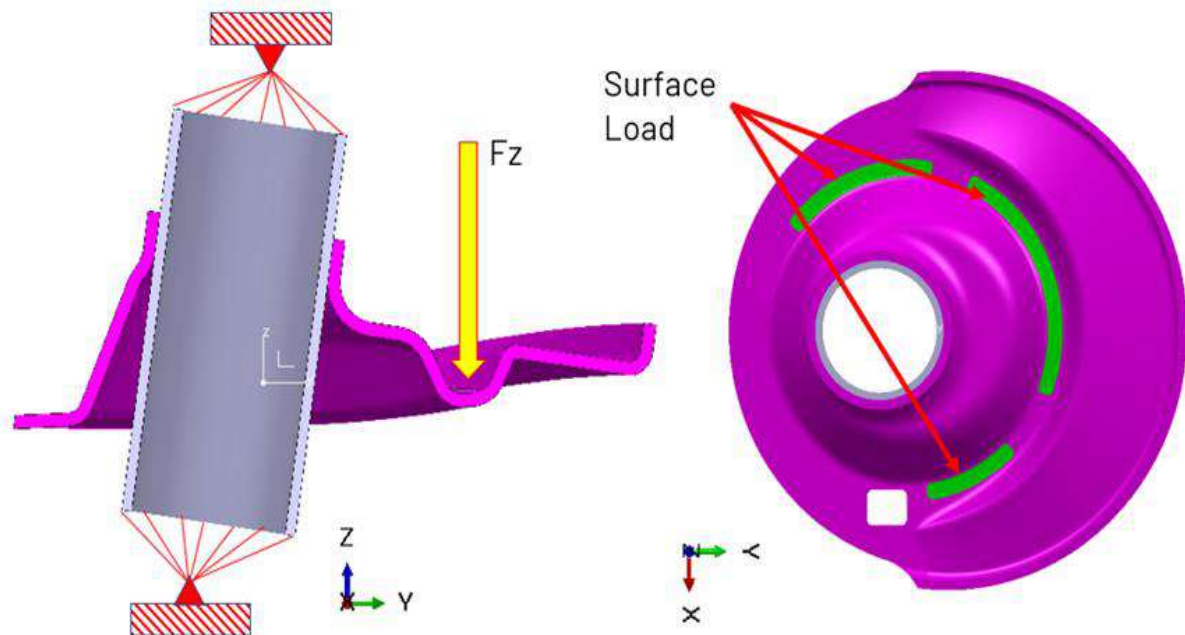


Figura 90: Set-up para el ensayo de carga axial del platillo soporte de espiral.

Se aplica la distribución de fuerzas especificada por el cliente en dirección del eje del espiral como lo muestra la imagen superior. La fuerza total se divide en tres partes, las cuales se aplican en las tres superficies coloreadas en verde a través de un punto unido a esta mediante un acoplamiento cinemático. En lugar de crear un modelo del amortiguador completo se ha propuesto un sistema simplificado de manera de utilizar los recursos computacionales disponibles en las áreas realmente requeridas. El tubo carter tiene una longitud de 100mm, sujeto por los extremos por dos acoplamientos cinemáticos conectados a un punto fijo en todos los grados de libertad. El platillo está sujeto al tubo carter con una condición de interferencia de 0.1, a su vez, este está sostenido por la sección del cuello superior, simulando ser el anclaje efectuado por la soldadura.

Tabla 19: Resultados de Resistencia y durabilidad de los diseños propuestos para el platillo soporte

N°	Componente	Material	Espesor [mm]	σ VM [Mpa]	PEEQ [%]	Durabilidad [Ciclos]
25	Platillo	IRAM IAS-U500	2	464.28	3.3	No se efectuo
26	Platillo	MLC 380	2.5	536.78	0	36728
27	Platillo	MLC 420	2.5	411.18	0	89330
28	Platillo	MLC 420	3	252.70	0	316227
29	Platillo	MLC 420	3	368.67	0	28575
30	Platillo	MLC 420	3.2	190.58	0	1531087
31	Platillo	MLC 420	3.2	200.7	0	1654962
32	Platillo (Carga de rebote)	MLC 420	3.2	133.5	0	Vida infinita
33	Platillo	MLC 420	2.8	204.7	0	810961
34	Platillo (opcion cuello direccion opuesta)	MLC 420	2.8	705.053	0.7	No se efectuo

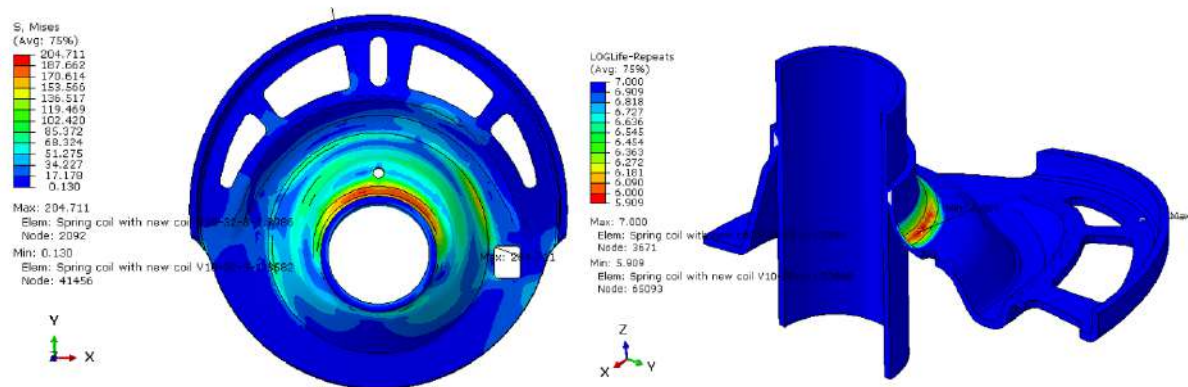


Figura 91: Tension de Von misses y durabilidad en la muestra N°33, solución elegida.

Luego de analizar los resultado, vimos que el diseño usado en el ensayo 33, cumple con los requisitos de resistencia y durabilidad que exige el cliente. Para ver los detalles de los ensayos ver Anexo F (Ensayo F-25 a F-34).

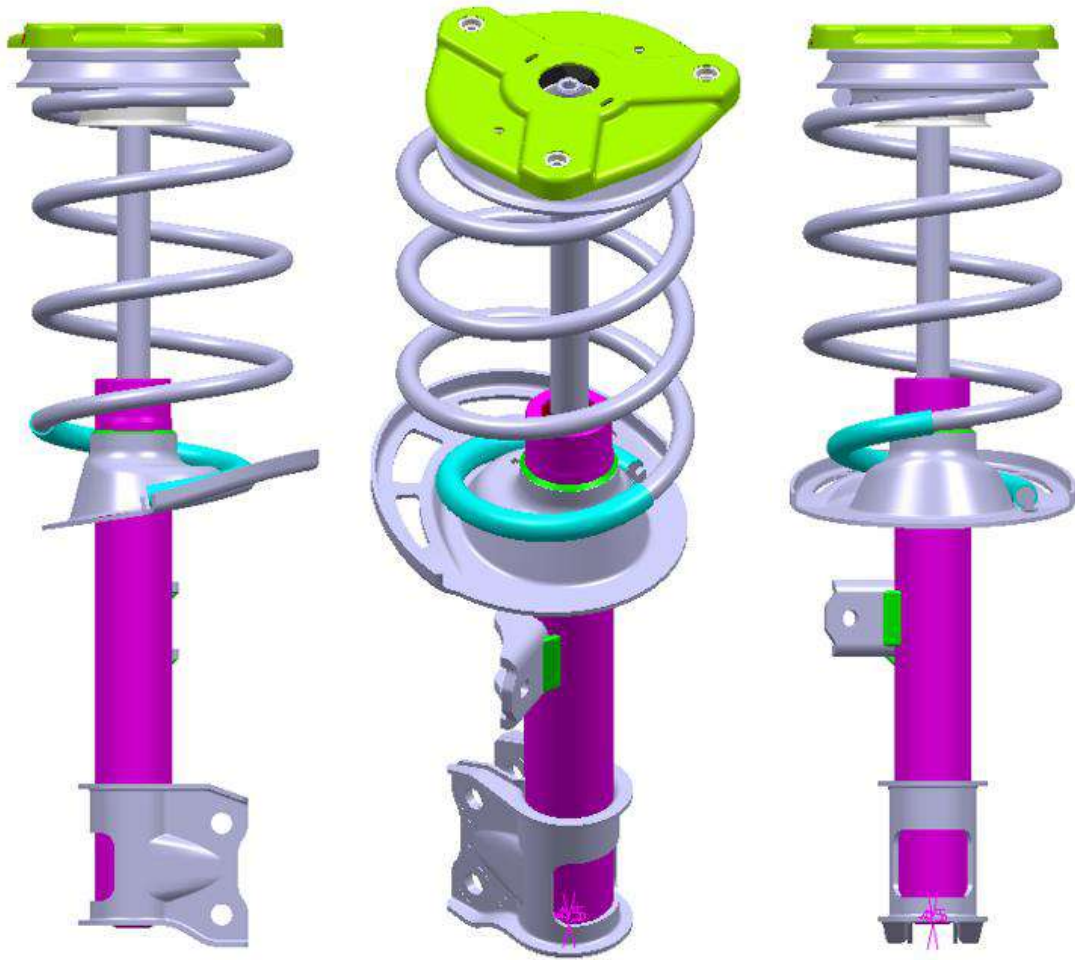


Figura 92: Pre ensamblado del modulo para vericacion de altura de plato. (MASA ACTUAL: 3,467 KG)

Modos de falla obtenidos

Se pudo ver en los ensayos de validación del material del vástago, la comparación entre los resultados empíricos entre un ensayo real con el modelo propuesto, lo cual nos brinda un indicio de que tan preciso es. Para los demás componentes, así como para la estructura, se hará una comparación entre los modos de falla obtenidos y los resultados de pruebas físicas de durabilidad, de manera de ver si las condiciones de contorno que fueron aplicadas representan la realidad.

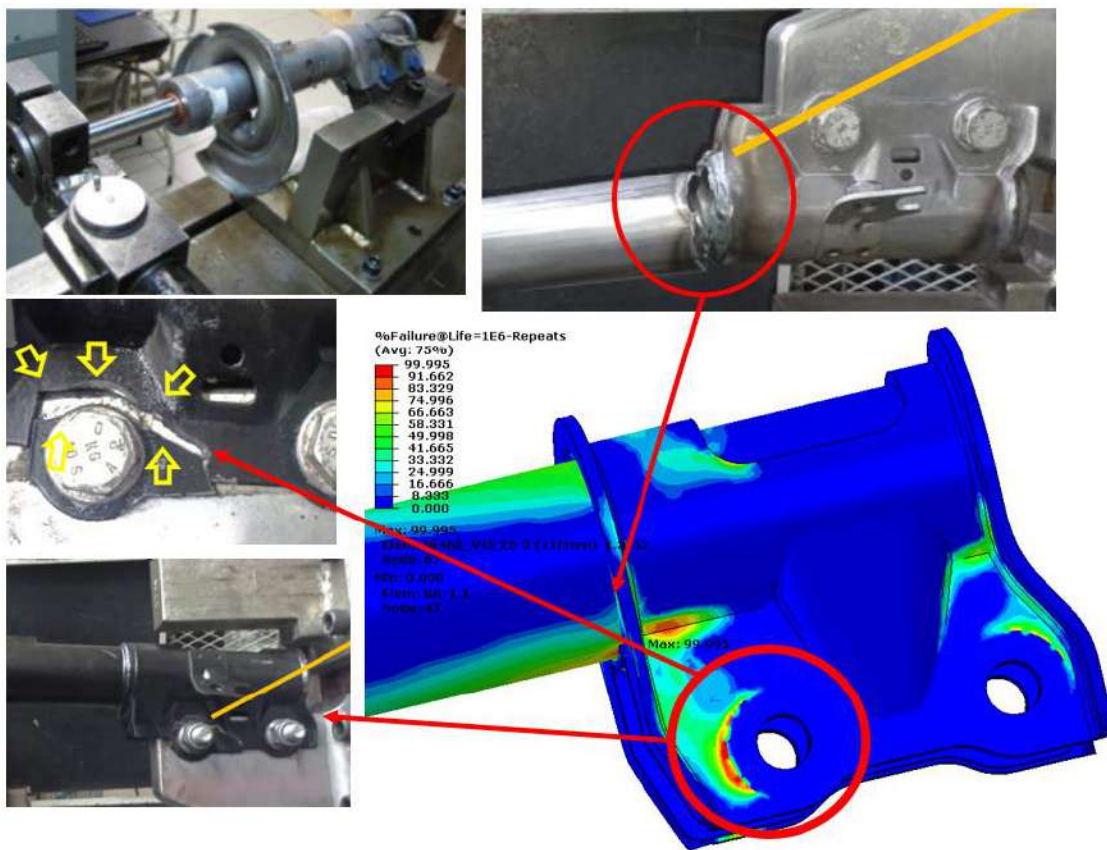


Figura 93: Correlación entre el modo de falla obtenido en ensayo de durabilidad real y probetas de ensayo reales en estructura.

Si se observa la Figura 93, en la esquina superior izquierda se puede ver la preparación de un ensayo de flexión de la estructura real. A través de las imágenes proporcionadas, se observa la correlación que se obtuvo entre las fallas típicas que tienen lugar en este tipo de ensayos, y las zonas de alta probabilidad de iniciación de fisura obtenidas en la simulación del diseño seleccionado.

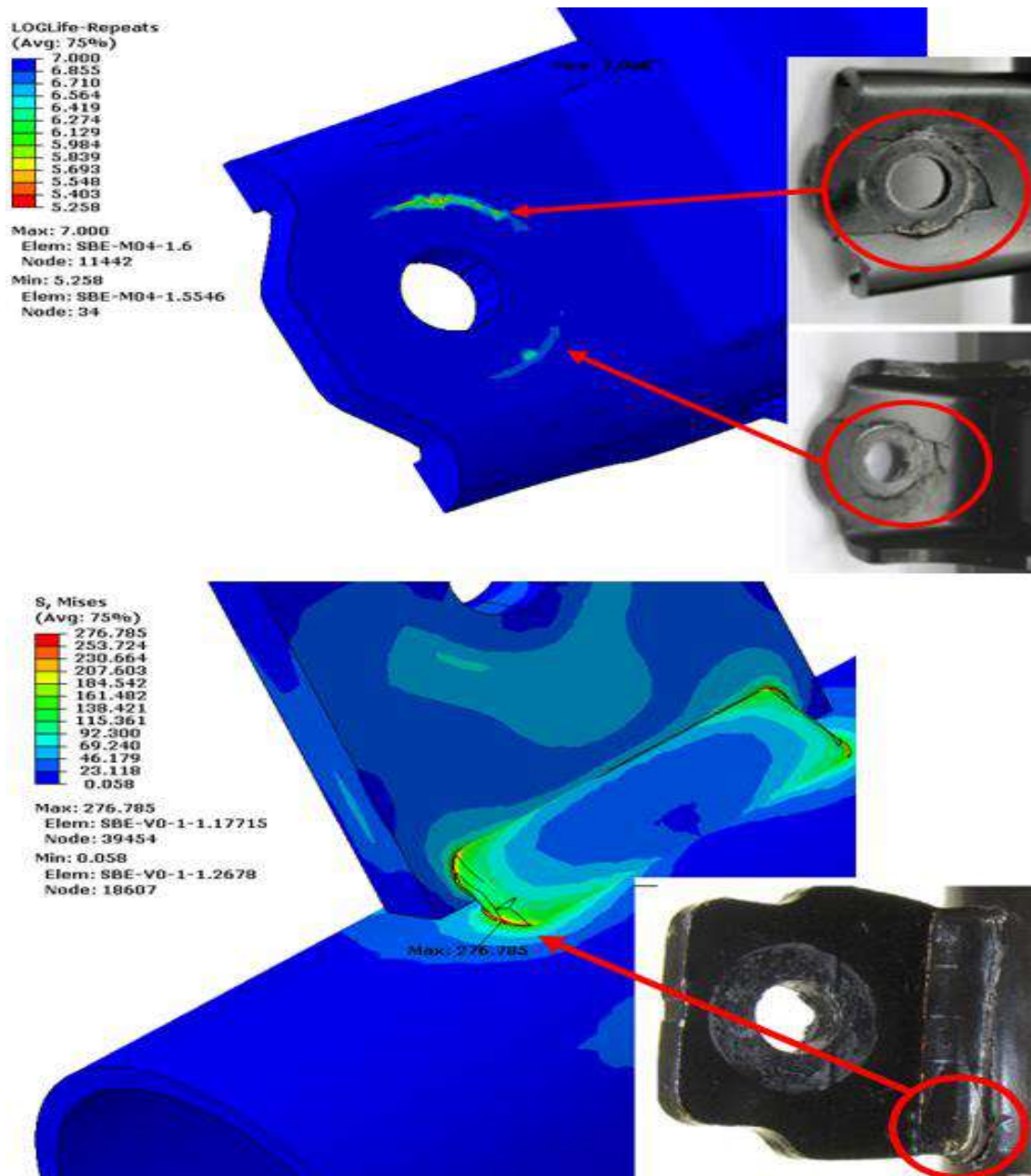


Figura 94: Correlacion entre el modo de falla obtenido en ensayo de durabilidad real y probetas de ensayo reales en soporte de barra estabilizadora.

Se puede apreciar en la Figura 94, como se da el mismo efecto para el soporte de barra estabilizadora, y como el usar una soldadura del tipo horizontal, aumenta las probabilidades de iniciación de fisura en la seccion superior del cordon de soldadura debido a una fuerte concentración de tensión.

Verificación del montaje del apoyo del tope de compresión

Se realizará una verificación de la operación de clavado para evitar interferencias excesivas entre el tope de compresión y el calibrado del carter, garantizando que esta, no genere una distorsión excesiva que sobrepase el límite elástico en el apoto del tope de compresion. Es una buena practica mantener la tensión por debajo del limite elastico, especialmente por tratarse de un material no metálico. Factores como el envejecimiento pueden influir en su vida útil, por lo que es esencial considerar esta variable.

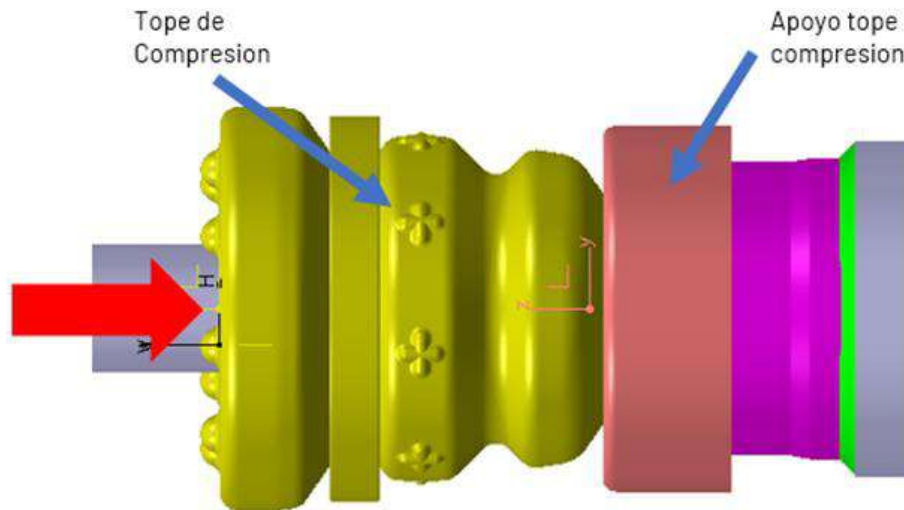


Figura 95: Esquema de posición del apoyo de tope de compresión

Para este caso, los objetivos son:

- Evaluar el comportamiento del modelo disponible para el apoyo del tope de compresión, de manera de determinar si deberemos modificar la pieza para disminuir interferencia
- Se harán ensayos sobre modelos con carter de Ø46.8
- Criterios de aceptación

Ensayo de Resistencia estatico → $\sigma_{vm} \max < \text{Yield Strength material} < 22 \text{ Mpa}$

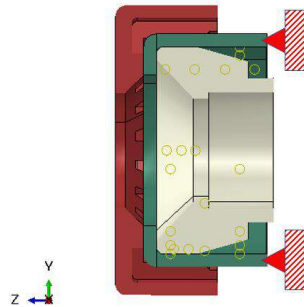


Figura 96: Detalles del Set-up en ensayo de clavado

Se creo un modelo simulando ser la parte superior de la estructura con el apoyo de tope de compresión montado. Para el ensayo se tomara la peor condición de interferencia ($\varnothing$ apoyo tope de compresión min y $\varnothing$ carter máxima), la cual es un total de 0.8mm. Se aplica una condición de contacto generica en todo el modelo excepto en las caras donde existe interferencia. Se sujeta el tubo carter por su cara inferior, fija en todos los grados de libertad. El resto de los detalles del ensayo se pueden ver en el Anexo G (Ensayo G-35 y G-36).

Tabla 20: Resultados ensayo de clavado del apoyo del tope de compresion

N°	Componente	Material	Interferencia [mm]	Sigma Mises [Mpa]	Von PEEQ [%]	Desplazamiento resultante [mm]
35	Apoyo del tope de compresion	PP	0.8	28.62	0.002	0.216
36	Apoyo del tope de compresion	PP	0.5	16.36	0	0.119

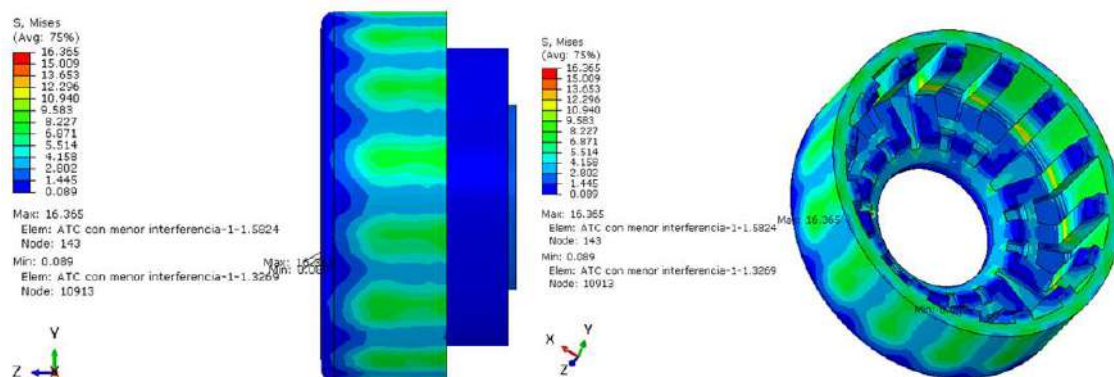


Figura 97: Tension de Von en muestra N°36, la cual se alivio la interferencia

Para que no se alcance el límite elástico del material, se recomienda que antes de fabricarse un lote entero de muestras con la nueva interferencia, se hagan pruebas previas con la reducción de la interferencia tal como se efectuó en el ensayo 36, tal que la carga de extracción de la misma cumpla con los requerimientos del cliente (Push out mínimo). Debe tenerse en cuenta que al ser un material elástico, este tiende a poder soportar desplazamiento mayores en contraste con el acero.

Verificación del diseño de la espiga de montaje

Se le aplicará una carga axial a la espiga de montaje, la cual si bien tiene un diseño basado en el input del cliente acorde a la documentación técnica provista, deberemos verificar las demás variables, como por ejemplo el material usado

The resistance of tightening torque of the rod
thread must be 75Nm +/- 10%

Figura 98 - Especificación de torqueado de la espiga de montaje

De la siguiente manera, calculamos la carga de tracción a aplicar sobre la espiga:

$$T = k * \emptyset * P \quad (4.5)$$

$$T = \text{Torque} = 75Nm \quad (4.6)$$

$$k = \text{constante que depende de la lubricación presente} = (0.15/0.20) \quad (4.7)$$

$$P = \text{carga de sujeción} \quad (4.8)$$

$$\emptyset = \text{Diámetro exterior nominal de la rosca} = 0.014m \quad (4.9)$$

$$P = \frac{T}{k * \emptyset} = \frac{75Nm}{0.20 * 0.014m} = 26756 \text{ N} \quad (4.10)$$

Obtenida la carga, los objetivos para el ensayo son:

- Evaluar el comportamiento de la espiga de tracción en la operación de torquedo del modulo
- Criterios de aceptación

Ensayo de Resistencia estatico $\rightarrow \sigma_{vm} \max < \text{Yield Strength material} < 724 \text{Mpa}$ (SAE 1045)

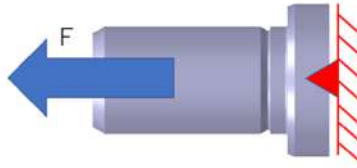


Figura 99: Set-up del ensayo de tracción de la espiga de montaje.

Se simplifica el modelo del vástago entero para obtener un ahorro de recursos computacionales. La carga a aplicar se calcula a partir del torque necesario y se aplica en forma concentrada en un punto el cual esta conectado a la superficie exterior de la rosca por medio de un acoplamiento cinemático. El modelo esta sujeto por la cara inferior, la cual esta fija en todos los grados de libertad.

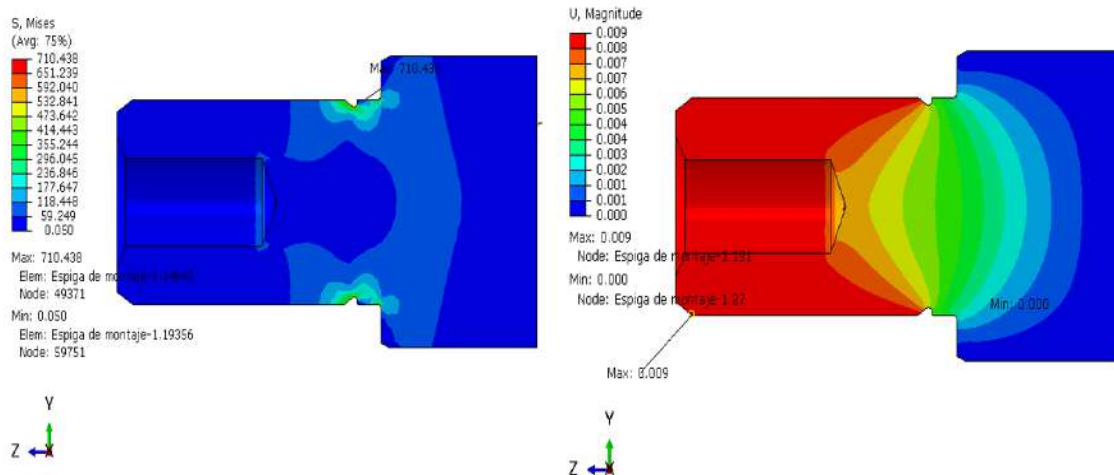


Figura 100: Resultados del ensayo 37.

Como se observa en la Figura 100, los resultados muestran buenas condiciones para el diseño de la espiga proporcionado por el cliente.

Armado de la estructura final obtenida

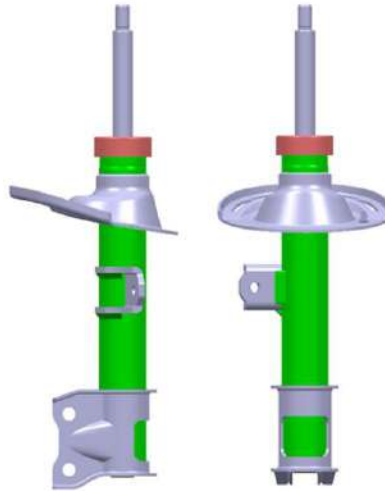


Figura 101: Amortiguador previo a armado de modulo.

$$\text{Masa Actual} = 3.486 \text{ kG} ; \text{Aceite} = 0,2137 \text{ kG} \rightarrow \text{Masa Total} = 3,486 + 0,2137 = 3,698 \text{ kG (4.11)}$$

En la Figura 101, podemos ver el modelo final obtenido a partir de las validaciones efectuadas a lo largo de esta memoria de calculo.

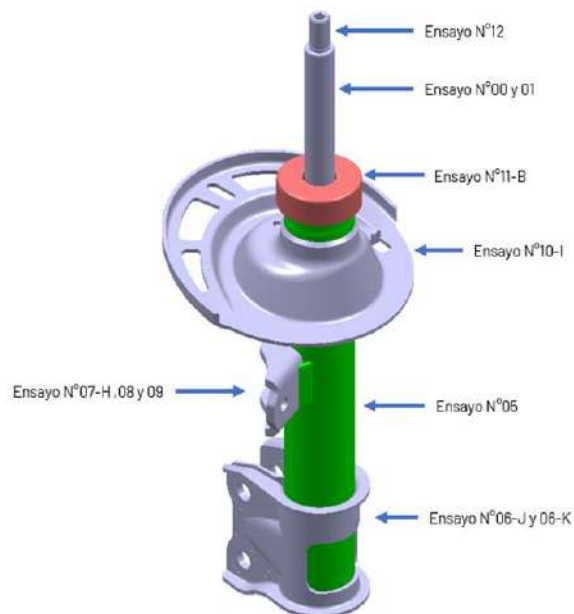


Figura 102: Modelo final. Correspondencia con cada ensayo de validación.

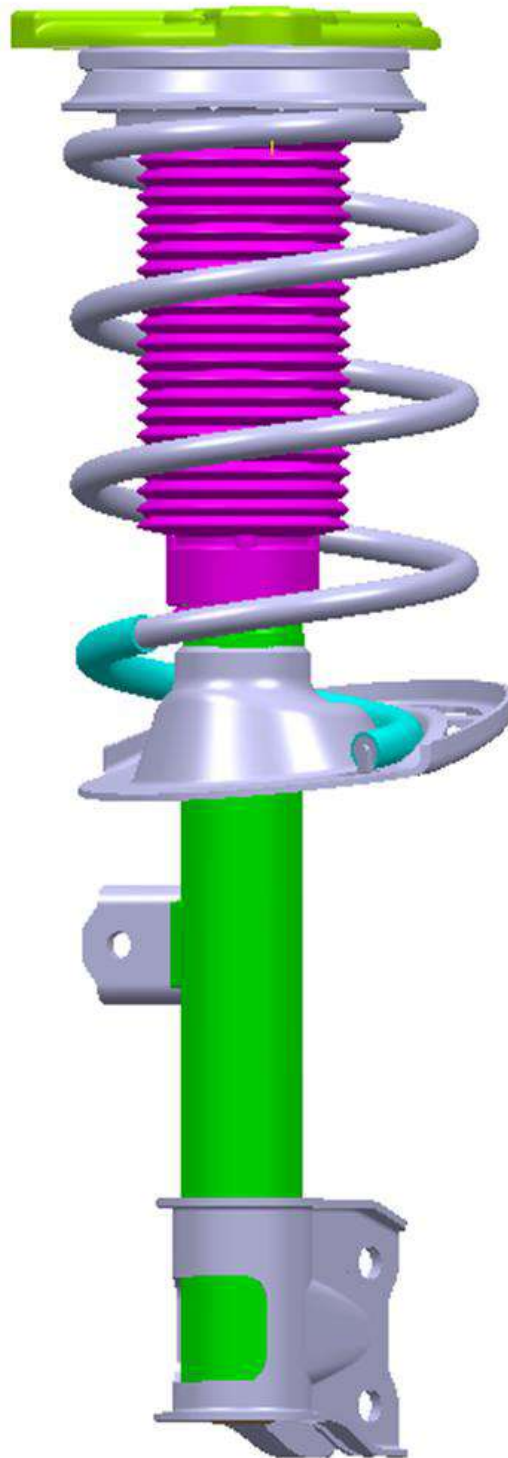


Figura 103: Modulo de entrega a terminal automotriz.

Conclusiones y recomendaciones

Conclusiones

Este estudio aborda una problemática inherente al campo de la ingeniería de desarrollo de productos, directamente influenciado por el entorno laboral del autor. El foco se ha hecho en la necesidad real de industrializar un prototipo. Se ha corrido el eje de desarrollo estándar comunmente propuesto por las terminales automotrices, en cambio, se han creado componentes completamente nuevos, utilizando como base, datos provenientes de la dinámica real del vehículo.

Se examino el comportamiento en resistencia y durabilidad ante las cargas y solicitaciones específicas, tanto en los componentes nuevos, como los que se han seleccionado. Se establecieron los medios necesarios para ejecutar pruebas de validación, empleando un enfoque iterativo que implicó pruebas, análisis visual y correcciones, logrando mejoras progresivas en el diseño del producto en cada instancia.

Los resultados obtenidos se respaldaron con datos empíricos y observaciones de fallas reales, otorgando validez a la calibración de los bancos de pruebas virtuales. Todo este trabajo se llevó a cabo en el entorno virtual, lo que resultó en un ahorro significativo de tiempo y recursos. Como resultado, se entregó un modelo tridimensional final que cumple con los estrictos requisitos de resistencia, durabilidad y peso establecidos por el cliente.

Recomendaciones

Se podría ahorrar tiempo implementando análisis topológicos, los cuales si bien demandan una gran cantidad de recursos computacionales, haría un foco mas preciso para la optimización de los componentes. Ha quedado pendiente ese punto para el presente trabajo.

Se plantea dar un seguimiento a las muestras que se construirán a partir del modelo propuesto, tomando los datos de salida de los ensayos físicos adaptados al mundo virtual. Esto permitirá correlacionar el mundo virtual con el real, y ajustar el banco de pruebas para que pueda ser utilizado en futuros proyectos.

Bibliografía

[1] DIXON John C, Ph.D, F.I.Mech.E. The shock absorber handbook. Great Britain, 2007.

[2] MONROE MATIC INC. Shock absorber fundamentals. 2004

[3] MOTT P.E. Robert L. Diseño de elementos de maquina 4ta edición. Mexico, 2006.

[4] APARICIO IZQUIERDO, Francisco; VERA ALVAREZ, Carlos; DIAZ LOPEZ, Vicente. Teoria de los vehiculo automóviles. Madrid, 2001.

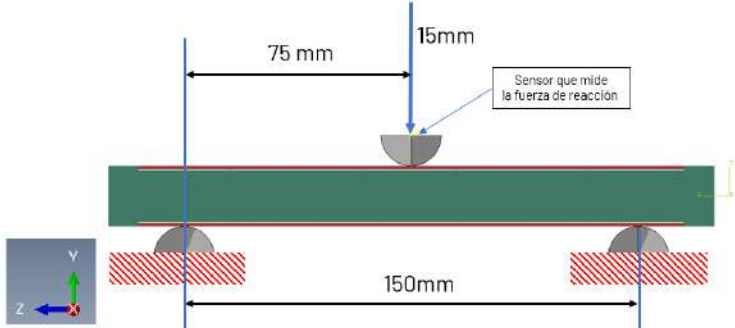
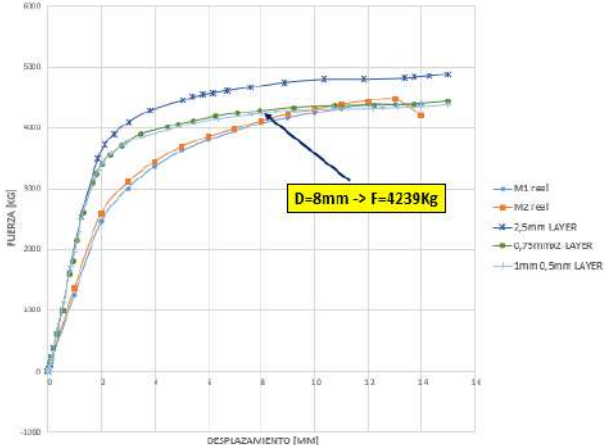
[5] SIMULIA, Abaqus 6.14. Abaqus theoretical anf analysis User's Guide {En linea} disponible en: (<http://130.149.89.49:2080/v6.14/index.html>)

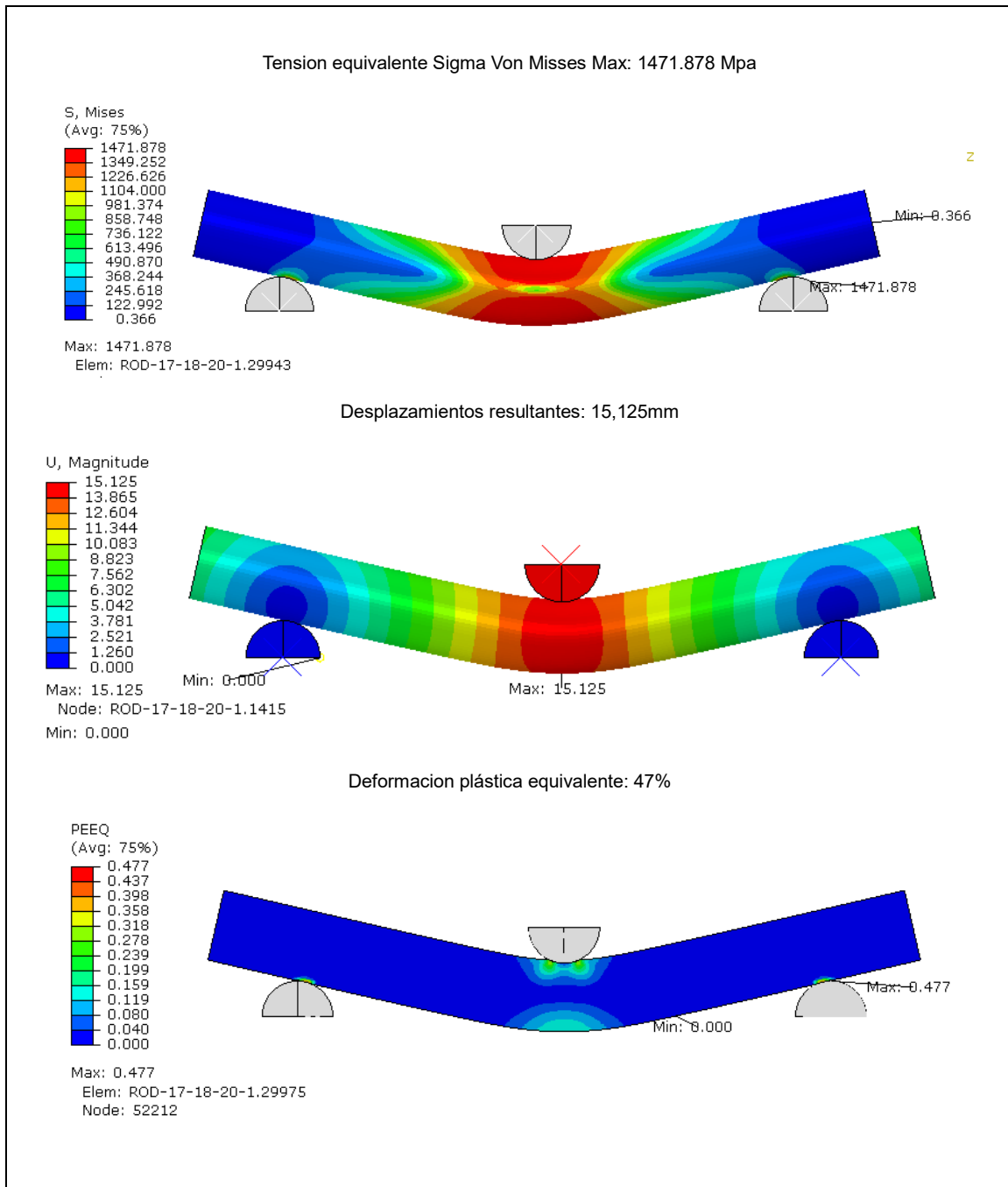
[6] DASSAULT System (2020). Solid works help {En linea} disponible en: (https://help.solidworks.com/2020/spanish/SolidWorks/sldworks/r_welcome_sw_online_help.htm?verRedirect=1)

[7] AHMED ELKADY. {En linea} disponible en: (<https://www.youtube.com/@AElkady/featured>)

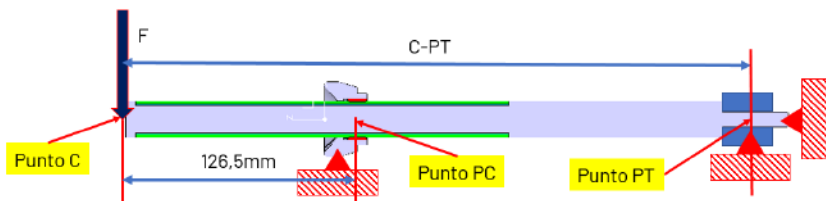
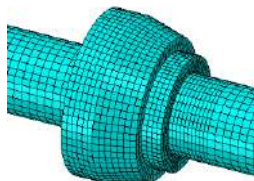
[8] ENGINEERING SOFTWARE. High quality vodep for scientific employment of finite elements softeware. {En linea} disponible en: (https://www.youtube.com/@engineering_software)

Anexo A

Ensayo virtual N°00	"Flexion con apoyo de 3 puntos según especificación local"
Objetivo: - Obtener la curva Fuerza vs desplazamiento para validar el modelo geométrico propuesto para representar el vastago. - Minimo de carga a 8mm: 4000kg - Se probaran en total 3 modelos, los cuales entre ellos difiere la profundidad de temple (0.5 a 1.5mm según especificación de templado)	
Set-Up:  Tal cual lo describe la imagen, se respetan las distancias que exige la especificación de ensayo. El diámetro del vastago es 20mm. Se aplica una condición de contacto tangencial a todo el modelo, con un coeficiente de fricción de 0,3. Los 2 apoyos están fijos en los 6 GDL, el empujador superior tiene solamente 1GLD en el eje Y. Se consideran a los apoyos como un cuerpo rígido.	
Cargas: Se imponen un desplazamiento al empujador superior de 15mm.	
Malla: Elementos tipo C3D8R Y R3D4 de 1mm con refinamiento en zona de contacto.	
Material: Vastago (Núcleo): E 207000 Mpa ; ν 0.3; YS 724 Mpa; UTS 816Mpa; A 6% Vastago (Capa superficial exterior): E 207000 Mpa ; ν 0.3; YS 1200 Mpa; UTS 1470 Mpa; A 5% Vastago (Capa superficial interior): E 207000 Mpa ; ν 0.3; YS 1000 Mpa; UTS 1223 Mpa; A 5%	
Resultados: - Modelo 1 (Espesor 1.5mm – 1mm): 4745 kg a 8mm - Modelo 2 (Espesor 0.75mm-0.75mm): 4272 kg a 8mm - Modelo 3 (Espesor 1mm-0.5mm): 4239 kg a 8mm 	



Anexo B

Ensayo virtual N°01	Flexion del vastago segun especificacion del cliente				
Objetivos: ▪ Definir diámetro exterior ▪ Verificar alternativas en cuanto a longitud total del vastago ▪ Movimiento residual del punto C (punto aplicación de la carga) al soltar la carga debe ser menor que 0.85mm ▪ Deformacion plástica bajo carga menor al 0.2% -> PEEQ < 0.002					
Set Up:  Como se aprecia en el esquema, se aplicará una fuerza F en el punto C, con un valor calculado específicamente para que genere en el punto PC un momento de 750Nm. La distancia C-PC corresponde al amortiguador en posición nominal. Se aplica una condición de contacto general a todo el modelo con un coeficiente de fricción de 0.3. La guía y la pieza que se usa para representar el bloque de apriete trasero, están fijos en todos los GDL. Se considera al bloque soporte como un cuerpo rígido. La profundidad de temple es de 1.5mm y el diámetro del vastago 20mm.					
Cargas: $F = 5929.79 \text{ N}$ (La curva que describe a la carga es de forma triangular, es decir llega a su máximo valor a la mitad del ensayo y luego retorna a cero)					
Malla: Elementos tipo C3D8R, tamaño de elemento de 1mm máximo con refinamiento de malla en zona de contacto 					
Material: Vastago: SAE 1045 (misma configuración que ensayo virtual N°00) Vastago (Núcleo): E 207000 Mpa ; ν 0.3; YS 689 Mpa; UTS 818Mpa; A 7% Vastago (Capa superficial exterior): E 207000 Mpa ; ν 0.3; YS 1000 Mpa; UTS 1260 Mpa; A 5% Vastago (Capa superficial interior): E 207000 Mpa ; ν 0.3; YS 900 Mpa; UTS 1155 Mpa; A 5% Cuerpo Guía: Elastic Steel Buje de apoyo: E 207000 Mpa ; ν 0.3; YS 305 Mpa; UTS 438Mpa; A 20%					
Resultados:					
N° Muestra	01-A	01-B	01-C	01-D	01-E
Profundidad de temple [mm]	0	1.5	1.5	1.5	1.5
Material:	SAE 1045	SAE 1035	SAE 1045	SAE 1035	SAE 1045
Distancia PC-PT [mm]	139	139	139	93.20	93.20
Desplazamiento máximo C [mm]	5.1	5.07	5.16	4.58	4.58
Desplazamiento residual C [mm]	0.37	0.35	0.34	0.24	0.24
PEEQ [%]	0.2	0	0	0	0
Sigma von misses max [Mpa]	818.537	908.89	929.73	943.021	943.05

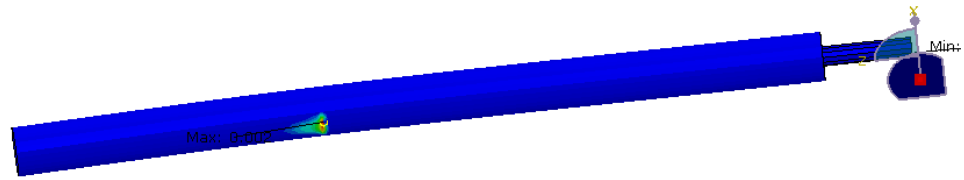
Apendice:

PEEQ % - 01 A

PEEQ
(Avg: 75%)

0.002
0.002
0.001
0.001
0.001
0.001
0.001
0.001
0.001
0.001
0.000
0.000
0.000
0.000

Max: 0.002
Elem: R20-1.11767
Node: 1447

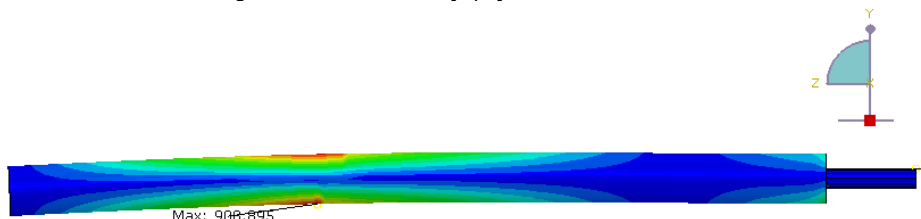


Sigma Von misses Max [Mpa] – 01 B

S, Mises
(Avg: 75%)

908.895
833.160
757.425
681.690
605.954
530.219
454.484
378.749
303.013
227.278
151.543
75.808
0.073

Max: 908.895
Elem: R20-HS-1.2559
Node: 894

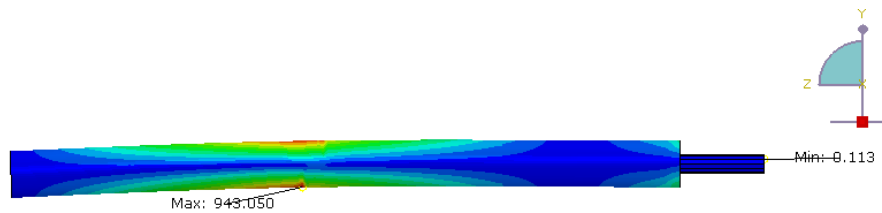


Sigma Von misses Max [Mpa] – 01 E

S, Mises
(Avg: 75%)

943.050
864.471
785.893
707.315
628.737
550.159
471.581
393.003
314.425
235.847
157.269
78.691
0.113

Max: 943.050
Elem: R20-HS-Min long-1.27900
Node: 1490



Desplazamiento resultante [mm] – 01 E

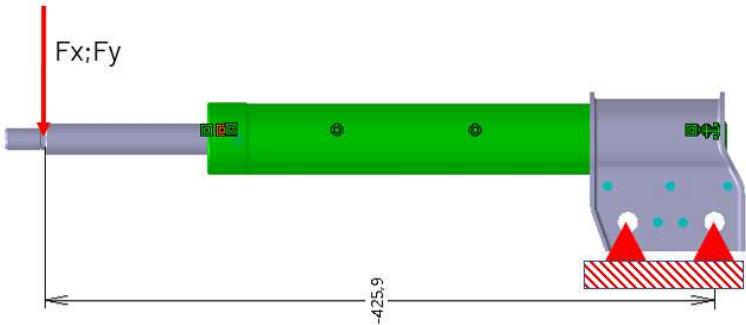
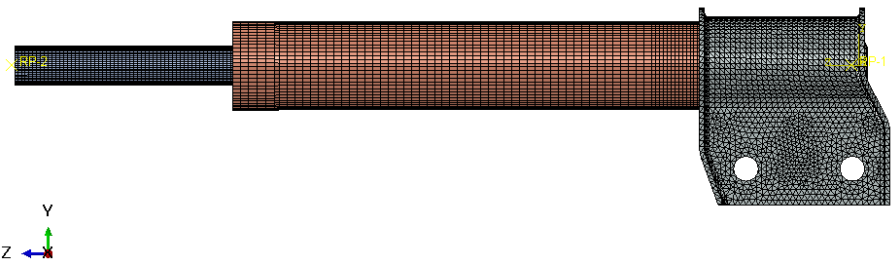
U, Magnitude

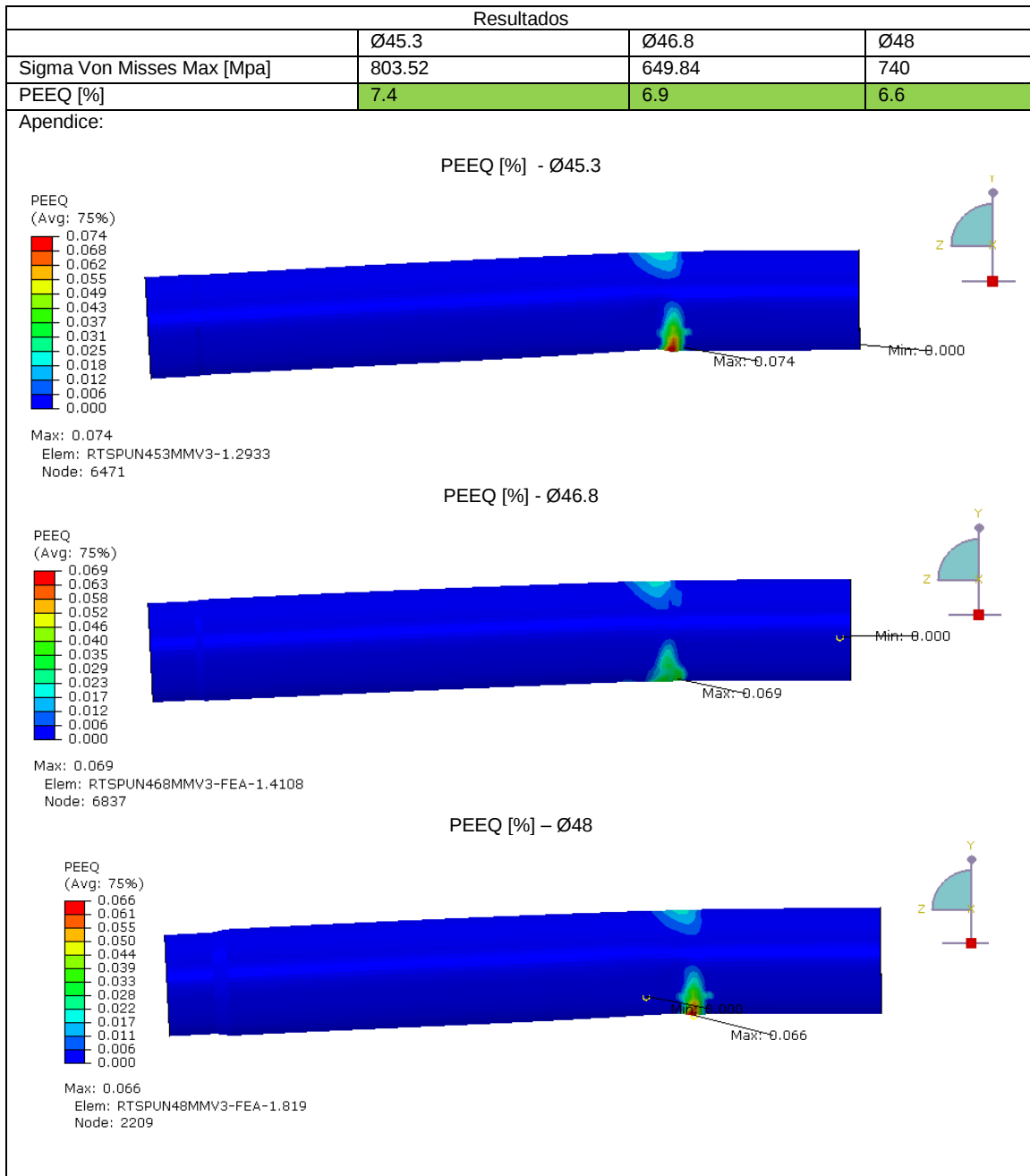
0.247
0.226
0.205
0.185
0.164
0.144
0.123
0.102
0.082
0.062
0.041
0.021
0.000

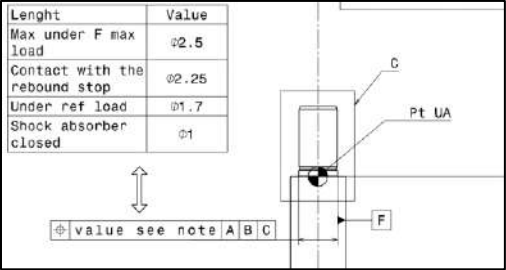
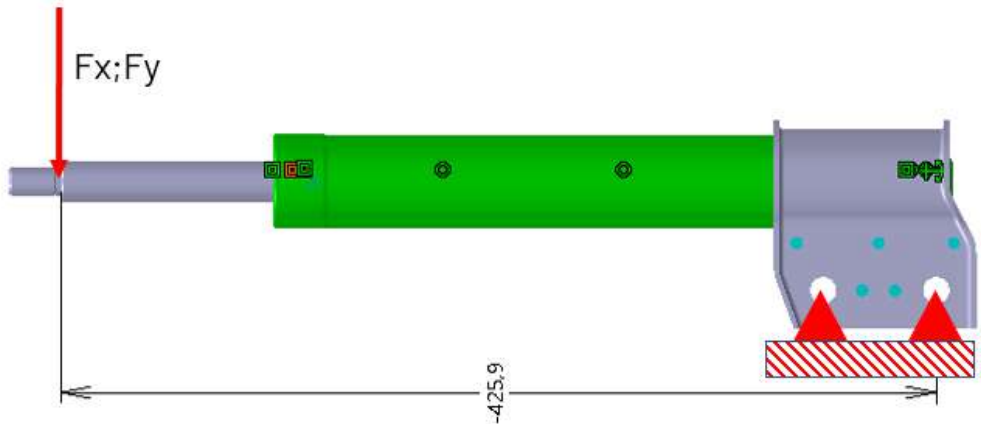
Max: 0.247
Node: ASSEMBLY.2

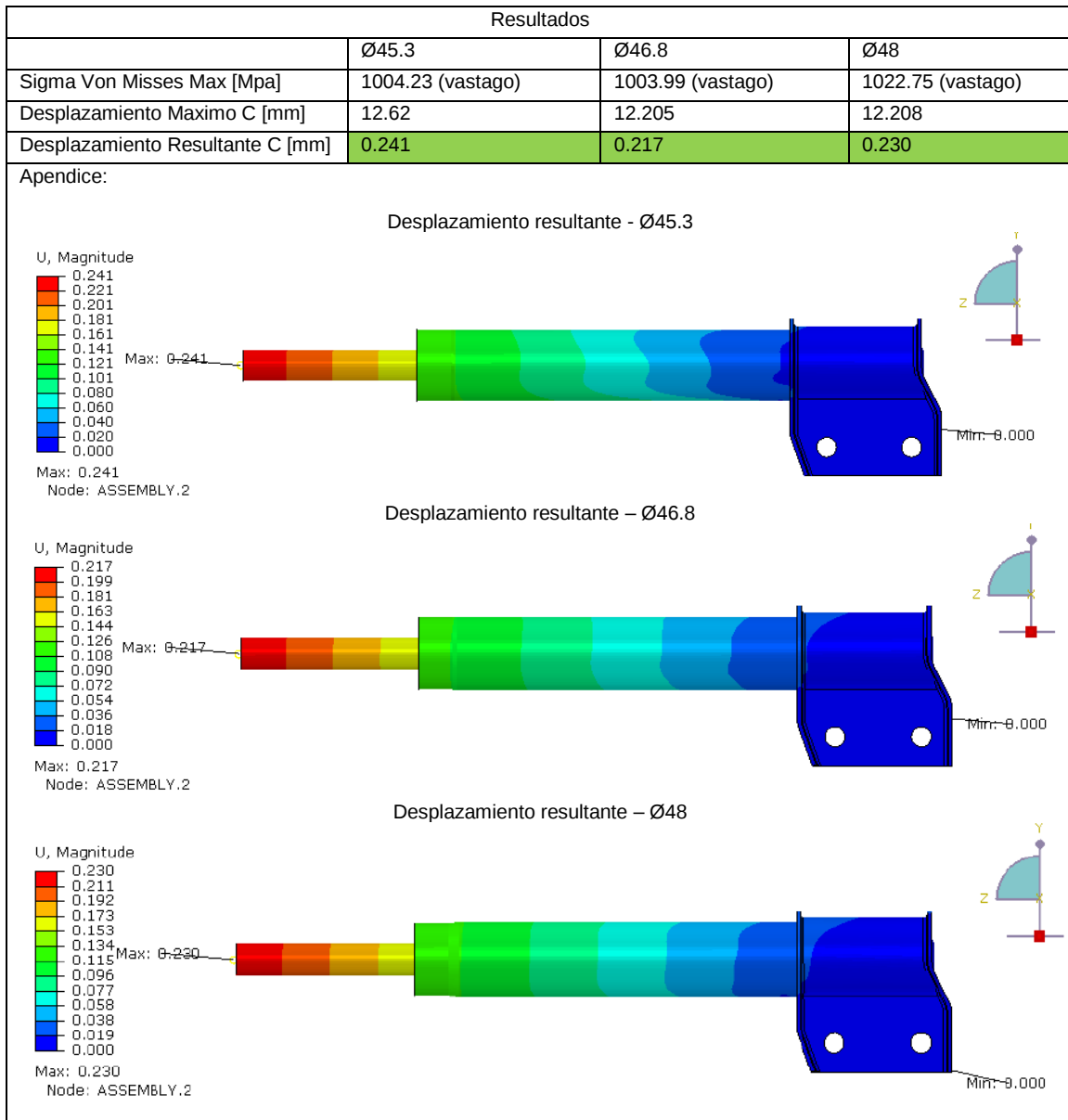


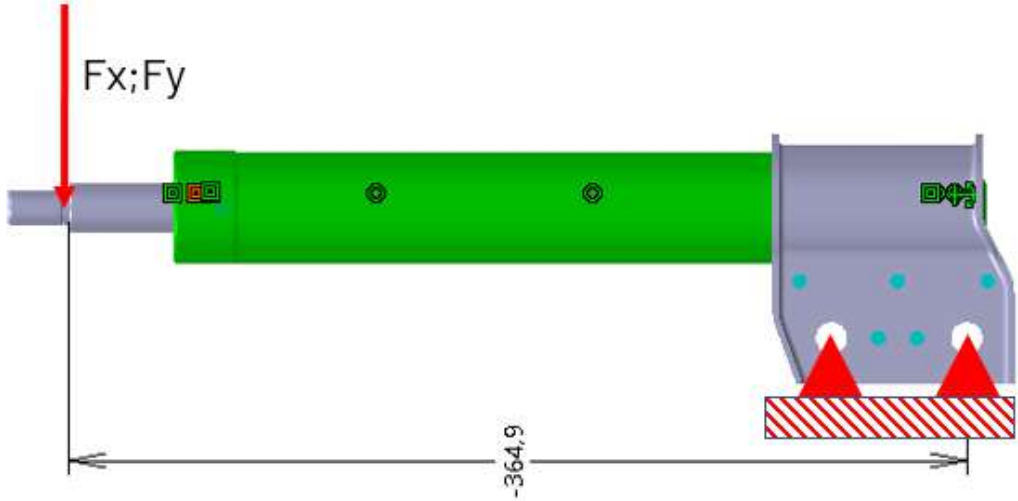
Anexo C

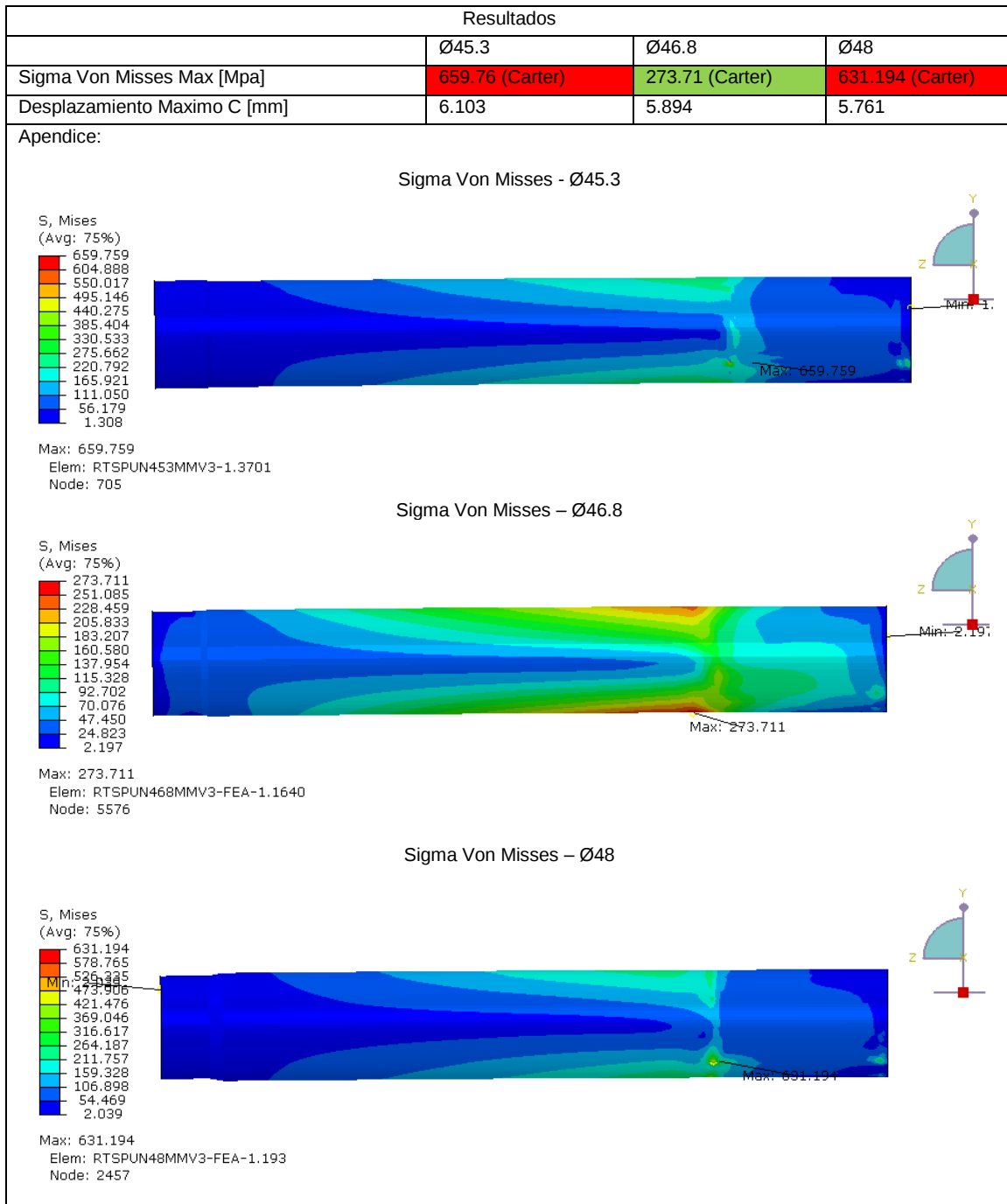
Ensayo Virtual N°02	"Flexión de estructura según especificación del cliente"
Objetivos: ▪ Evaluar el comportamiento del conjunto amortiguador ante el tipo de carga Accidental, haciendo foco en el tubo carter ▪ El tubo carter debe tener una deformación plástica equivalente menor al alargamiento porcentual a la rotura del material → PEEQ % < 8.4% ▪ Se harán ensayos sobre modelos con carter de Ø45.3, Ø46.8 y Ø48	
Set up:  Se aplica una fuerza en el punto C como lo indica la flecha en el esquema, esta está dividida en dos componentes en la dirección X;Y. La superficie de la toma que entra en contacto con el porta masa está fija en todos los GDL, respetando los diámetros de apoyo de los bulones especificados. Se aplica una condición de contacto general sin deslizamiento (Tie contact), excepto por el contacto entre el buje de apoyo y el vástago (Mismo que en ensayo de flexión). Para simular la soldadura de puntos entre el refuerzo y la parte externa de la toma inferior se crearon cinco puntos con un contacto fijo nodo a nodo. La posición del amortiguador es la posición nominal menos el delta especificado en la imagen 35-5-5. Se crea un contacto de interferencia entre la toma inferior y carter de 0,1mm.	
Cargas: $F_x=83.1\text{N}$; $F_y=10531.6\text{N}$ (Se aplica gradualmente en forma de rampa)	
Malla: Elementos tipo C3D8R y C3D10, el tamaño máximo de elemento es de 3mm, con refinamiento en áreas de importancia como el apoyo del vástago, puntos de soldadura y zona de momento máximo en carter.	
	
Material	
Vástago: SAE 1045 (Propiedades usadas en ensayo de flexión de vástago)	
Guía, Cuerpo de pistón: Elastic Steel	
Bujes de apoyo: (Propiedades usadas en ensayo de flexión de vástago)	
Cilindro: SAE 1010/1015; E 207000; ν 0.3; Y_S :320Mpa; UTS: 410Mpa; A%: 10	
Carter: SAE 1021 Trefilado (El de mayor resistencia disponible); E 207000; ν 0.3; Y_S : 550Mpa; UTS:600Mpa; A%:8.4	
Capuchón: SAE 1020 IRAM IAS U-500; E 207000; ν 0.30; Y_S : 235Mpa; UTS: 380Mpa; A%:20	
Toma inferior: MLC 350; E 207000; ν 0.3; Y_S :350Mpa; UTS:512.5; A%: 25	

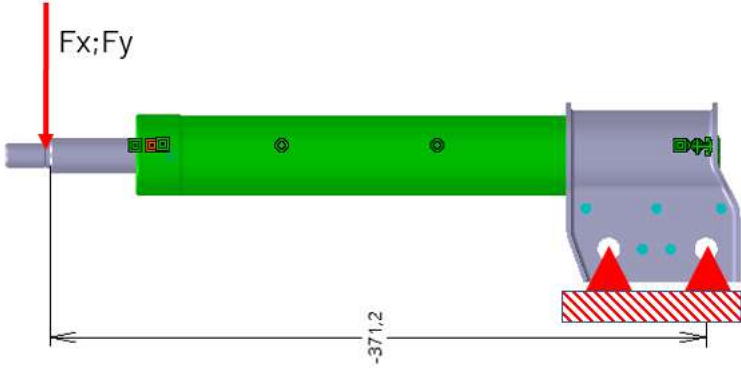


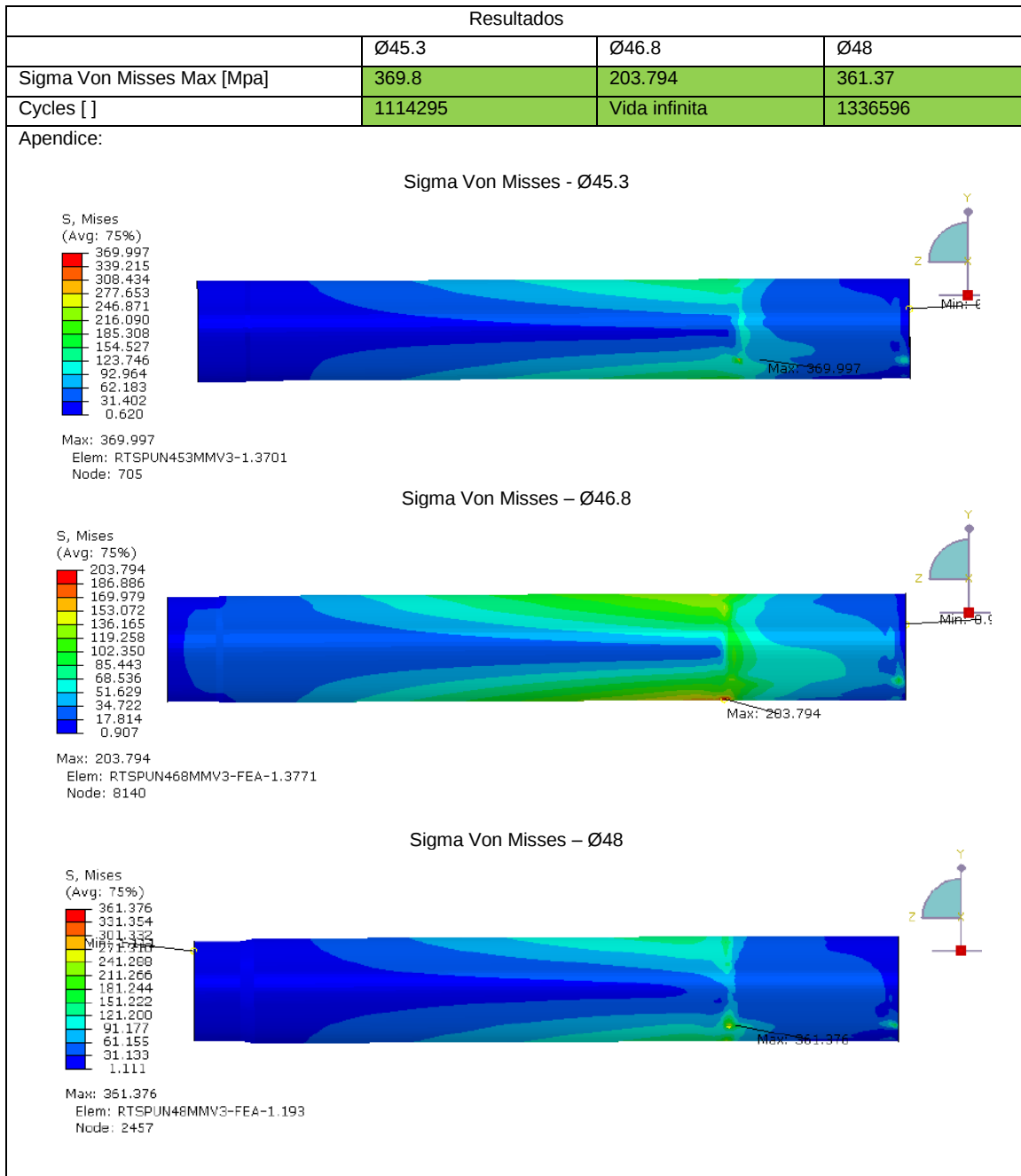
Ensayo Virtual N°03	"Flexion de estructura según especificación del cliente"										
Objetivos: ▪ Evaluar el comportamiento del conjunto amortiguador ante el tipo de carga Incidental, haciendo foco en el tubo carter ▪ El amortiguador una vez descargada la fuerza, no debe tener una deformación permanente que supere a las tolerancias geométricas permitida → Desplazamiento del punto UA=C < $(\varnothing 1.7/2) \rightarrow 0.85\text{mm}$											
<table border="1"> <thead> <tr> <th>Lenght</th><th>Value</th></tr> </thead> <tbody> <tr> <td>Max under F max load</td><td>$\varnothing 2.5$</td></tr> <tr> <td>Contact with the rebound stop</td><td>$\varnothing 2.25$</td></tr> <tr> <td>Under ref load</td><td>$\varnothing 1.7$</td></tr> <tr> <td>Shock absorber closed</td><td>$\varnothing 1$</td></tr> </tbody> </table> 		Lenght	Value	Max under F max load	$\varnothing 2.5$	Contact with the rebound stop	$\varnothing 2.25$	Under ref load	$\varnothing 1.7$	Shock absorber closed	$\varnothing 1$
Lenght	Value										
Max under F max load	$\varnothing 2.5$										
Contact with the rebound stop	$\varnothing 2.25$										
Under ref load	$\varnothing 1.7$										
Shock absorber closed	$\varnothing 1$										
▪ Se harán ensayos sobre modelos con carter de $\varnothing 45.3$, $\varnothing 46.8$ y $\varnothing 48$											
Set up:  Se aplica una fuerza en el punto C como lo indica la flecha en el esquema, esta esta dividida en dos componentes en la dirección X;Y. La superficie de la toma que entra en contacto con el porta masa esta fija en todos los GDL, respetando los diámetros de apoyo de los bulones especificados. Se aplica una condición de contacto general sin deslizamiento (Tie contact), excepto por el contacto entre el buje de apoyo y el vastago (Mismo que en ensayo de flexion). Para simular la soldadura de puntos entre el refuerzo y la parte externa de la toma inferior se crearon cinco punto con un contacto fijo nodo a nodo. La posición del amortiguador es la posición nominal menos el delta especificado en la imagen 35-5-5. Se crea un contacto de interferencia entre la toma inferior y carter de 0,1mm.											
Cargas: $F_x=30.4\text{N}$; $F_y=6740.8\text{N}$ (La carga alcanza el máximo valor en la mitad del ensayo para luego volver a cero)											
Malla: Elementos tipo C3D8R y C3D10, el tamaño máximo de elemento es de 3mm, con refinamiento en áreas de importancia como el apoyo del vastago, puntos de soldadura y zona de momento máximo en carter.											
Material Vastago: SAE 1045 (Propiedades usadas en ensayo de flexion de vastago) Guia,Cuerpo de piston: Elastic Steel Buje de apoyo: (Propiedades usadas en ensayo de flexion de vastago) Cilindro: SAE 1010/1015; E 207000; v 0.3; YS:320Mpa; UTS: 410Mpa; A%: 10 Carter: SAE 1021 Trefilado (El de mayor resistencia disponible): E 207000; v:0.3; YS: 550Mpa; UTS:600Mpa; A%:8.4 Capuchon: SAE 1020 IRAM IAS U-500; E 207000; v:0.30; YS: 235Mpa; UTS: 380Mpa; A%:20 Toma inferior: MLC 350; E 207000; v:0.3; YS:350Mpa; UTS:512.5; A%: 25											



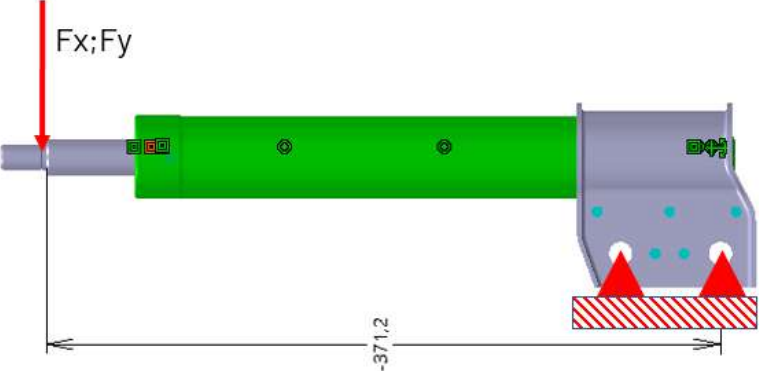
Ensayo Virtual N°04	"Flexion de estructura según especificación del cliente"
Objetivos: ▪ Evaluar el comportamiento del conjunto amortiguador ante el tipo de carga Maxima, haciendo foco en el tubo carter ▪ La tensión de Von Misses máxima obtenida al máximo desplazamiento debe ser menor que la tensión de fluencia del material $\rightarrow \sigma_{vm} \max < 550 \text{ Mpa}$ ▪ Se harán ensayos sobre modelos con carter de $\varnothing 45.3$, $\varnothing 46.8$ y $\varnothing 48$	
Set up:  Se aplica una fuerza en el punto C como lo indica la flecha en el esquema, esta esta dividida en dos componentes en la dirección X;Y. La superficie de la toma que entra en contacto con el porta masa esta fija en todos los GDL, respetando los diámetros de apoyo de los bulones especificados. Se aplica una condición de contacto general sin deslizamiento (Tie contact), excepto por el contacto entre el buje de apoyo y el vastago (Mismo que en ensayo de flexion). Para simular la soldadura de puntos entre el refuerzo y la parte externa de la toma inferior se crearon cinco punto con un contacto fijo nodo a nodo. La posición del amotiguador es la posición nominal menos el delta especificado en la imagen 35-5-5. Se crea un contacto de interferencia entre la toma inferior y carter de 0,1mm.	
Cargas: $F_x=160.3\text{N}$; $F_y=3181.2\text{N}$ (Se aplica gradualmente en forma de rampa)	
Malla: Elementos tipo C3D8R y C3D10, el tamaño máximo de elemento es de 3mm, con refinamiento en áreas de importancia como el apoyo del vastago, puntos de soldadura y zona de momento máximo en carter.	
Material Vastago: SAE 1045 (Propiedades usadas en ensayo de flexion de vastago) Guia, Cuerpo de piston: Elastic Steel Buje de apoyo: (Propiedades usadas en ensayo de flexion de vastago) Cilindro: SAE 1010/1015; E 207000; ν 0.3; YS:320Mpa; UTS: 410Mpa; A%: 10 Carter: SAE 1021 Trefilado (El de mayor resistencia disponible): E 207000; ν :0.3; YS: 550Mpa; UTS;600Mpa; A%:8.4 Capuchon: SAE 1020 IRAM IAS U-500; E 207000; ν :0.30; YS: 235Mpa; UTS: 380Mpa; A%:20 Toma inferior: MLC 350; E 207000; ν :0.3; YS:350Mpa; UTS:512.5; A%: 25	

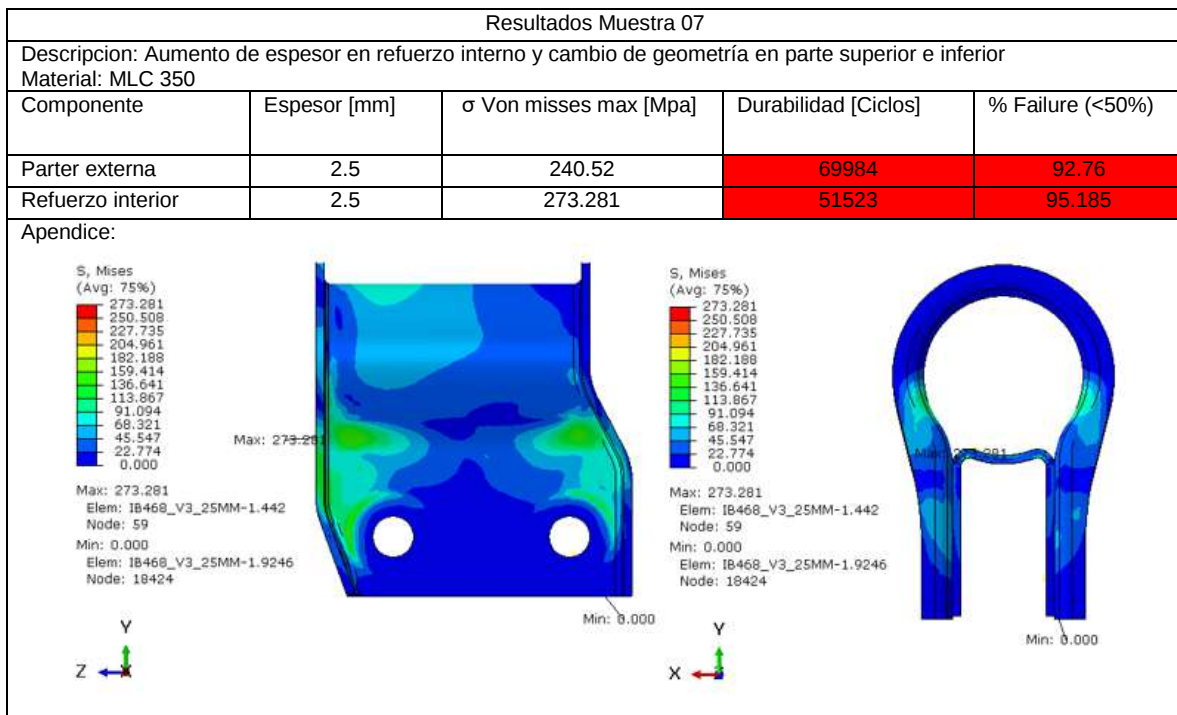
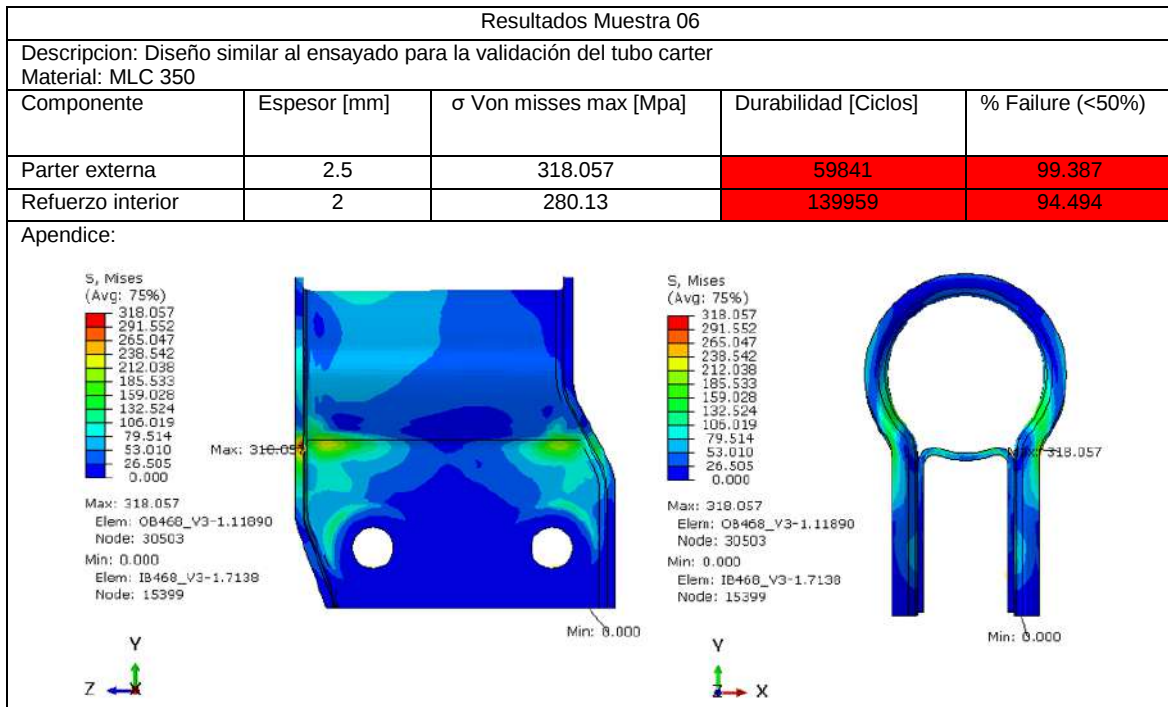


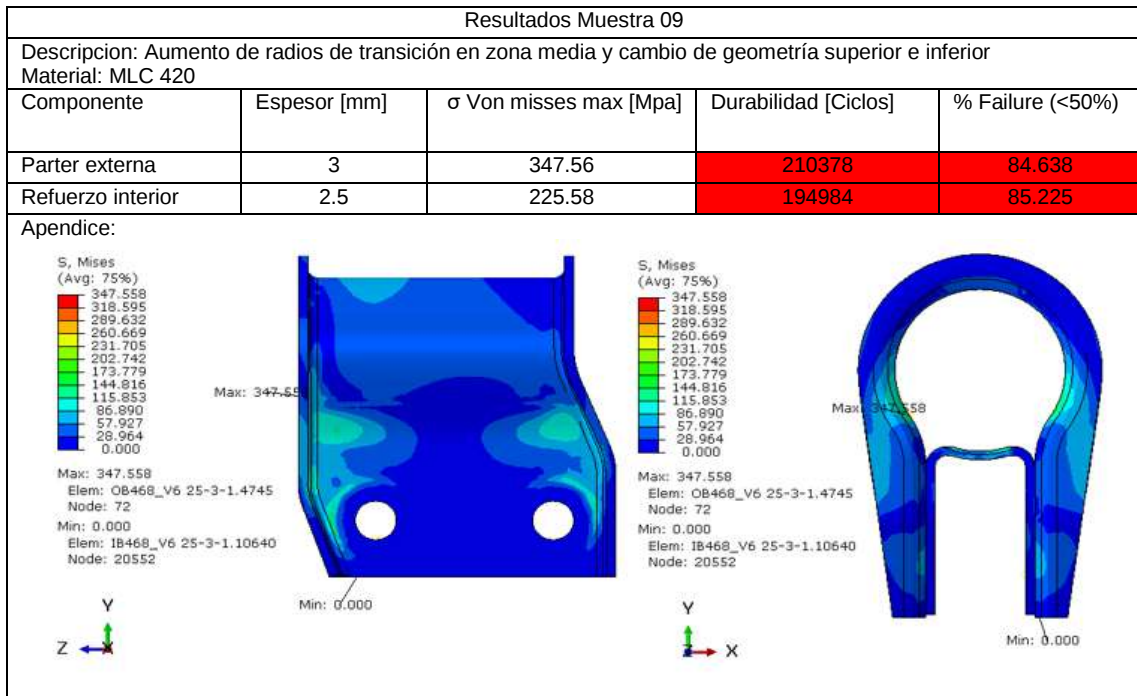
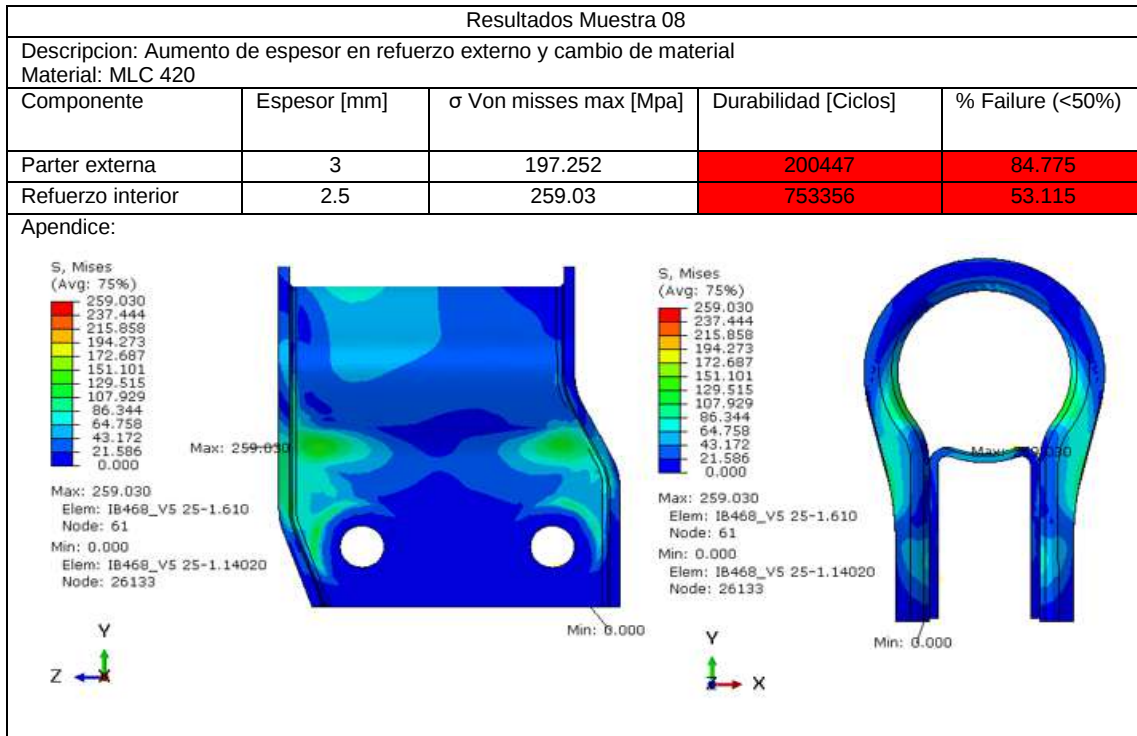
Ensayo Virtual N°05	"Flexion de estructura según especificación del cliente"
Objetivos: ▪ Evaluar el comportamiento del conjunto amortiguador ante el tipo de carga Fatiga, haciendo foco en el tubo carter ▪ La tensión de Von Misses máxima obtenida al máximo desplazamiento debe ser menor que la tensión de fluencia del material $\rightarrow \sigma_{vm} \max < 550 \text{ Mpa}$ ▪ Se harán ensayos sobre modelos con carter de $\varnothing 45.3$, $\varnothing 46.8$ y $\varnothing 48$ ▪ Se evaluará la durabilidad $\rightarrow$ Target: 1000000 ciclos.	
Set up:  Se aplica una fuerza en el punto C como lo indica la flecha en el esquema, esta esta dividida en dos componentes en la dirección X;Y. La superficie de la toma que entra en contacto con el porta masa esta fija en todos los GDL, respetando los diámetros de apoyo de los bulones especificados. Se aplica una condición de contacto general sin deslizamiento (Tie contact), excepto por el contacto entre el buje de apoyo y el vastago (Mismo que en ensayo de flexion). Para simular la soldadura de puntos entre el refuerzo y la parte externa de la toma inferior se crearon cinco punto con un contacto fijo nodo a nodo. La posición del amortiguador es la posición nominal menos el delta especificado en la imagen 35-5-5. Se crea un contacto de interferencia entre la toma inferior y carter de 0,1mm.	
Cargas: $F_x = 102.5 \text{ N}$; $F_y = 1825.4 \text{ N}$ (Se aplica gradualmente en forma de rampa)	
Malla: Elementos tipo C3D8R y C3D10, el tamaño máximo de elemento es de 3mm, con refinamiento en áreas de importancia como el apoyo del vastago, puntos de soldadura y zona de momento máximo en carter.	
Material Vastago: SAE 1045 (Propiedades usadas en ensayo de flexion de vastago) Guia, Cuerpo de piston: Elastic Steel Buje de apoyo: (Propiedades usadas en ensayo de flexion de vastago) Cilindro: SAE 1010/1015; E 207000; ν 0.3; YS:320Mpa; UTS: 410Mpa; A%: 10 Carter: SAE 1021 Trefilado (El de mayor resistencia disponible); E 207000; ν 0.3; YS: 550Mpa; UTS:600Mpa; A%:8.4 Capuchon: SAE 1020 IRAM IAS U-500; E 207000; ν 0.30; YS: 235Mpa; UTS: 380Mpa; A%:20 Toma inferior: MLC 350; E 207000; ν 0.3; YS:350Mpa; UTS:512.5; A%: 25	
Fatiga ▪ Se usaron materiales con las misma propiedades ▪ La resolución se llevo a cabo usando el algoritmo por default cargado para cada material (BrownMiller-Morrow) ▪ Se utilizo para el vastago un parámetro $K_t = 1$ ▪ Para el tubo carter un $K_t \rightarrow 16 < R_a \leq 40 \mu\text{m}$ (Machined) y un $K_t \rightarrow 40 < R_a \leq 75 \mu\text{m}$ para los estampados.	

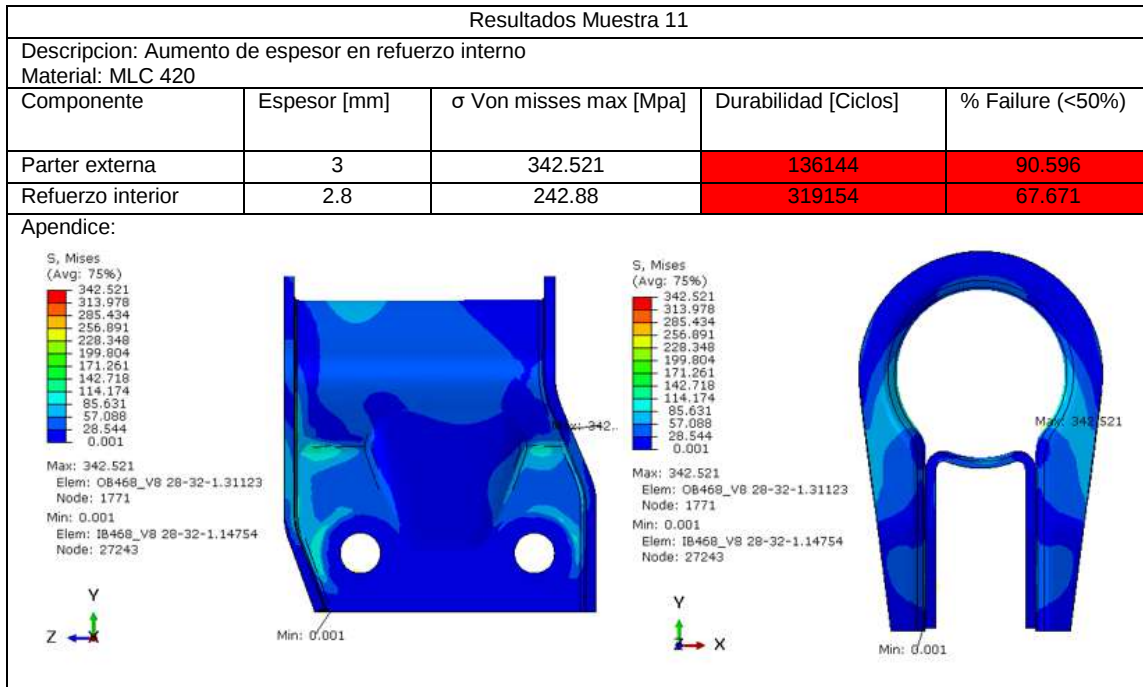
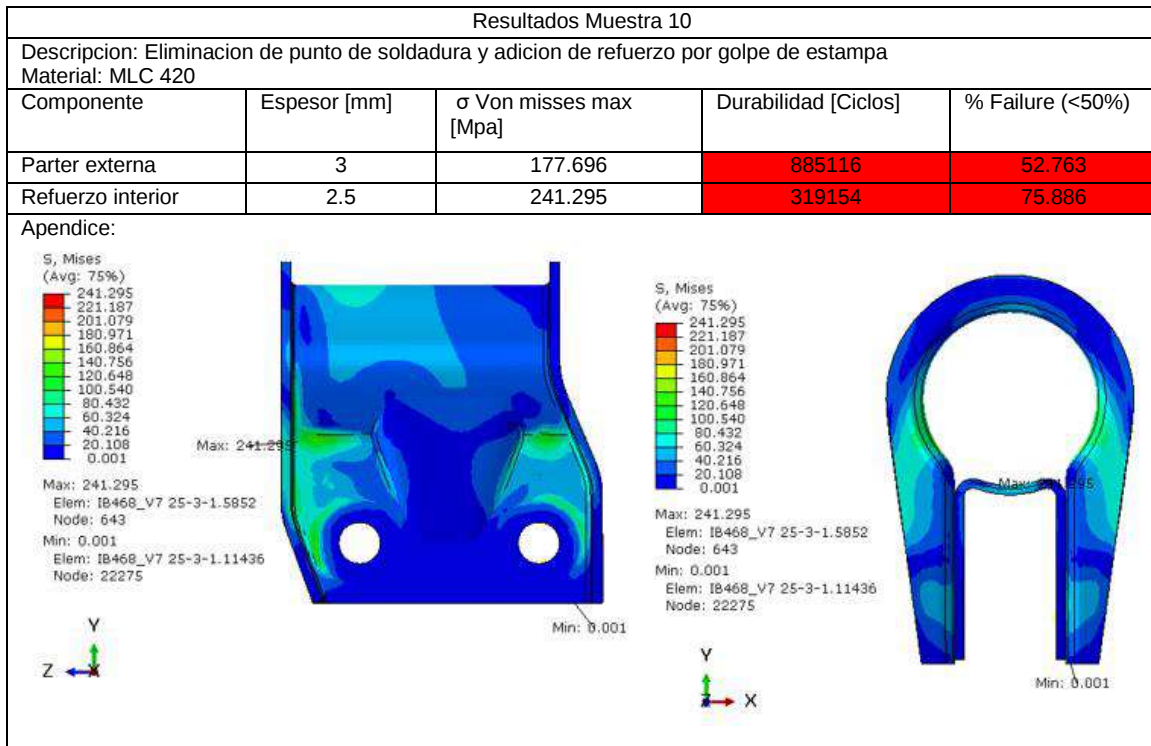


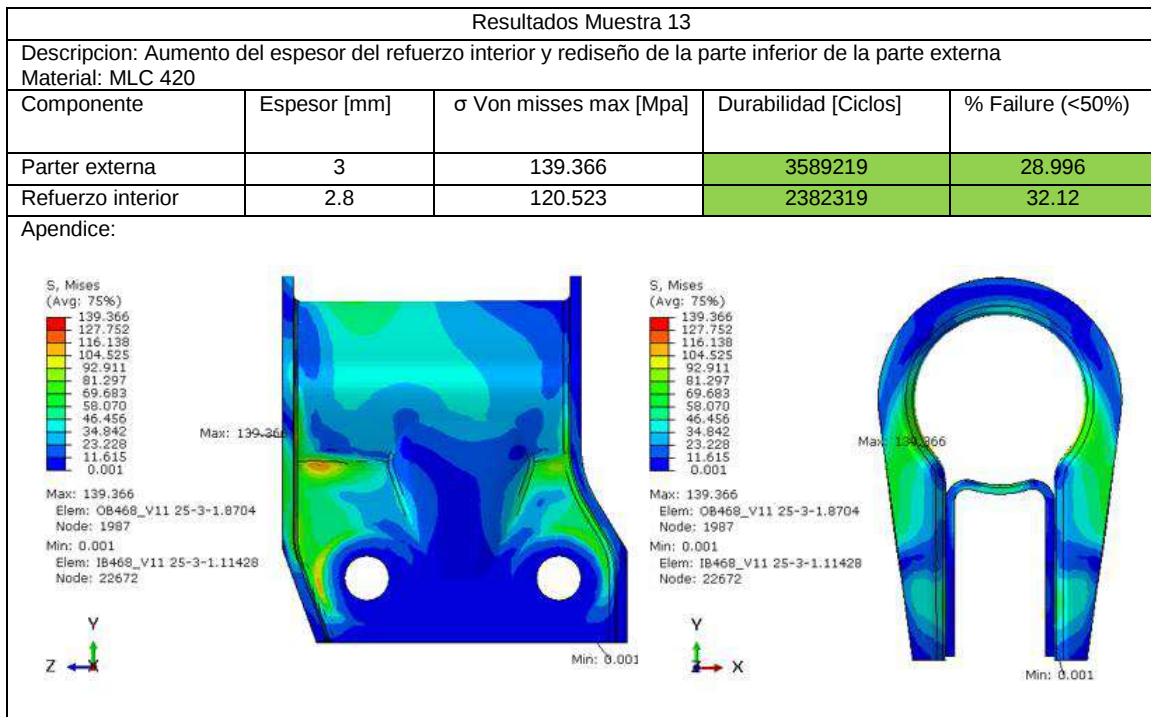
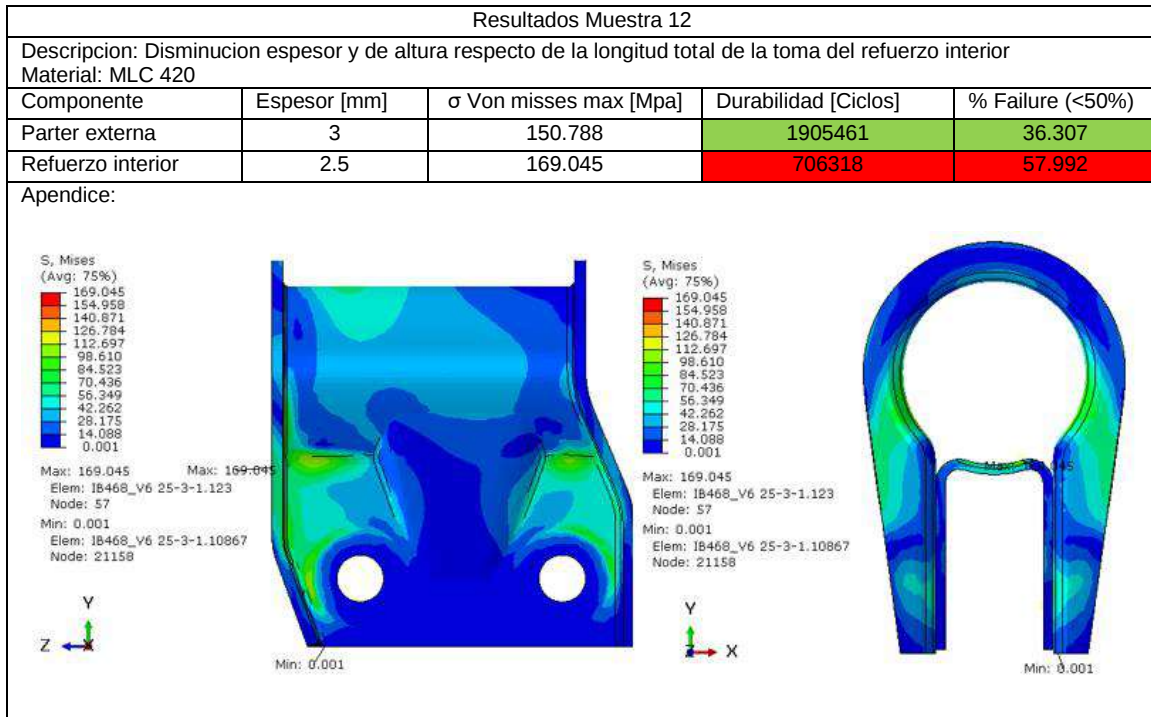
Anexo D

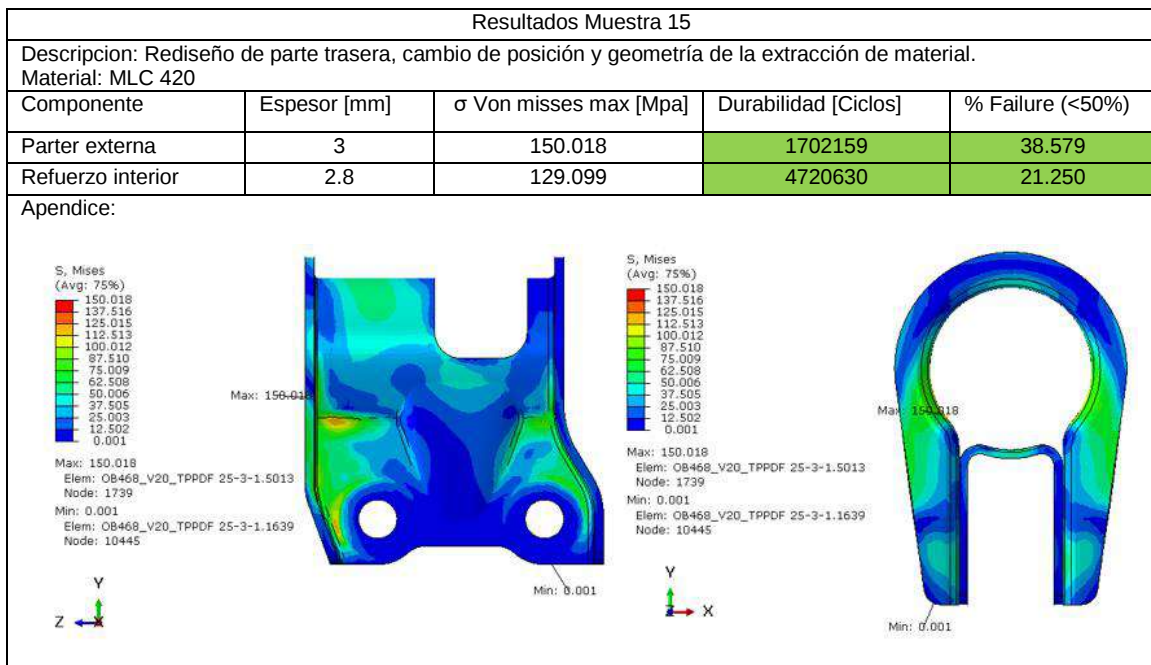
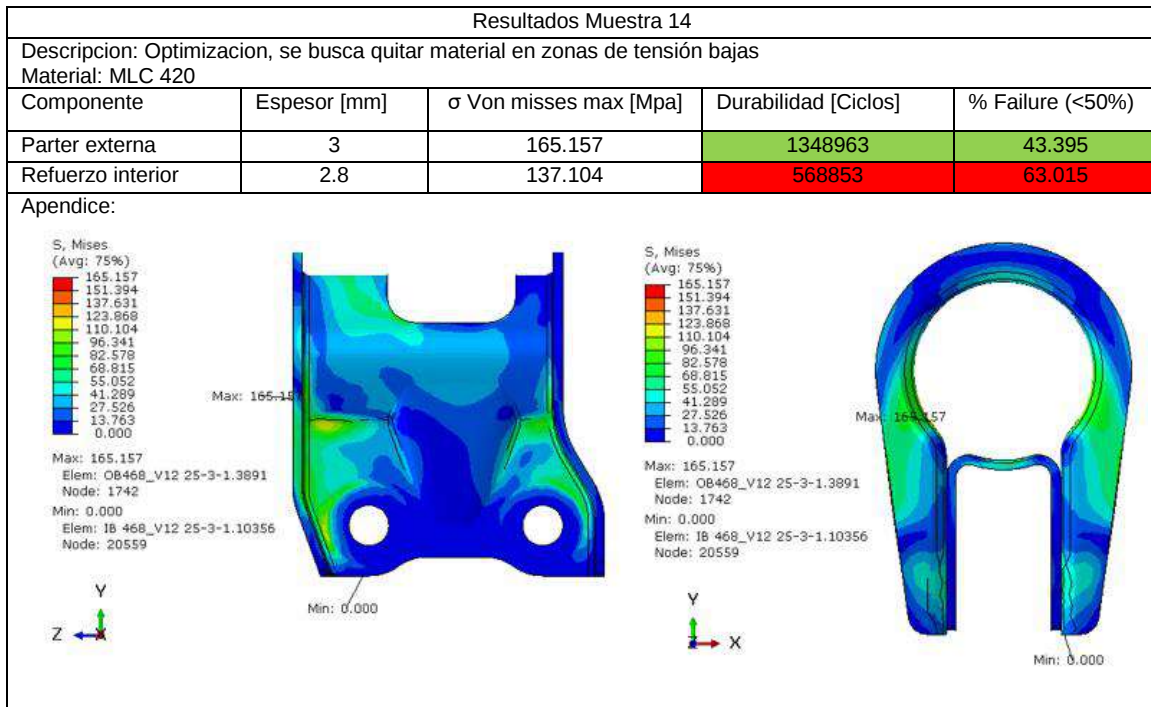
Ensayo Virtual N°06	"Validacion del diseño de la toma inferior"
Objetivos: ▪ Evaluar el comportamiento del conjunto amortiguador ante el tipo de carga Fatiga, haciendo foco esta vez en la toma inferior ▪ La tensión de Von Misses máxima obtenida al máximo desplazamiento debe ser menor que la tensión de fluencia del material $\rightarrow \sigma_{vm} \max < 350 \text{ Mpa}$ para un material MLC350 ▪ Se utilizara el modelo con carter Ø46.8 , seleccionado en el apartado anterior. ▪ Se evaluara la durabilidad $\rightarrow$ Target: 1000000 ciclos.	
Set up:  Se aplica una fuerza en el punto C como lo indica la flecha en el esquema, esta esta dividida en dos componentes en la dirección X;Y. La superficie de la toma que entra en contacto con el porta masa esta fija en todos los GDL, respetando los diámetros de apoyo de los bulones especificados. Se aplica una condición de contacto general sin deslizamiento (Tie contact), excepto por el contacto entre el buje de apoyo y el vástago (Mismo que en ensayo de flexion). Para simular la soldadura de puntos entre el refuerzo y la parte externa de la toma inferior se crearon cinco punto con un contacto fijo nodo a nodo. La posición del amortiguador es la posición nominal menos el delta especificado en la imagen 35-5-5. Se crea un contacto de interferencia entre la toma inferior y carter de 0,1mm.	
Cargas: $F_x=102.5\text{N}$; $F_y=1825.4\text{N}$ (Se aplica gradualmente en forma de rampa)	
Malla: Elementos tipo C3D8R y C3D10, el tamaño máximo de elemento es de 3mm, con refinamiento en áreas de importancia como el apoyo del vástago, puntos de soldadura y zona de momento máximo en carter.	
Material del resto de los componentes Vástago: SAE 1045 (Propiedades usadas en ensayo de flexion de vástago) Guía, Cuerpo de pistón: Elastic Steel Buje de apoyo: (Propiedades usadas en ensayo de flexion de vástago) Cilindro: SAE 1010/1015; E 207000; ν 0.3; YS:320Mpa; UTS: 410Mpa; A%: 10 Carter: SAE 1021 Trefilado (El de mayor resistencia disponible): E 207000; ν :0.3; YS: 550Mpa; UTS:600Mpa; A%:8.4 Capuchon: SAE 1020 IRAM IAS U-500; E 207000; ν :0.30; YS: 235Mpa; UTS: 380Mpa; A%:20	
Fatiga ▪ Se usaron materiales con las misma propiedades ▪ La resolución se llevo a cabo usando el algoritmo por default cargado para cada material (BrownMiller-Morrow) ▪ Se utilizo para el vástago un parámetro $K_t=1$ ▪ Para el tubo carter un $K_t \rightarrow 16 < R_a \leq 40\mu\text{m}$ (Machined) y un $K_t \rightarrow 40 < R_a \leq 75\mu\text{m}$ para los estampados.	

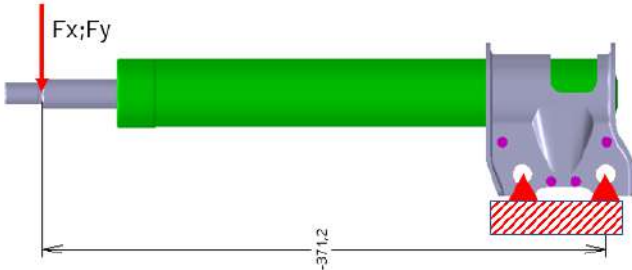


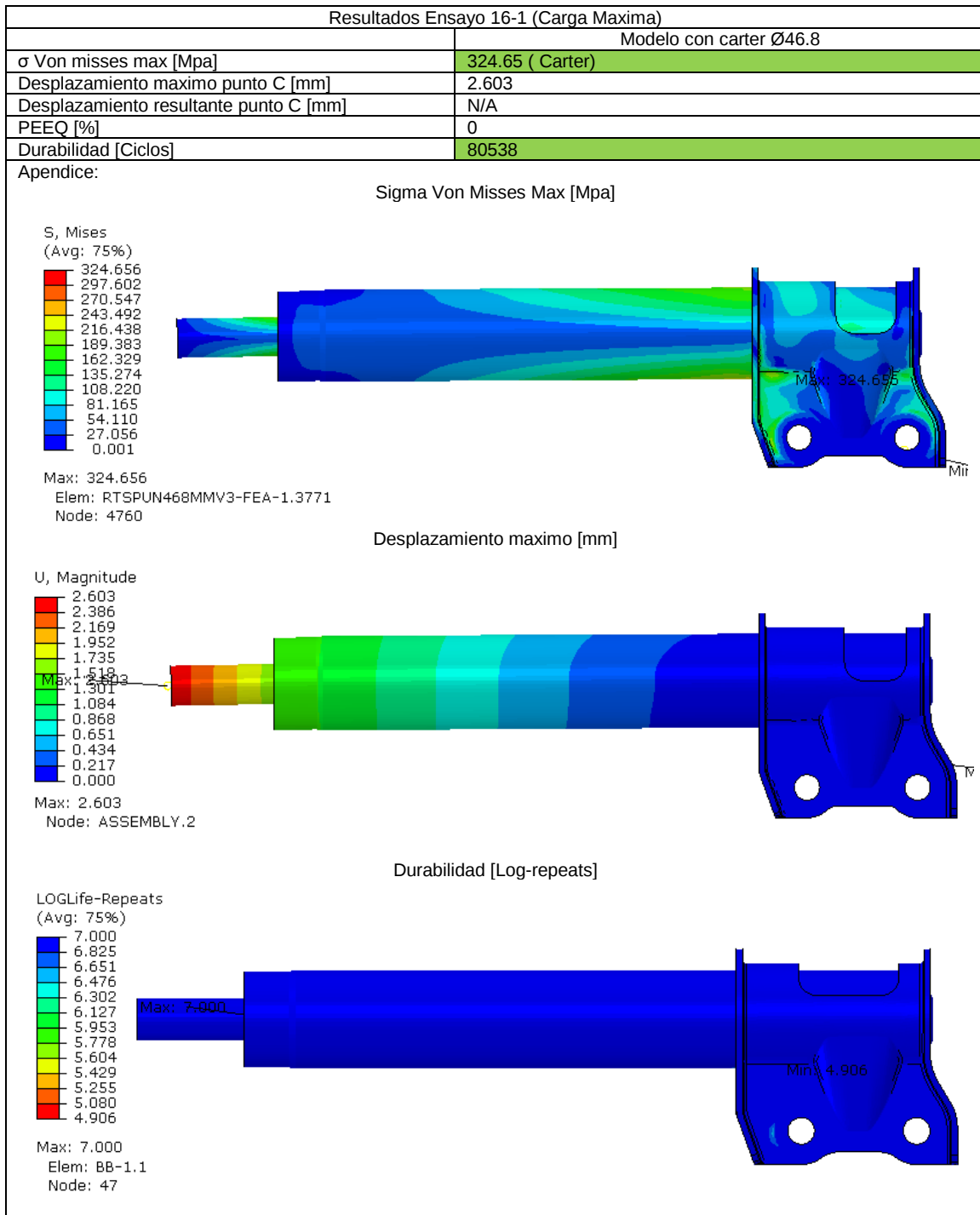


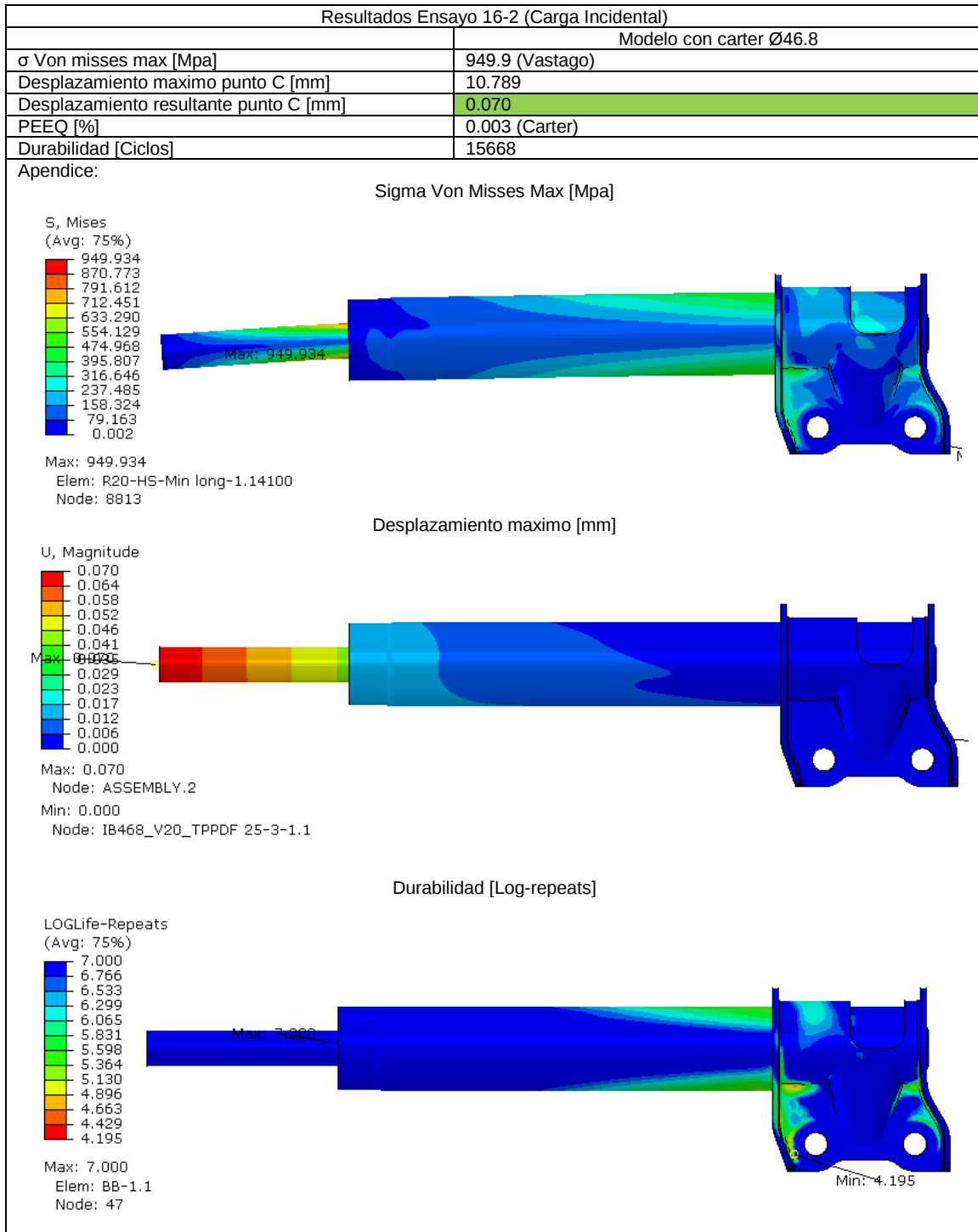


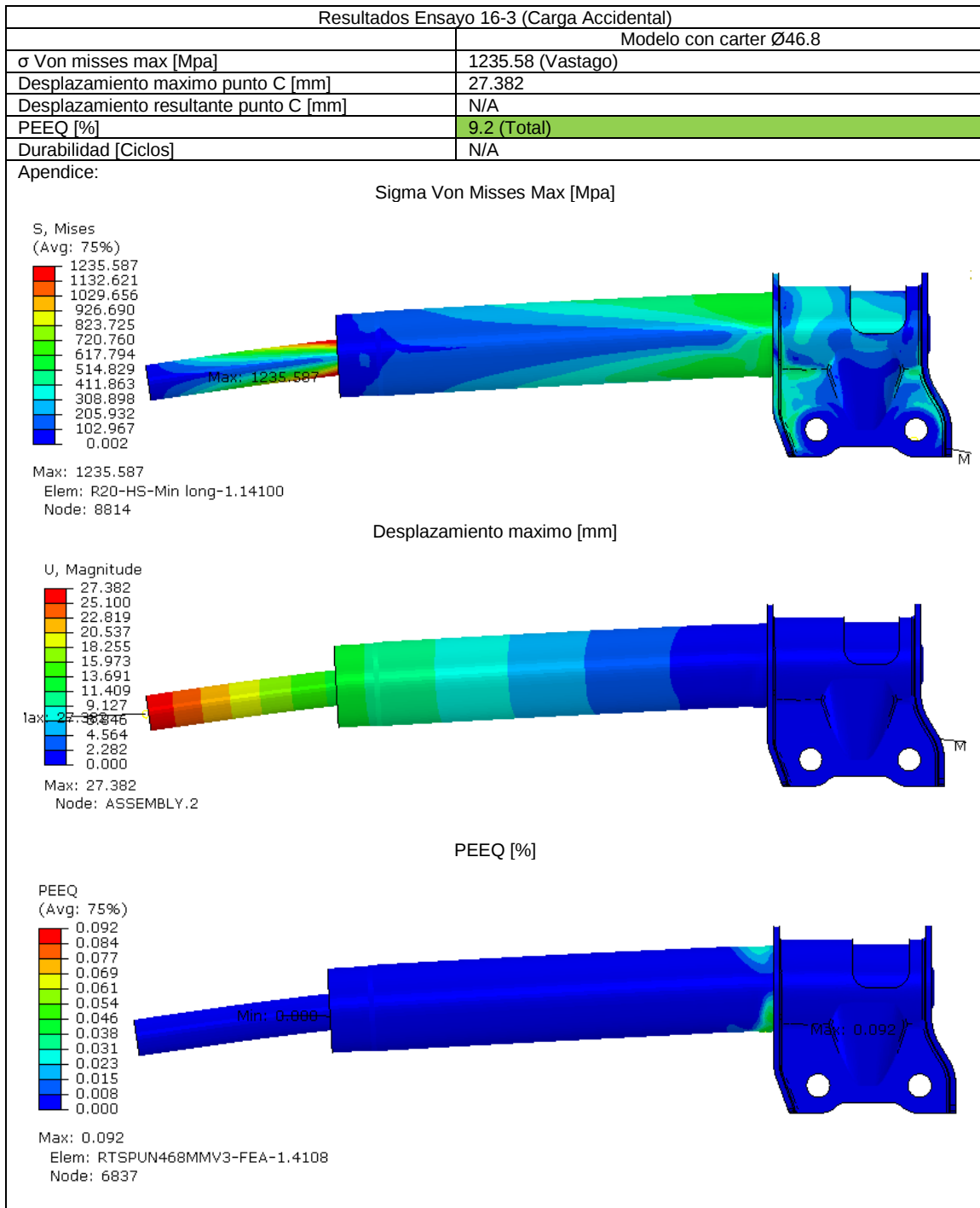




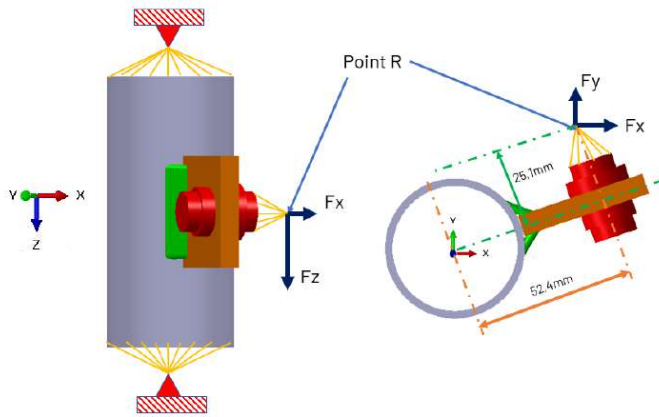
Ensayo Virtual N°16	"Flexion de estructura según especificación del cliente, validación de estructura diseño final"
Objetivos: ▪ Evaluar el comportamiento del conjunto amortiguador ante el tipo de carga máxima, incidental y accidental ▪ Se harán ensayos sobre modelos con carter de Ø46.8 ▪ Criterios de aceptación - Carga máxima → $\sigma_{vm} \max < \text{Yield Strength material}$ - Carga incidental → Desplazamiento del punto UA=C < $(\varnothing 1.7/2) \rightarrow 0.85\text{mm}$ - Carga accidental → PEEQ % total < Promedio de los alargamientos porcentuales a la rotura <13,9% ▪ Se evaluará la durabilidad - Carga máxima → 2500 Ciclos min - Carga incidental → 10 Ciclos min	
Set up:  Se aplica una fuerza en el punto C como lo indica la flecha en el esquema, esta está dividida en dos componentes en la dirección X;Y. La superficie de la toma que entra en contacto con el porta masa está fija en todos los GDL, respetando los diámetros de apoyo de los bulones especificados. Se aplica una condición de contacto general sin deslizamiento (Tie contact), excepto por el contacto entre el buje de apoyo y el vástago (Mismo que en ensayo de flexión). Para simular la soldadura de puntos entre el refuerzo y la parte externa de la toma inferior se crearon cinco puntos con un contacto fijo nodo a nodo. La posición del amortiguador es la posición nominal menos el delta especificado en la imagen 35-5-5. Se crea un contacto de interferencia entre la toma inferior y carter de 0,1mm. SE CAMBIARA LA DISTANCIA 371,2 SEGÚN SEA LA REQUERIDA POR EL ENSAYO	
Cargas: ▪ MAXIMA → $F_x=160.3\text{N}$; $F_y=3181.2\text{N}$ (Se aplica gradualmente en forma de rampa) ▪ INCIDENTAL → $F_x=30.4\text{N}$; $F_y=6740.8\text{N}$ (La carga alcanza el máximo valor en la mitad del ensayo para luego volver a cero) ▪ ACCIDENTAL → $F_x=83.1\text{N}$; $F_y=10531.6\text{N}$ (Se aplica gradualmente en forma de rampa)	
Malla: Elementos tipo C3D8R y C3D10, el tamaño máximo de elemento es de 3mm, con refinamiento en áreas de importancia como el apoyo del vástago, puntos de soldadura y zona de momento máximo en carter.	
Material Vástago: SAE 1045 (Propiedades usadas en ensayo de flexión de vástago) Guía, Cuerpo de pistón: Elastic Steel Buje de apoyo: (Propiedades usadas en ensayo de flexión de vástago) Cilindro: SAE 1010/1015; E 207000; ν 0.3; YS:320Mpa; UTS: 410Mpa; A%: 10 Carter: SAE 1021 Trefilado (El de mayor resistencia disponible): E 207000; ν 0.3; YS: 550Mpa; UTS:600Mpa; A%:8.4 Capuchón: SAE 1020 IRAM IAS U-500; E 207000; ν 0.30; YS: 235Mpa; UTS: 380Mpa; A%:20 Toma inferior: MLC 420; E 207000; ν 0.3; YS:420Mpa; UTS:480; A%: 19	
Fatiga ▪ Se usaron materiales con las mismas propiedades ▪ La resolución se llevó a cabo usando el algoritmo por default cargado para cada material (BrownMiller-Morrow) ▪ Se utilizó para el vástago un parámetro $K_t=1$ ▪ Para el tubo carter un $K_t \rightarrow 16 < R_a \leq 40\mu\text{m}$ (Machined) y un $K_t \rightarrow 40 < R_a \leq 75\mu\text{m}$ para los estampados.	

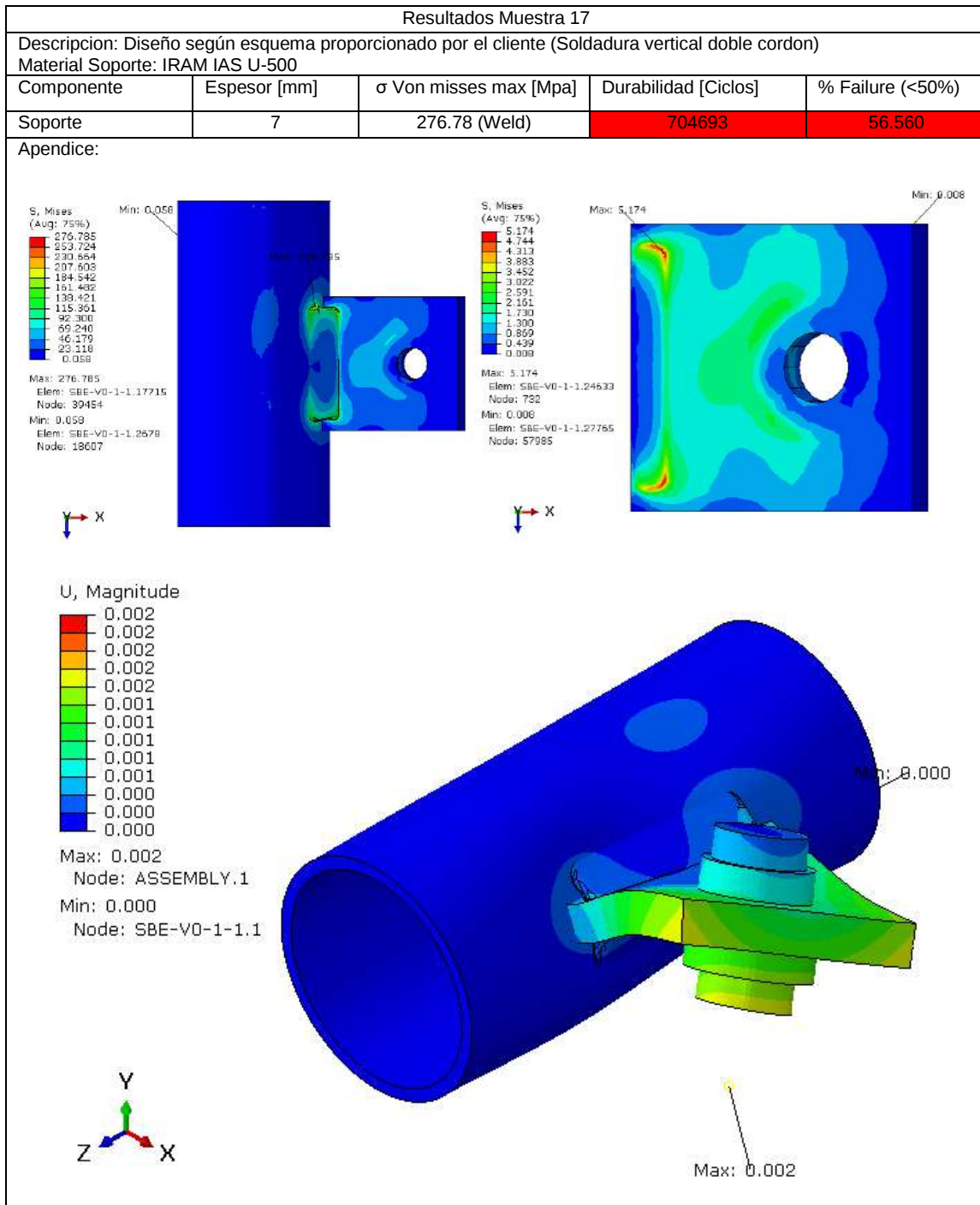


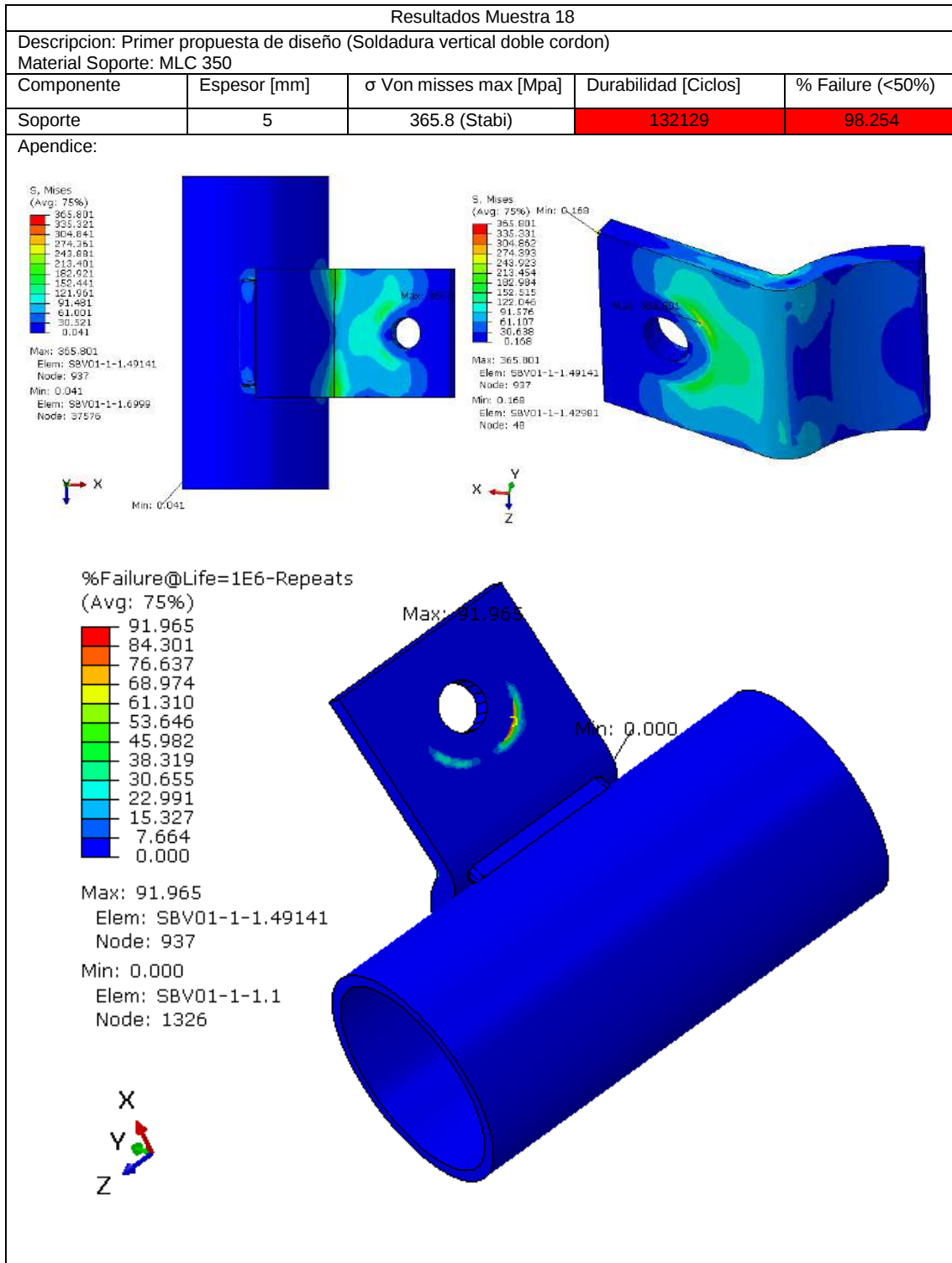


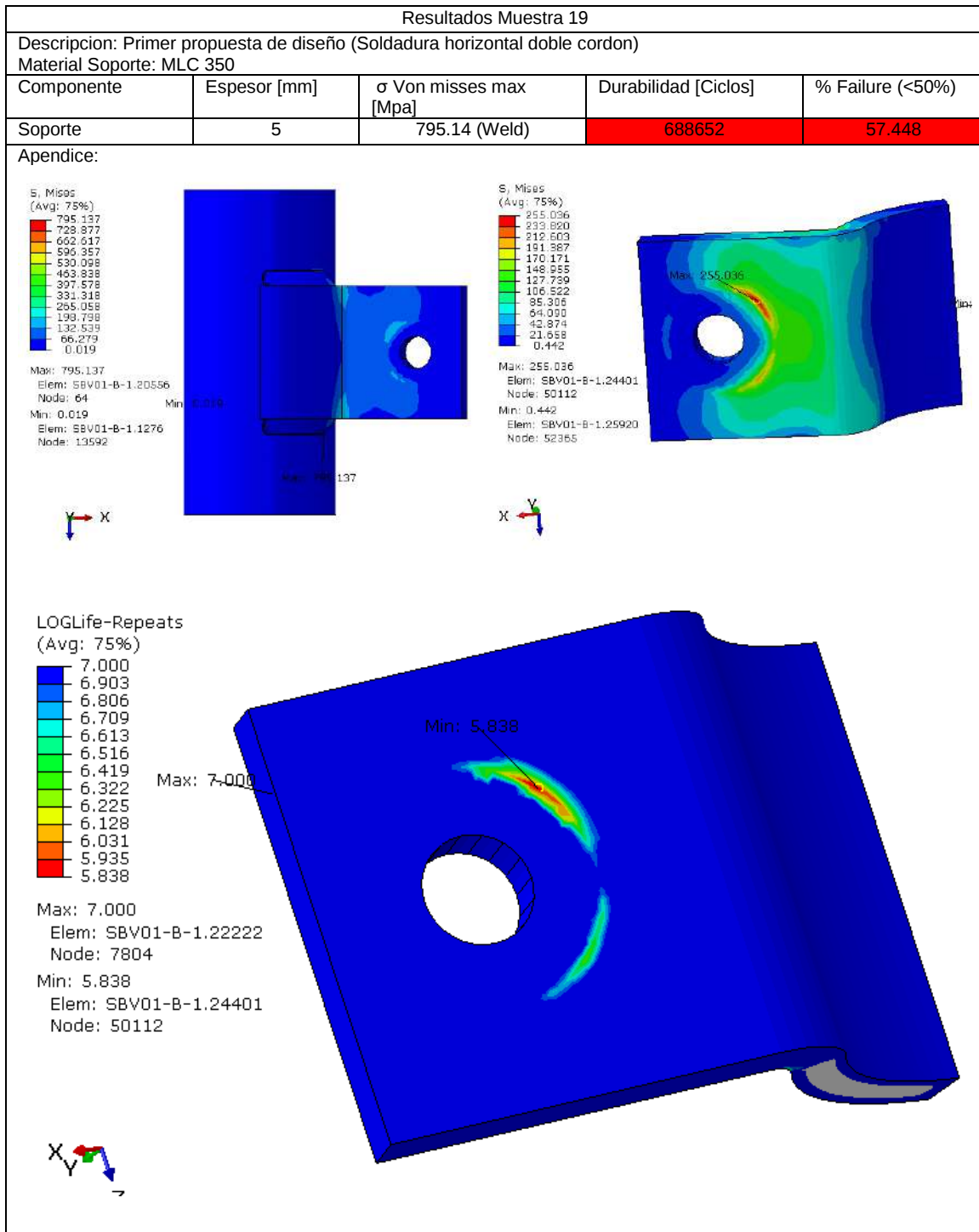


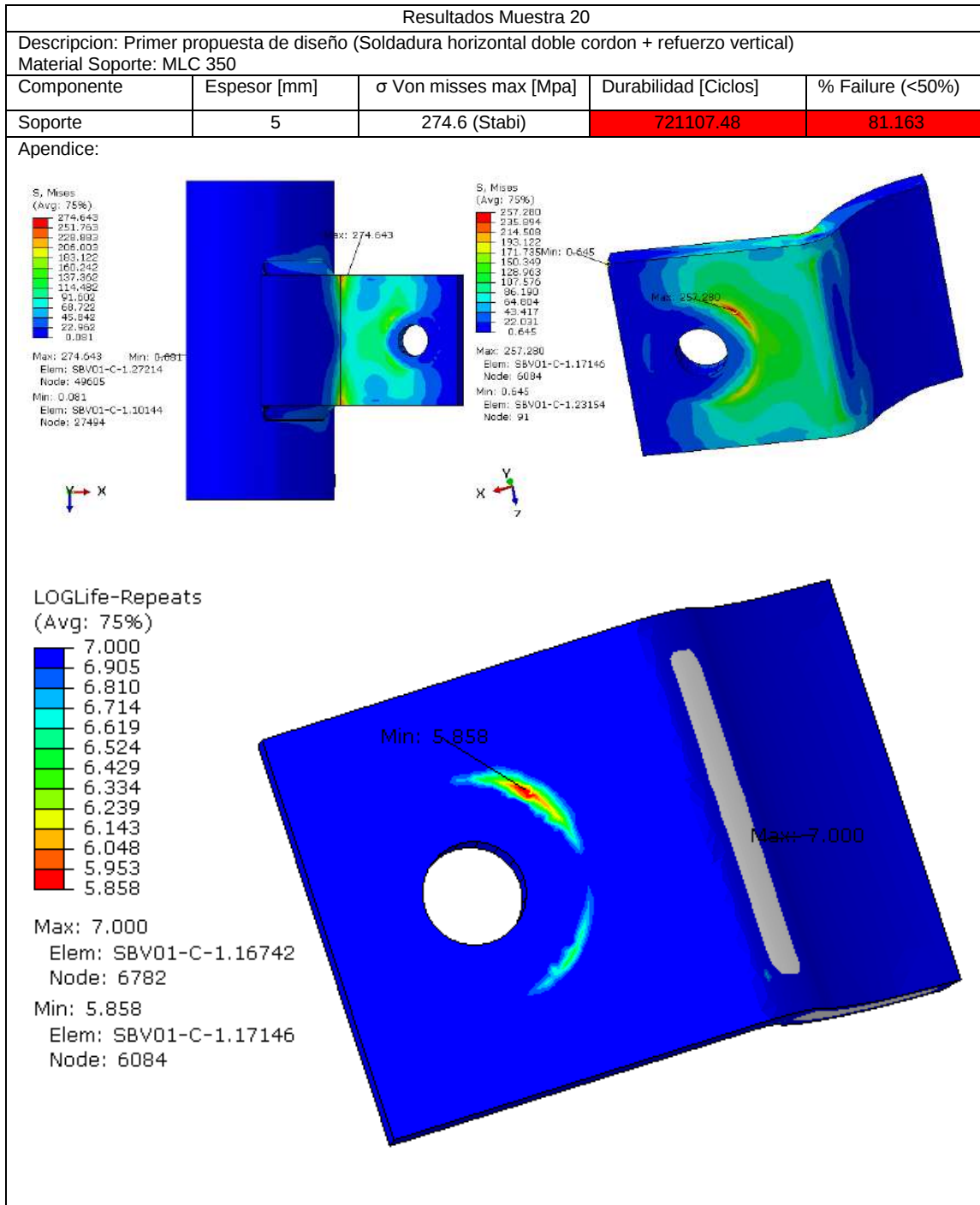
Anexo E

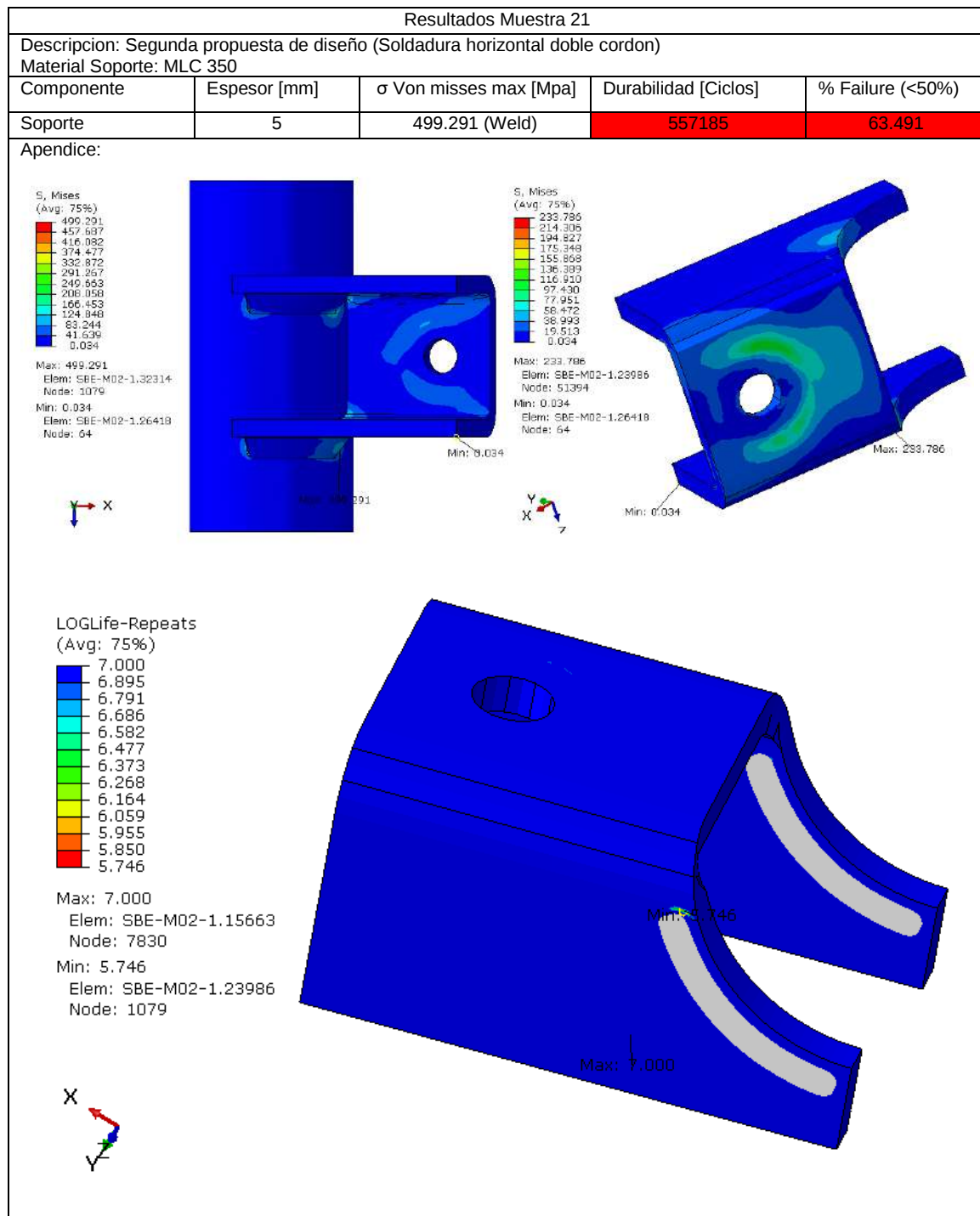
Ensayo Virtual N°17	"Traccion en soporte de barra estabilizadora"
Objetivos: ▪ Evaluar el comportamiento del modelo propuesto para el soporte de barra estabilizadora ante el tipo de carga de fatiga. Definir cantidad de cordones de soldadura. ▪ Se harán ensayos sobre modelos con carter de Ø46.8 ▪ Criterios de aceptación ▪ Carga fatiga → $\sigma_{vm} \max < \text{Yield Strength material}$ ▪ Se evaluara la durabilidad ▪ Carga fatiga → 1000000 Ciclos min	
Set up:  Se aplica una fuerza en el punto R como lo indica la flecha en el esquema, esta esta dividida en tres componentes en la dirección X;Y;Z. En lugar de crear un modelo del amortiguador completo se ha propuesto un sistema simplificado de manera de utilizar los recursos computacionales disponibles en las áreas realmente requeridas. El tubo carter tiene una longitud de 100mm, sujeto por los extremos por dos acoplamientos cinematicos conectados a un punto fijo en todos los GDL. La posición del soporte de barra respeta el esquema provisto por el cliente. El punto de aplicación de la carga esta conectado mediante un acople cinemático a la pieza que respresenta el anclaje de rotula, respetando los diámetros de apoto tal cual lo exige el esquema. El soporte de barra se conecta al tubo mediante componentes que simulan ser la soldadura con sus dimensiones estándar, conectadas a ambos casos con una relación fija nodo a nodo.	
Cargas: ▪ FATIGA → $F_x = -245.1\text{N}$; $F_y = -132.2\text{N}$; $F_z = -1295.1$ (Se aplica gradualmente en forma de rampa)	
Malla: Elementos tipo C3D10, el tamaño máximo de elemento es de 2mm, con refinamiento en áreas de importancia como la soldadura y los apoyos del anclaje de la rotula.	
Material Carter: SAE 1021 Trefilado (El de mayor resistencia disponible): E 207000; ν:0.3; YS: 550Mpa; UTS: 600Mpa; A%:8.4 Soporte de Barra estabilizadora: IRAM IAS U-500 E 207000 ν:0.3 YS: 235Mpa; UTS: 360Mpa; A%: 20 Opcional: MLC 350/380/420 Soldadura (Propiedades de material según estándar de ingeniería global)	
Fatiga ▪ Se usaron materiales con las misma propiedades ▪ La resolución se llevo a cabo usando el algoritmo por default cargado para cada material (BrownMiller-Morrow) ▪ Para el tubo carter un $K_t \rightarrow 16 < R_a \leq 40\mu\text{m}$ (Machined) y un $K_t \rightarrow 40 < R_a \leq 75\mu\text{m}$ para los estampados.	

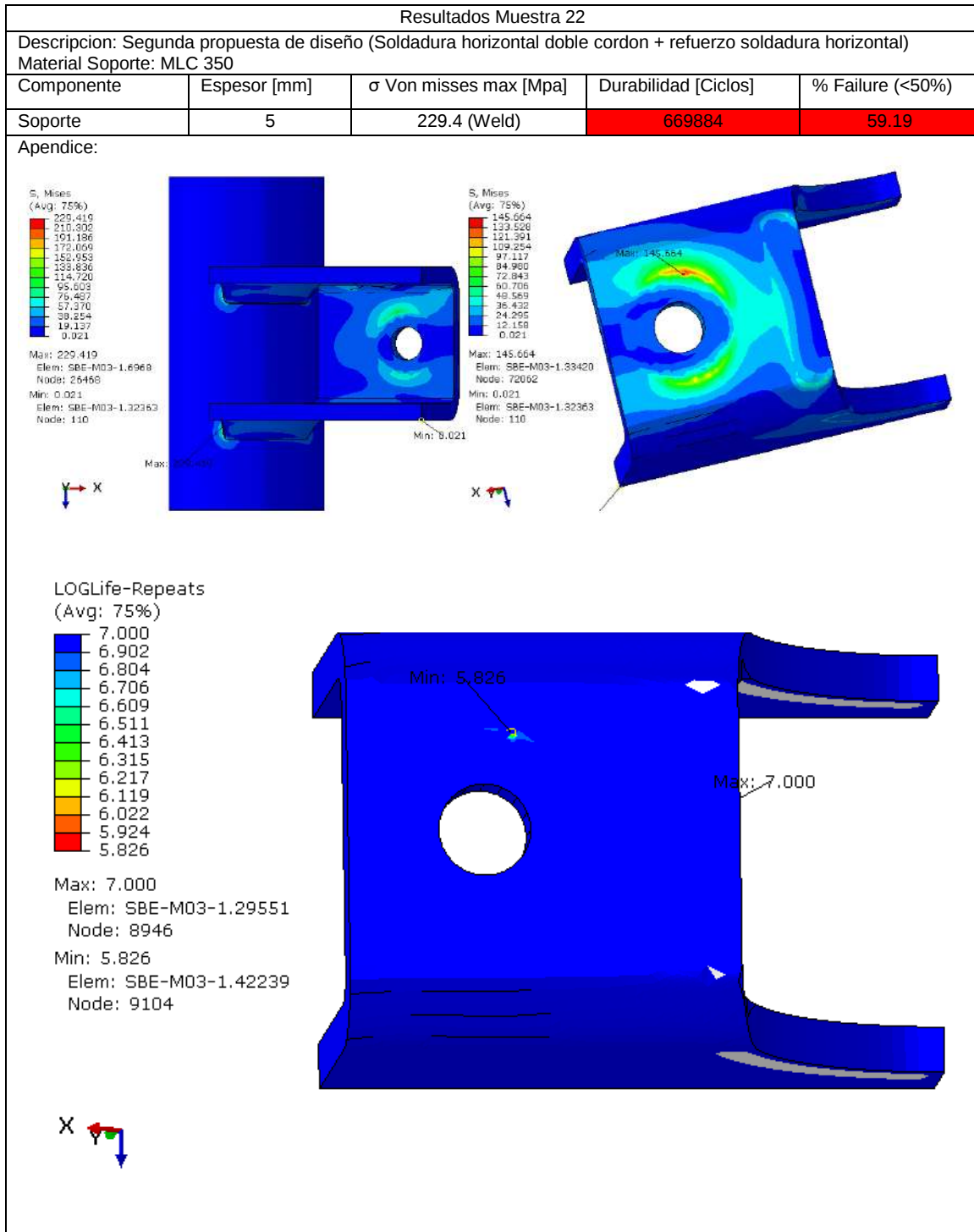


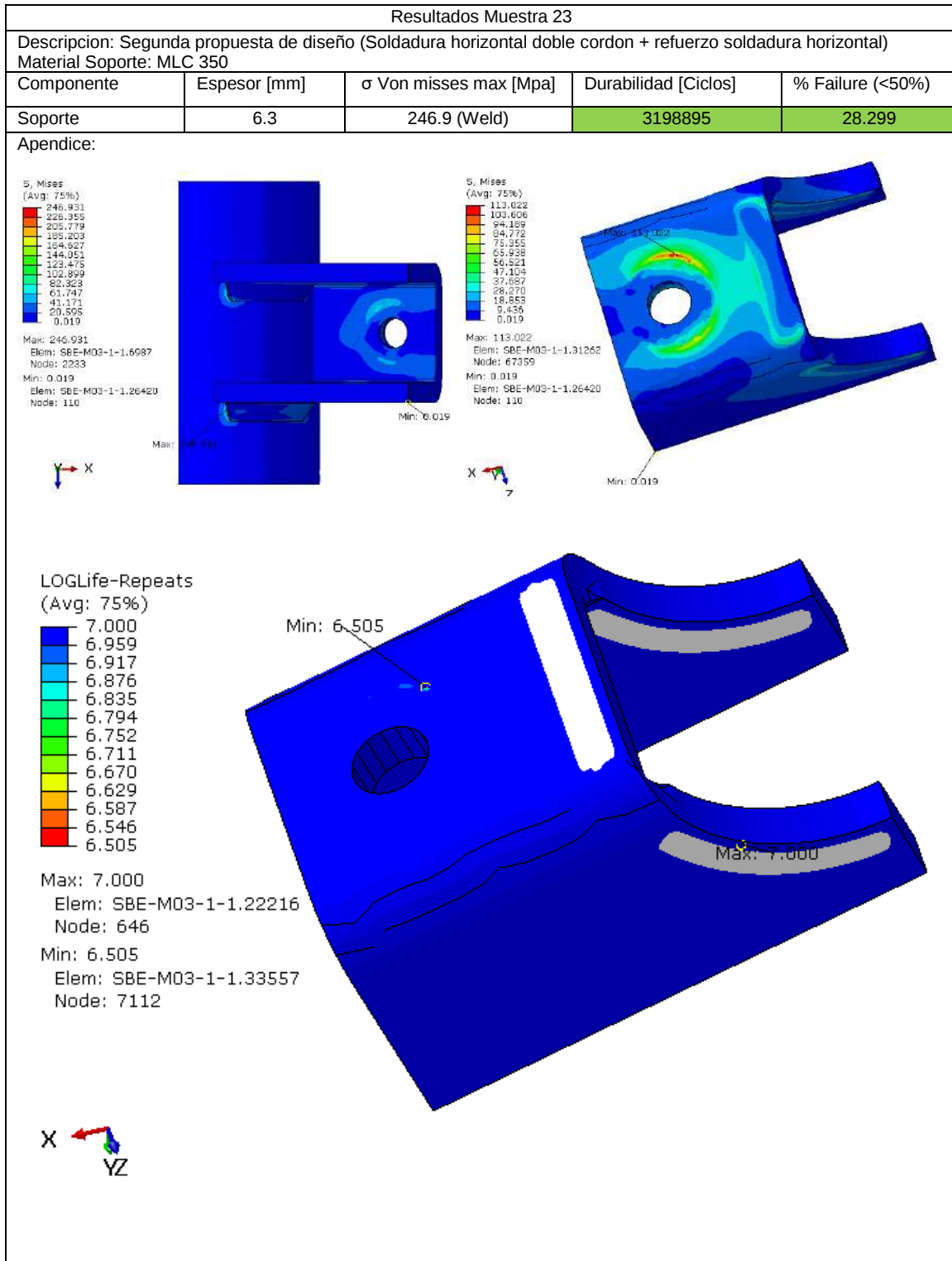


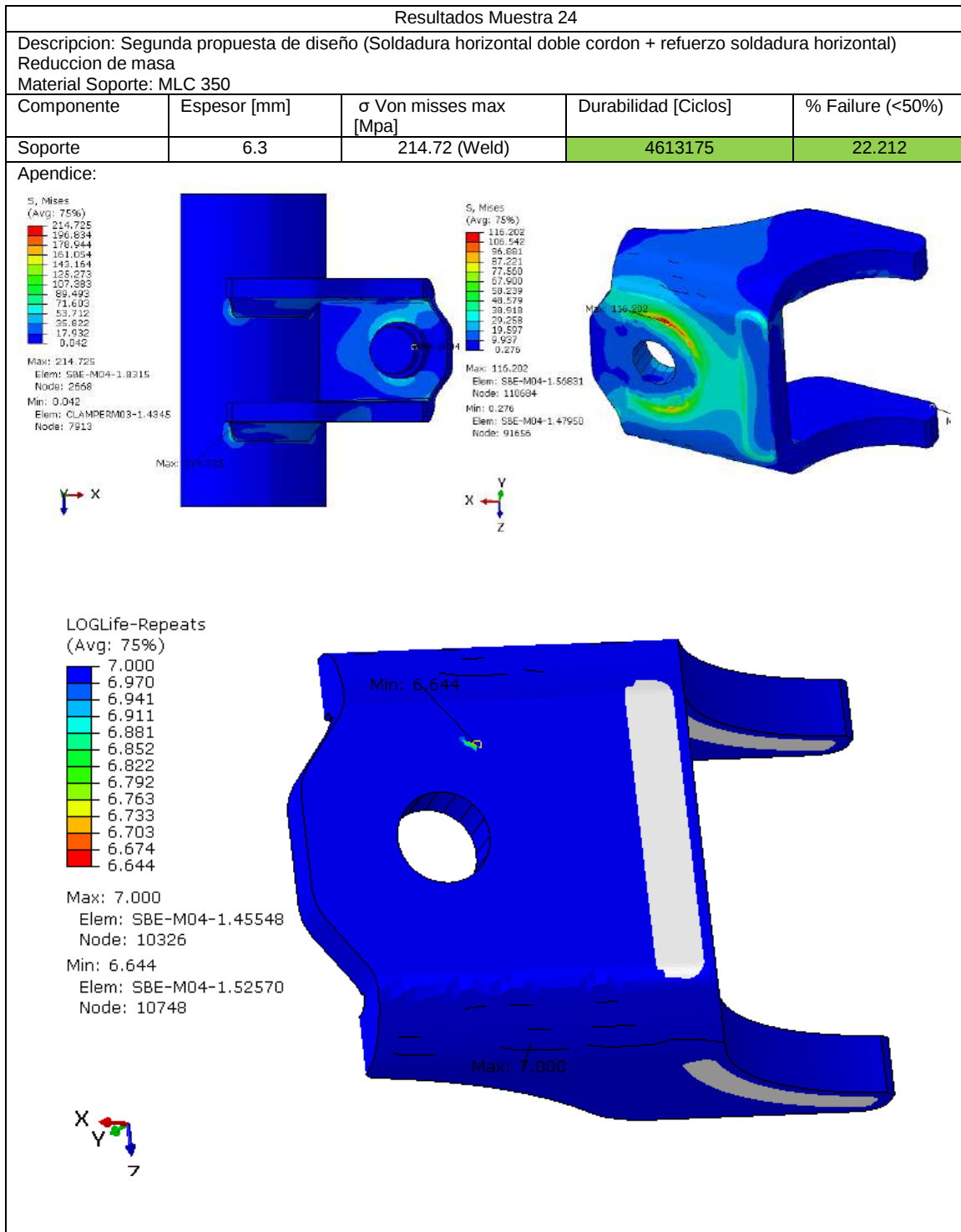


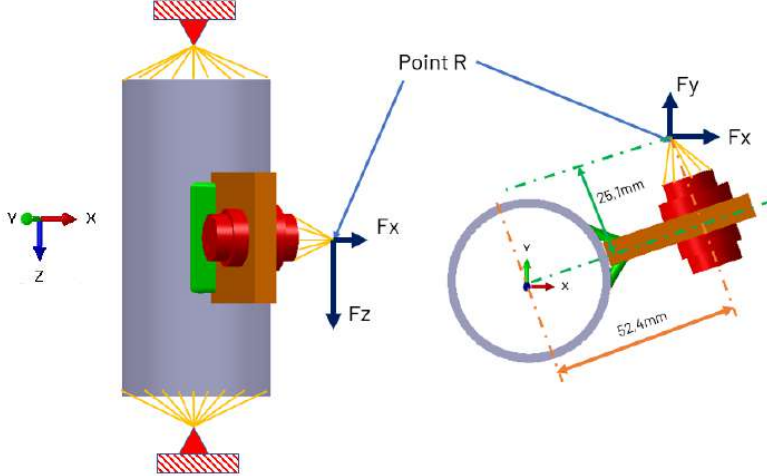


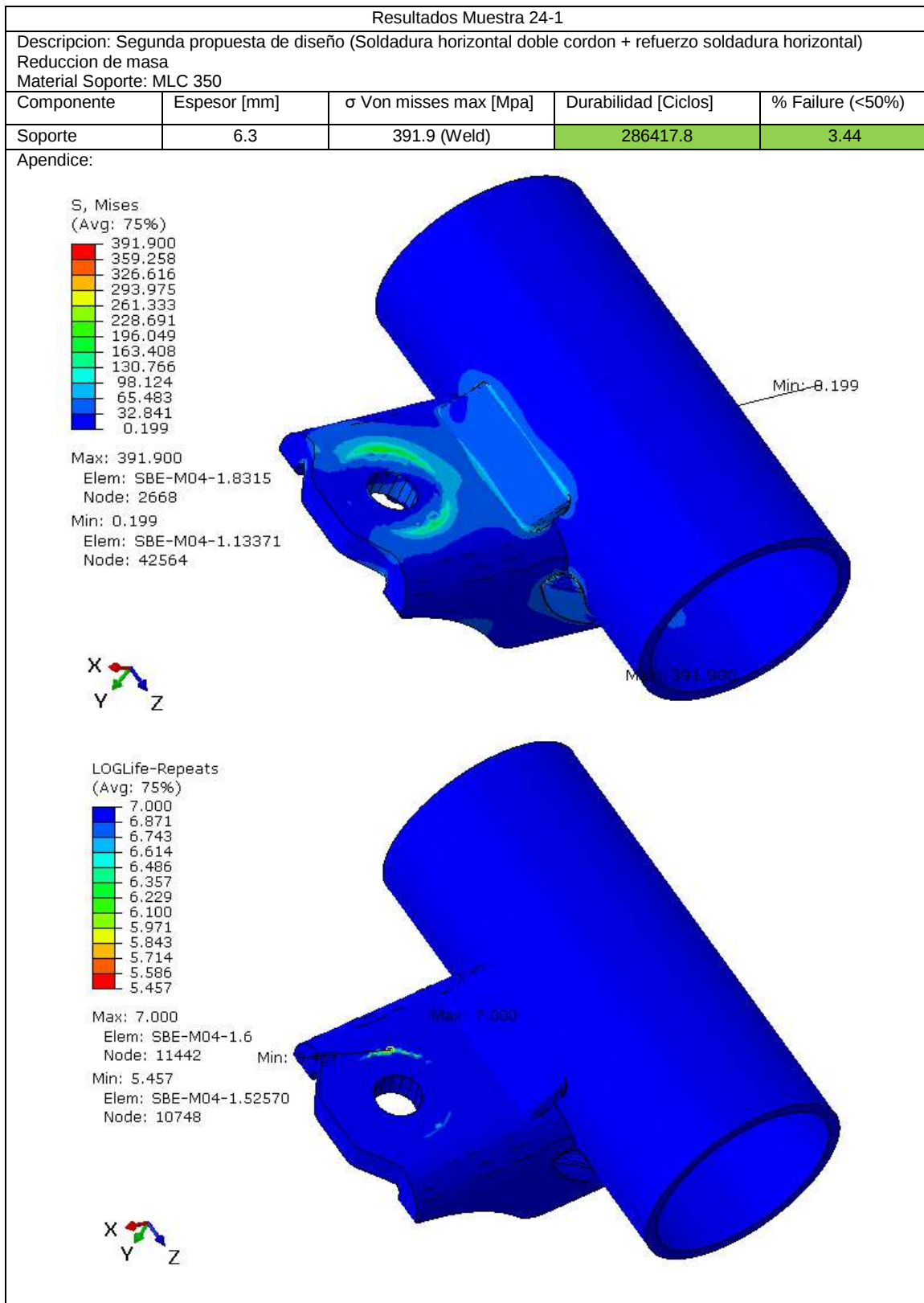


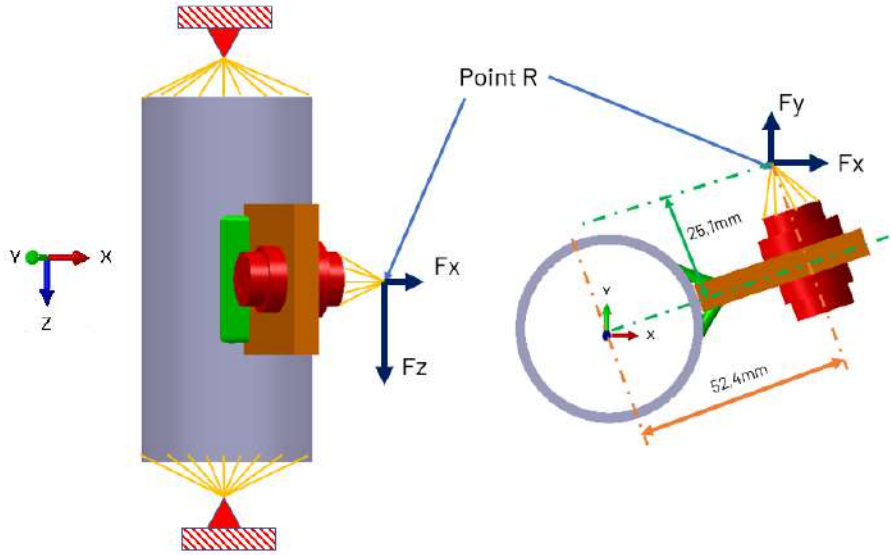


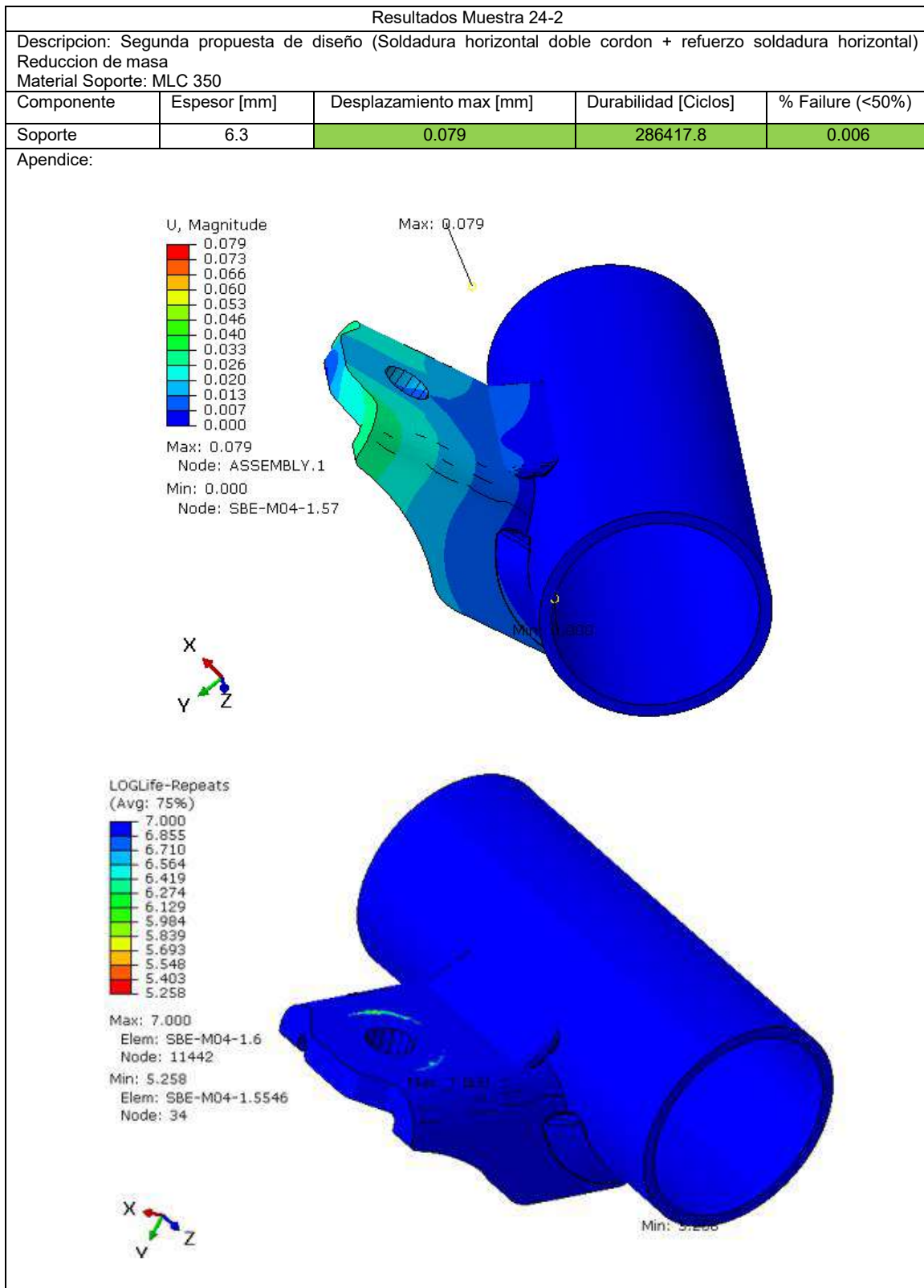




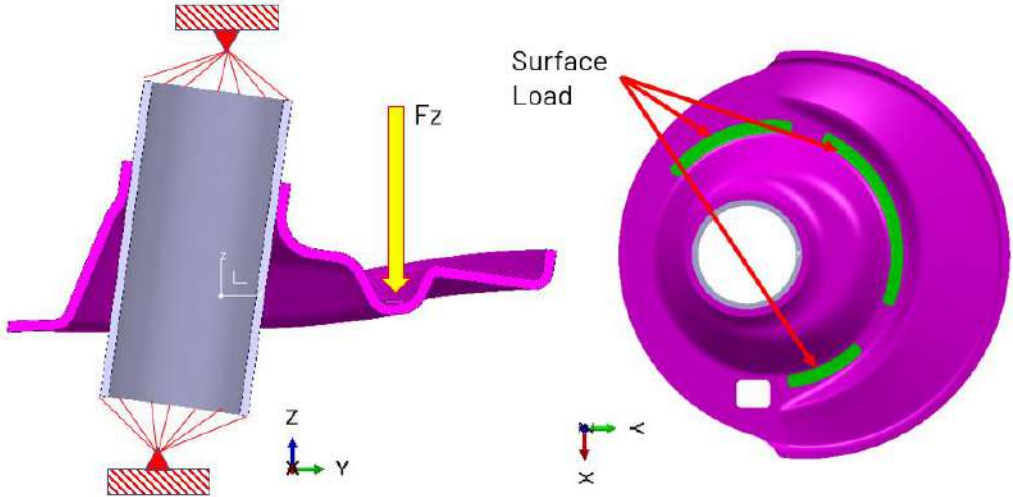
Ensayo Virtual N°24-1	"Traccion en soporte de barra estabilizadora"
Objetivos: ▪ Evaluar el comportamiento del modelo propuesto para el soporte de barra estabilizadora ante el tipo de carga de maxima. ▪ Se harán ensayos sobre modelos con carter de Ø46.8 ▪ Criterios de aceptación ▪ Carga fatiga → $\sigma_{vm} \max < \text{Yield Strength material}$ ▪ Se evaluara la durabilidad ▪ Carga fatiga → 2500 Ciclos min	
Set up:  Se aplica una fuerza en el punto R como lo indica la flecha en el esquema, esta esta dividida en tres componentes en la dirección X;Y;Z. En lugar de crear un modelo del amortiguador completo se ha propuesto un sistema simplificado de manera de utilizar los recursos computacionales disponibles en las áreas realmente requeridas.El tubo carter tiene una longitud de 100mm, sujeto por los extremos por dos acoplamientos cinematicos conectados a un punto fijo en todos los GDL. La posición del soporte de barra respeta el esquema provisto por el cliente. El punto de aplicación de la carga esta conectado mediante un acople cinemático a la pieza que respresenta el anclaje de rotula, respetando los diámetros de apoto tal cual lo exige el esquema. El soporte de barra se conecta al tubo mediante componentes que simulan ser la soldadura con sus dimensiones estándar, conectadas a ambos casos con una relación fija nodo a nodo.	
Cargas: ▪ MAXIMA → $F_x = -416\text{N}$; $F_y = -238.2\text{N}$; $F_z = -2391.8$ (Se aplica gradualmente en forma de rampa)	
Malla: Elementos tipo C3D10, el tamaño máximo de elemento es de 2mm, con refinamiento en áreas de importancia como la soldadura y los apoyos del anclaje de la rotula.	
Material Carter: SAE 1021 Trefilado (El de mayor resistencia disponible): E 207000; v:0.3; YS: 550Mpa; UTS: 600Mpa; A%:8.4 Soporte de Barra estabilizadora: IRAM IAS U-500 E 207000 v:0.3 YS: 235Mpa; UTS: 360Mpa; A%: 20 Opcional: MLC 350 Soldadura (Propiedades de material según estándar de ingeniería global)	
Fatiga ▪ Se usaron materiales con las misma propiedades ▪ La resolución se llevo a cabo usando el algoritmo por default cargado para cada material (BrownMiller-Morrow) ▪ Para el tubo carter un $K_t \rightarrow 16 < R_a \leq 40\mu\text{m}$ (Machined) y un $K_t \rightarrow 40 < R_a \leq 75\mu\text{m}$ para los estampados.	

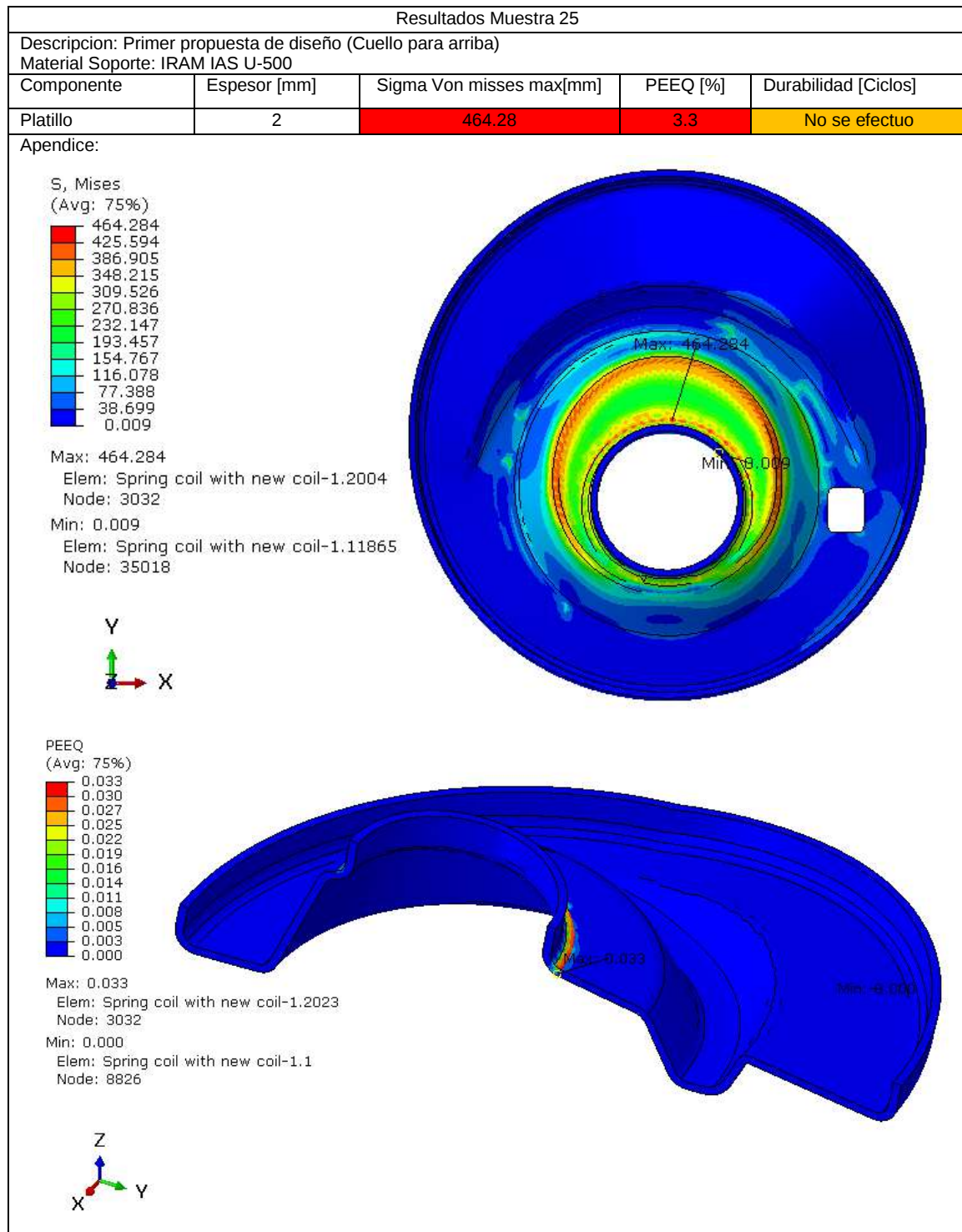


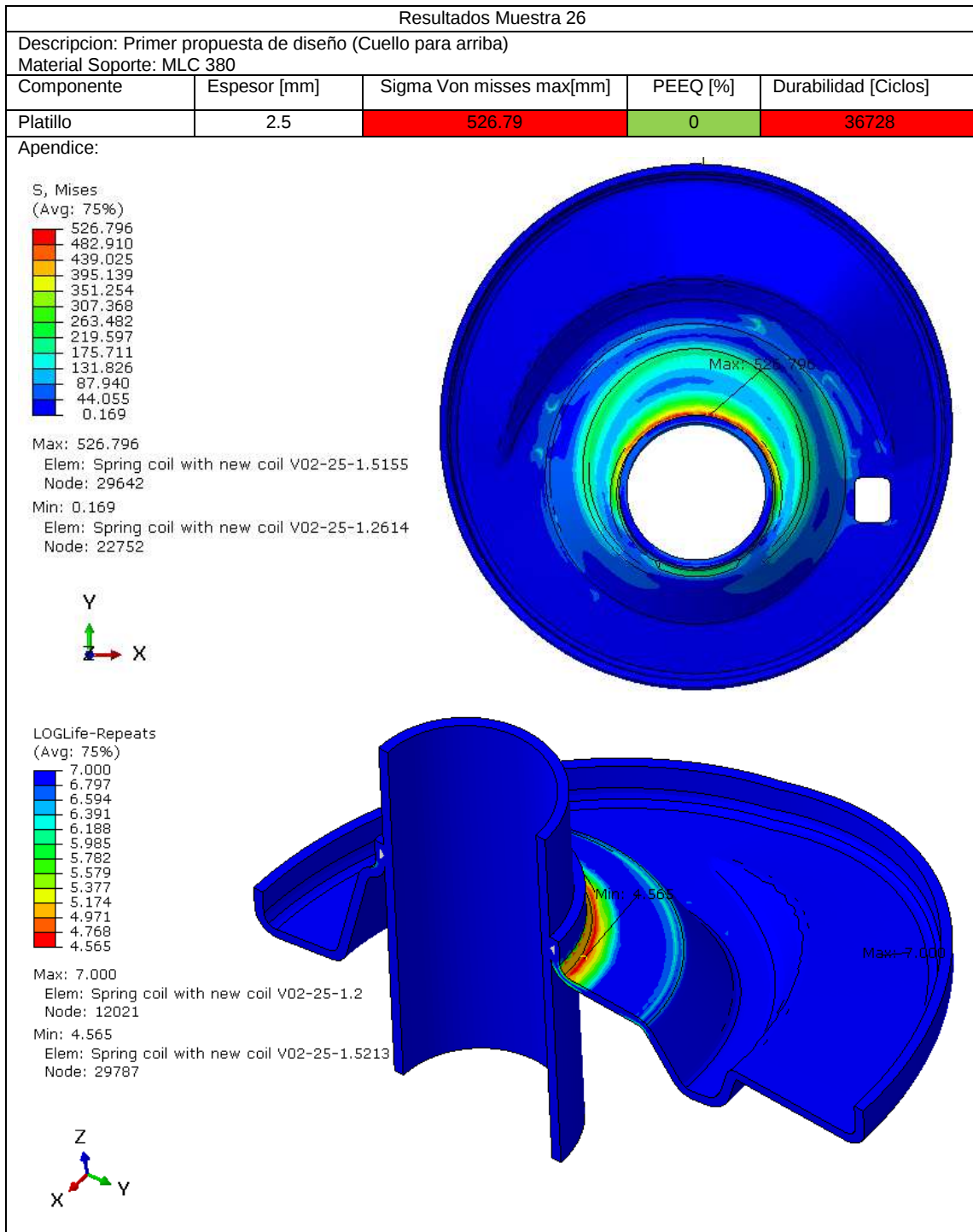
Ensayo Virtual N°24-2	"Traccion en soporte de barra estabilizadora"
Objetivos: ▪ Evaluar el comportamiento del modelo propuesto para el soporte de barra estabilizadora ante el tipo de carga Incidental. ▪ Se harán ensayos sobre modelos con carter de $\varnothing 46.8$ ▪ Criterios de aceptación ▪ Carga Incidental: Desplazamiento del punto R < 1mm ▪ Durabilidad → Solamente 10 ciclos	
Set up:  Se aplica una fuerza en el punto R como lo indica la flecha en el esquema, esta esta dividida en tres componentes en la dirección X;Y;Z. En lugar de crear un modelo del amortiguador completo se ha propuesto un sistema simplificado de manera de utilizar los recursos computacionales disponibles en las áreas realmente requeridas. El tubo carter tiene una longitud de 100mm, sujeto por los extremos por dos acoplamientos cinematicos conectados a un punto fijo en todos los GDL. La posición del soporte de barra respeta el esquema provisto por el cliente. El punto de aplicación de la carga esta conectado mediante un acople cinemático a la pieza que respresenta el anclaje de rotula, respetando los diámetros de apoto tal cual lo exige el esquema. El soporte de barra se conecta al tubo mediante componentes que simulan ser la soldadura con sus dimensiones estándar, conectadas a ambos casos con una relación fija nodo a nodo.	
Cargas: ▪ INCIDENTAL → $F_x = -455.4\text{N}$; $F_y = -263.3\text{N}$; $F_z = -2648.3$ (Se aplica gradualmente en forma de rampa)	
Malla: Elementos tipo C3D10, el tamaño máximo de elemento es de 2mm, con refinamiento en áreas de importancia como la soldadura y los apoyos del anclaje de la rotula.	
Material Carter: SAE 1021 Trefilado (El de mayor resistencia disponible): E 207000; ν :0.3; YS: 550Mpa; UTS: 600Mpa; A%:8.4 Soporte de Barra estabilizadora: IRAM IAS U-500 E 207000 ν :0.3 YS: 235Mpa; UTS: 360Mpa; A%: 20 Opcional: MLC 350 Soldadura (Propiedades de material según estándar de ingeniería global)	
Fatiga ▪ Se usaron materiales con las misma propiedades ▪ La resolución se llevo a cabo usando el algoritmo por default cargado para cada material (BrownMiller-Morrow) ▪ Para el tubo carter un $K_t \rightarrow 16 < R_a \leq 40\mu\text{m}$ (Machined) y un $K_t \rightarrow 40 < R_a \leq 75\mu\text{m}$ para los estampados.	

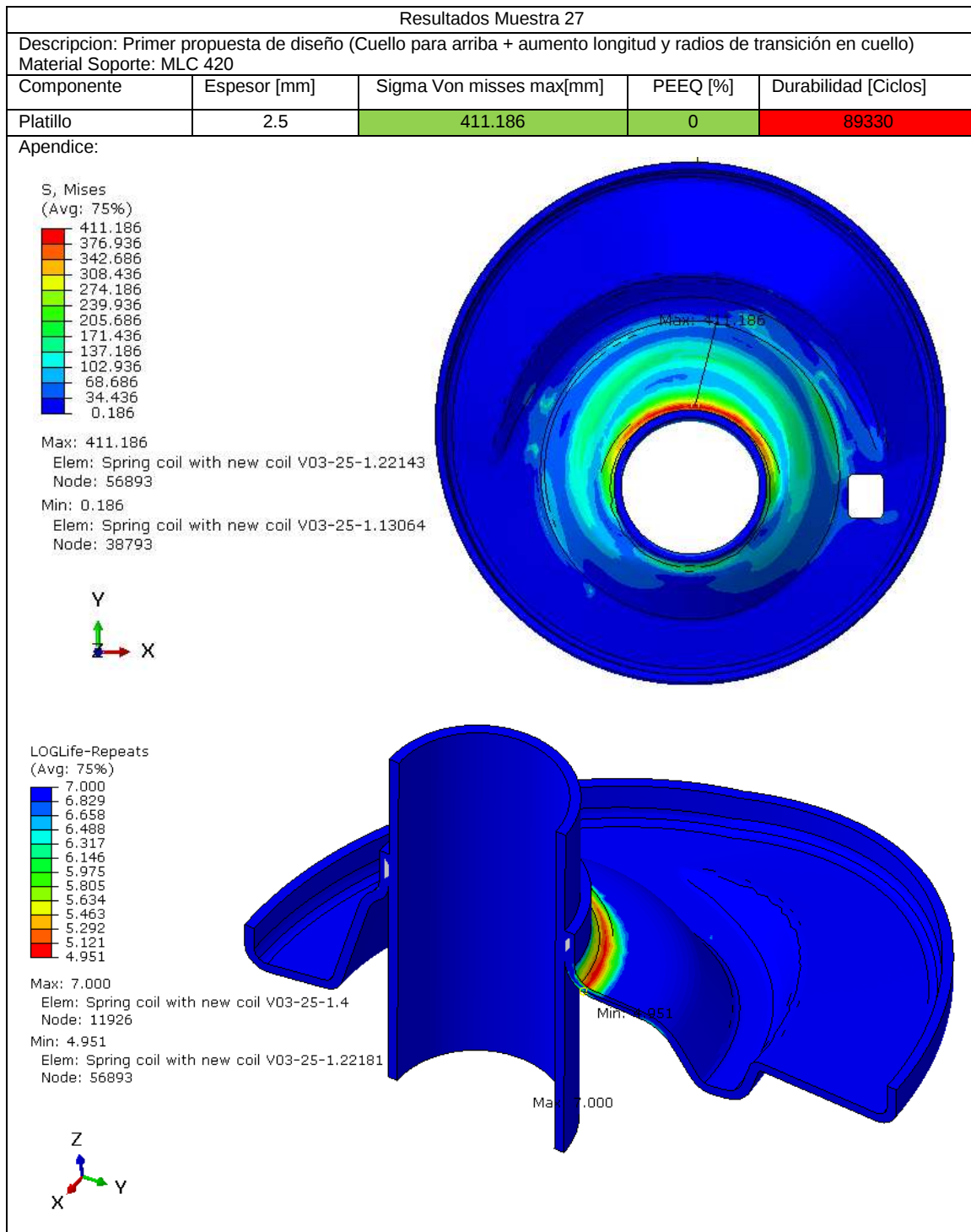


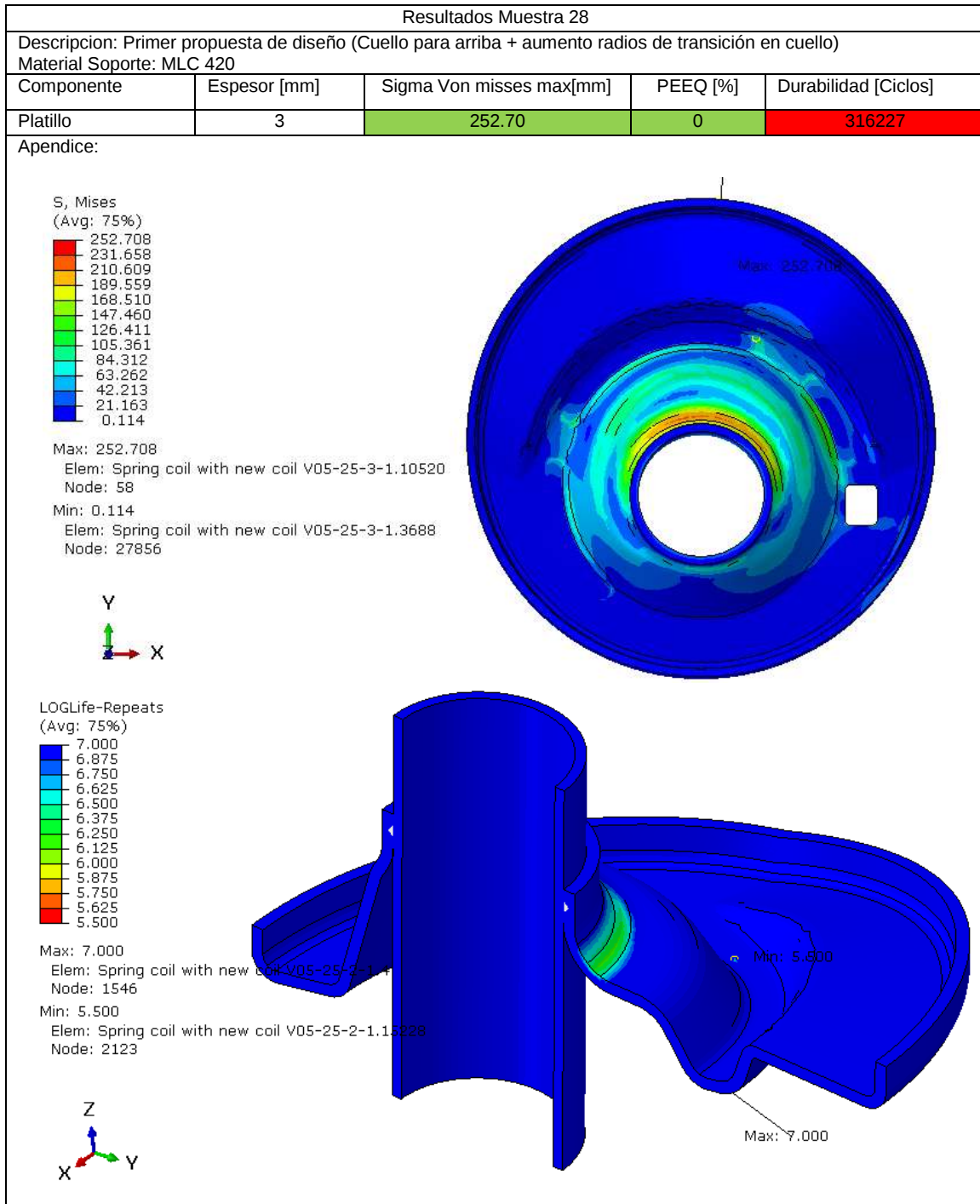
Anexo F

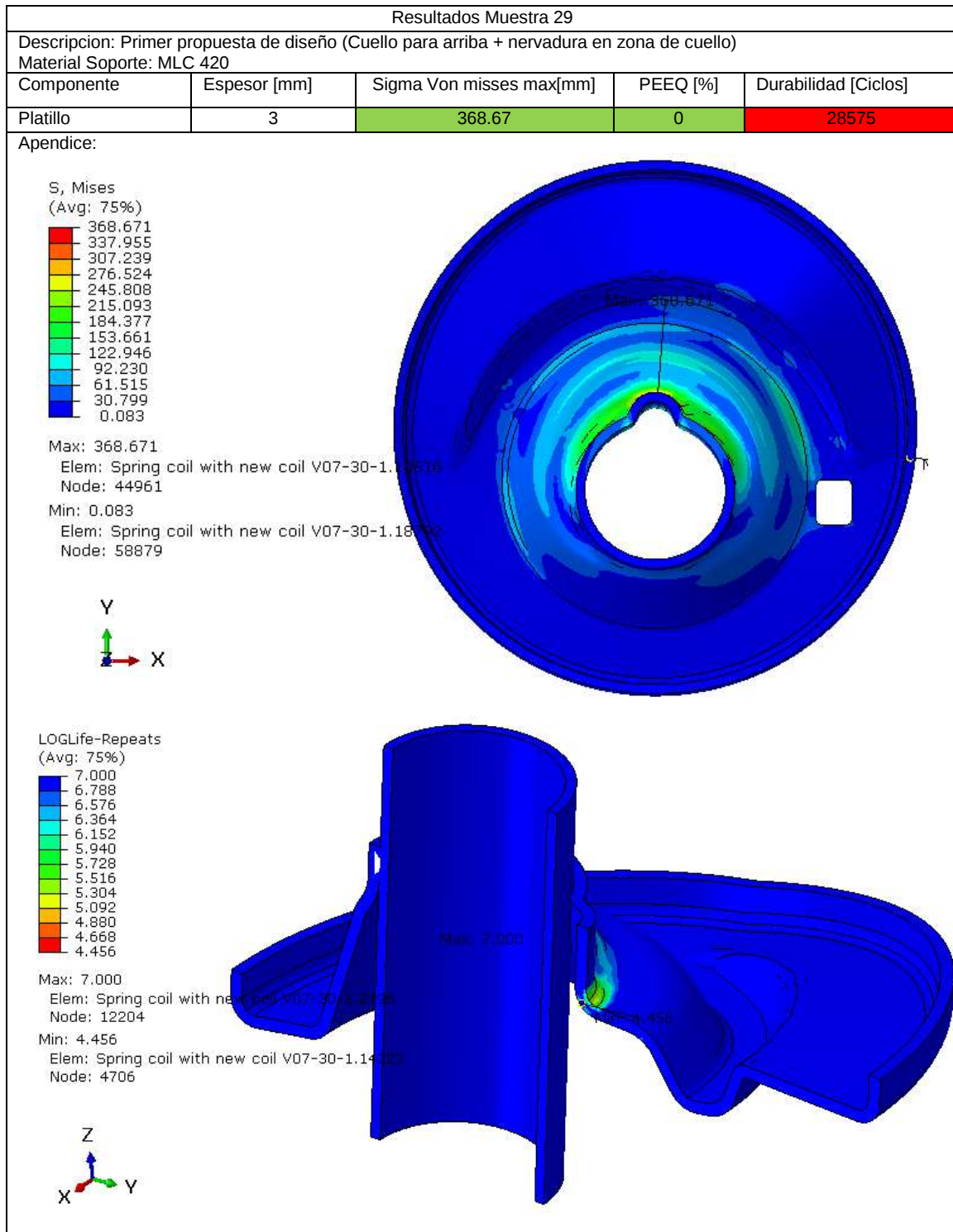
Ensayo Virtual N°25	"Carga axial en apoyo del resorte"
Objetivos: ▪ Evaluar el comportamiento del modelo propuesto para palstillo soporte de espitar ante la carga y forma de aplicacion especificada por el cliente ▪ Se harán ensayos sobre modelos con carter de Ø46.8 ▪ Criterios de aceptación Ensayo de Resistencia estatico → $\sigma_{vm} \max < \text{Yield Strength material}$ No se admite deformacion plastica ▪ Se evaluara la durabilidad Carga especificada por cliente → 500000 Ciclos min	
Set up:  Se aplica la distribución de fuerzas especificada por el cliente en dirección del eje del espiral como lo muestra la imagen superior. La fuerza total se divide en tres partes, las cuales se aplican en las tres superficies coloreadas en verde a través de un punto una a esta mediante un acoplamiento cinemático. En lugar de crear un modelo del amortiguador completo se ha propuesto un sistema simplificado de manera de utilizar los recursos computacionales disponibles en las áreas realmente requeridas. El tubo carter tiene una longitud de 100mm, sujeto por los extremos por dos acoplamientos cinemáticos conectados a un punto fijo en todos los GDL. El platillo está sujeto al tubo carter con una condición de interferencia de 0.1, a su vez este está sostenido por la sección del cuello superior, simulando ser el anclaje efectuado por la soldadura.	
Cargas: ▪ COMPRESION: 6191 N aplicado según muestra la tabla 5-5-8 (Se aplica gradualmente en forma de rampa)	
Malla: Elementos tipo C3D10, el tamaño máximo de elemento es de 2mm, con refinamiento en áreas de importancia.	
Material Carter: SAE 1021 Trefilado (El de mayor resistencia disponible); E 207000; ν:0.3; YS: 550Mpa; UTS: 600Mpa; A%:8.4 Platillo soporte: IRAM IAS U-500 E 207000 ν:0.3 YS: 235Mpa; UTS: 360Mpa; A%: 20 Opcional: MLC 350/380/420	
Fatiga ▪ Se usaron materiales con las mismas propiedades ▪ La resolución se llevó a cabo usando el algoritmo por default cargado para cada material (BrownMiller-Morrow) ▪ Para el tubo carter un $K_t \rightarrow 16 < R_a \leq 40 \mu m$ (Machined) y un $K_t \rightarrow 40 < R_a \leq 75 \mu m$ para los estampados.	

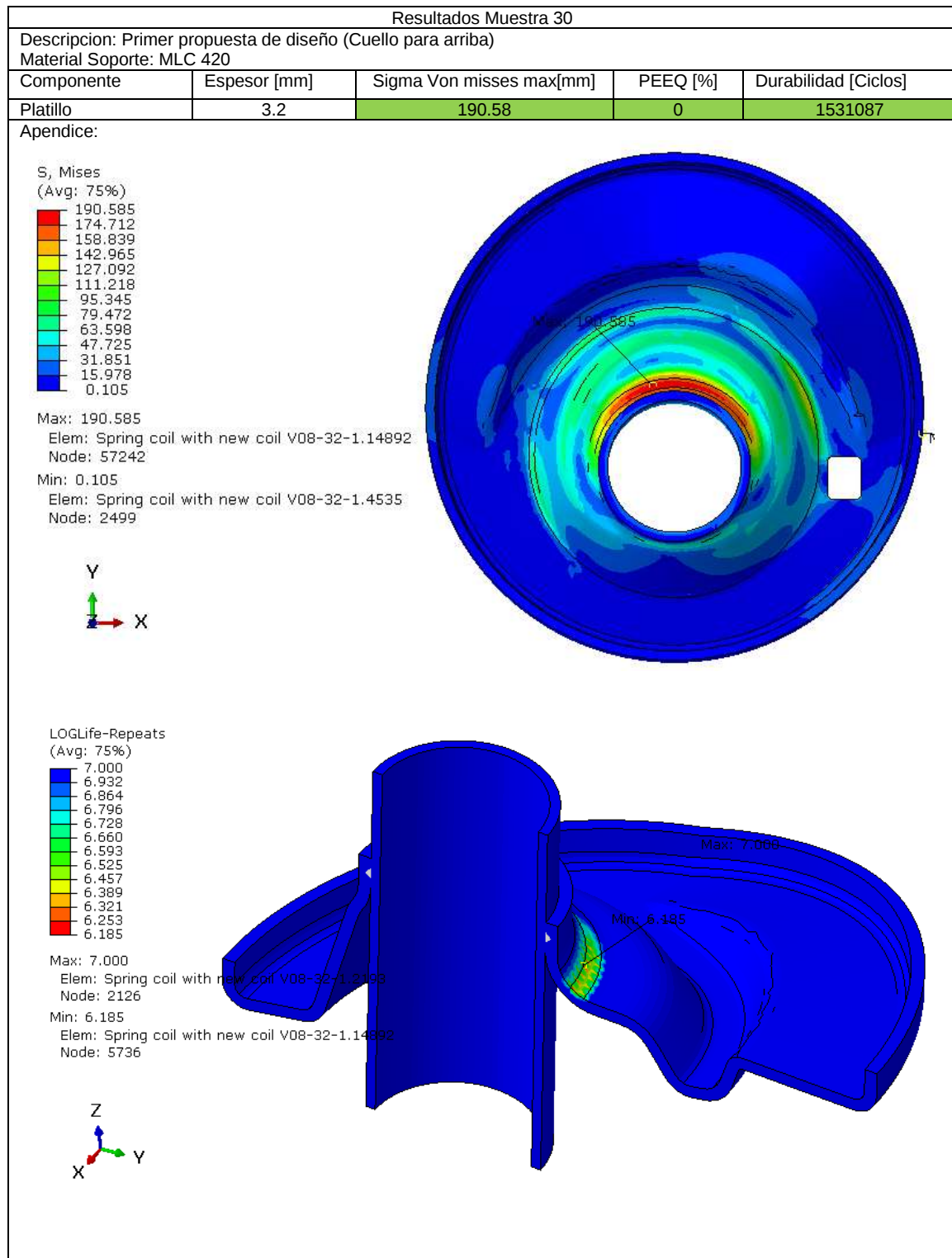


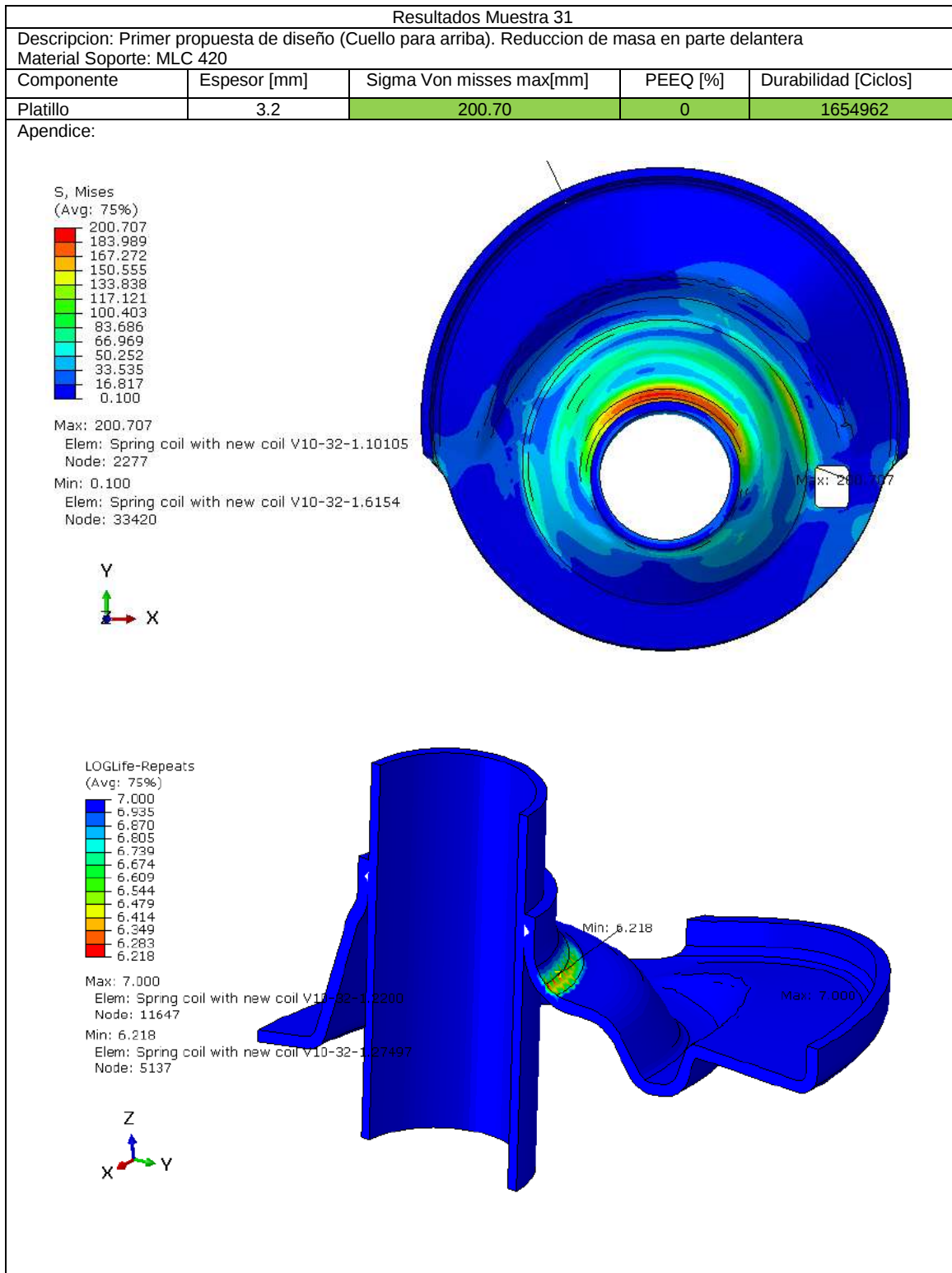


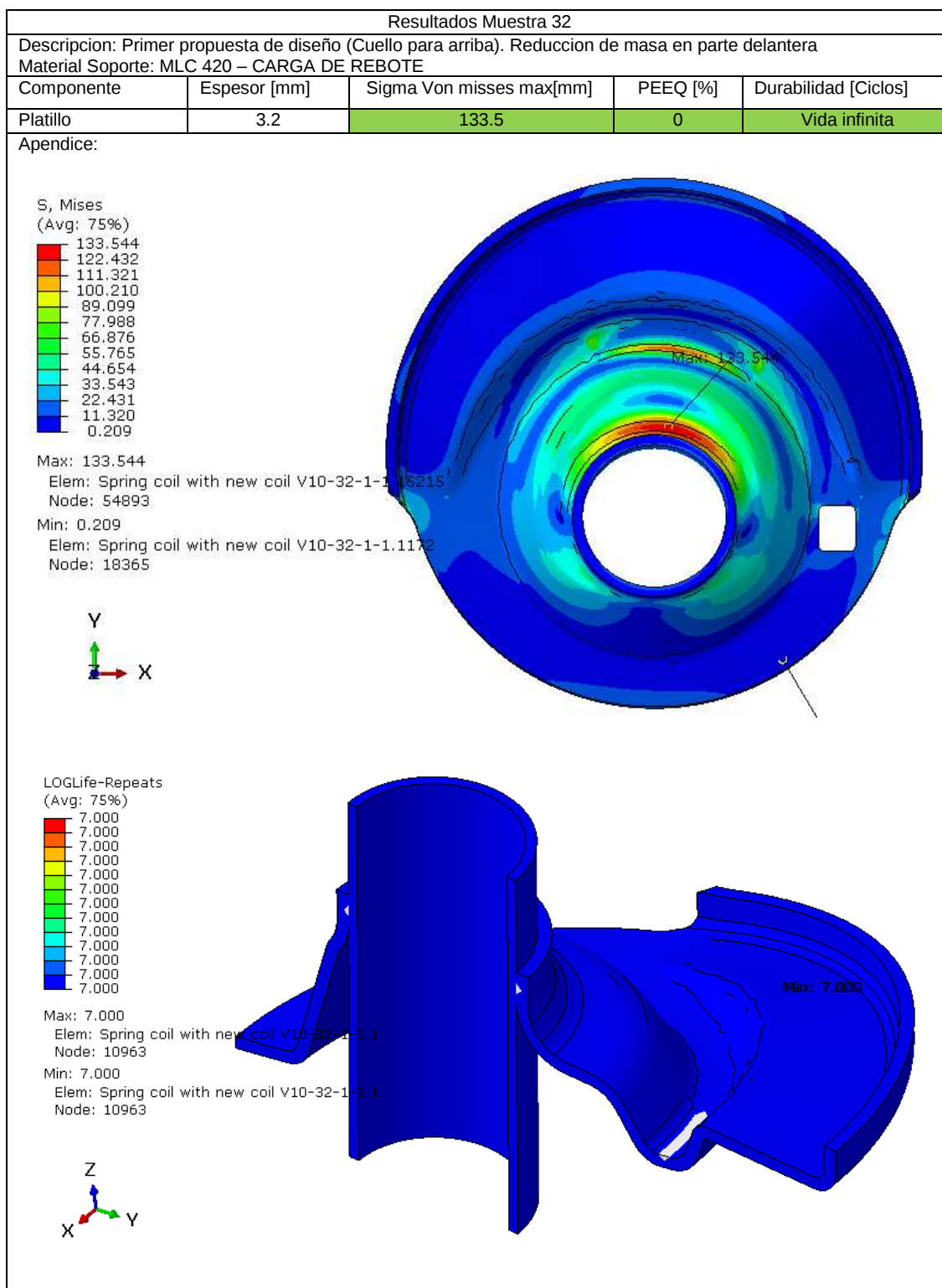


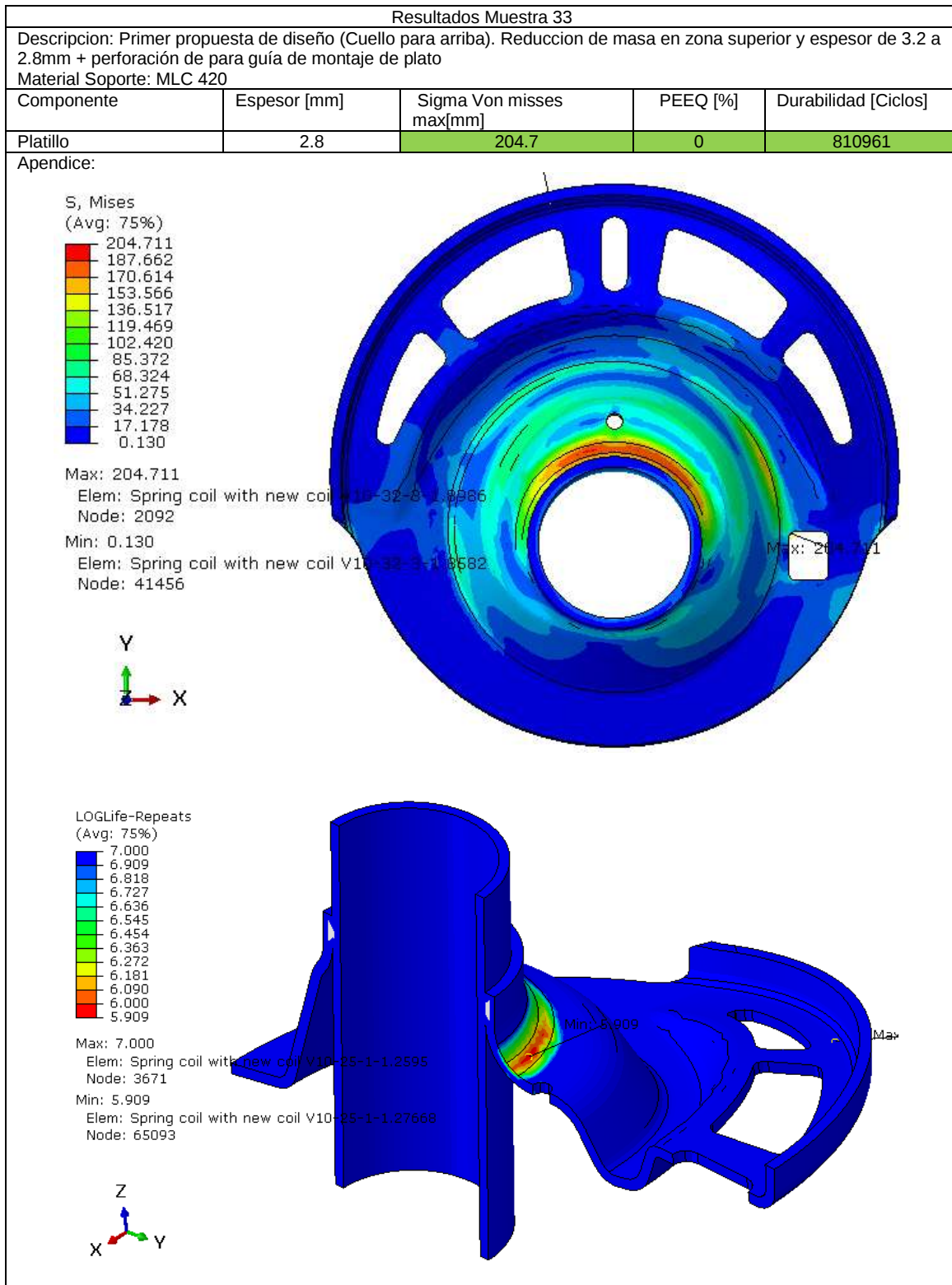


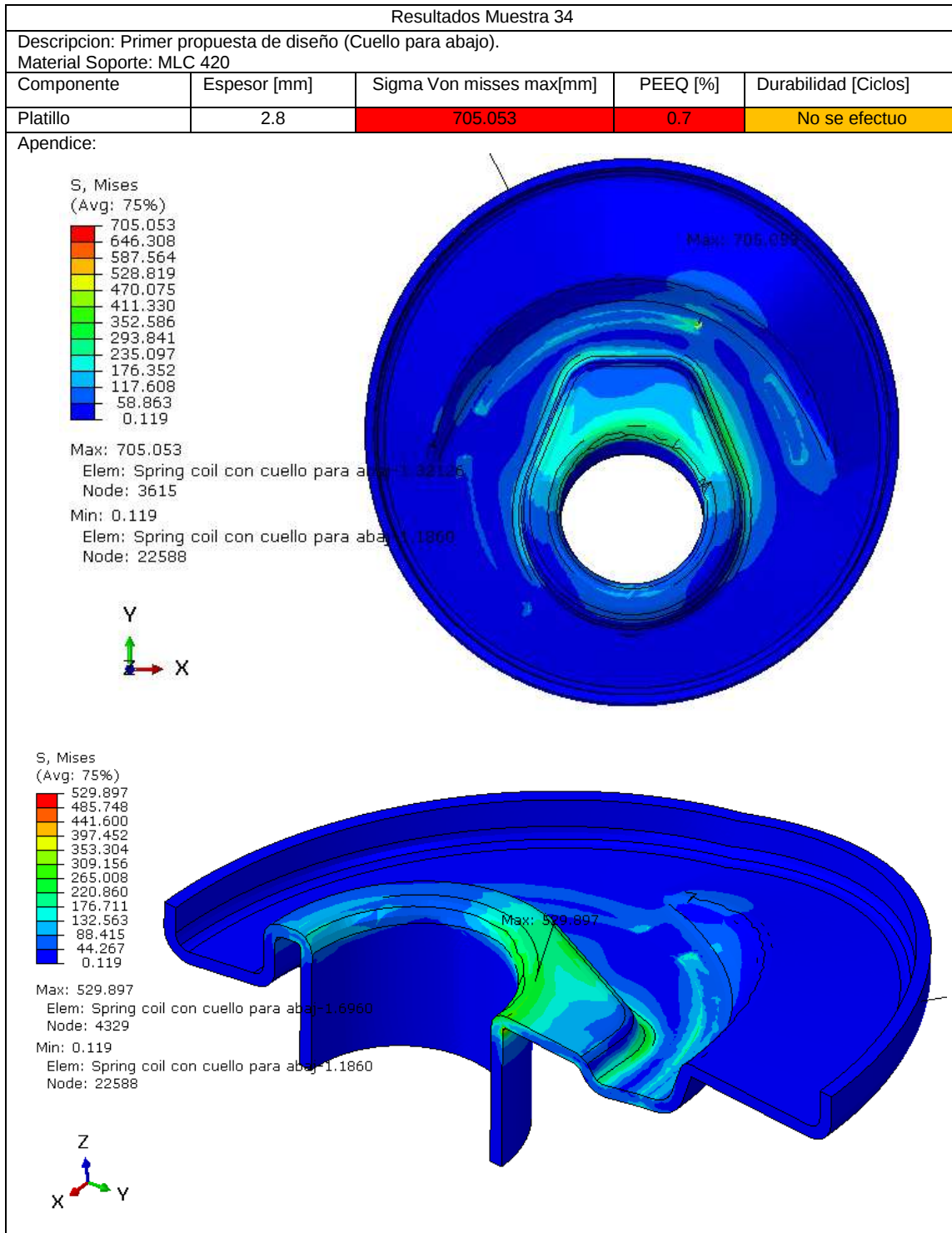




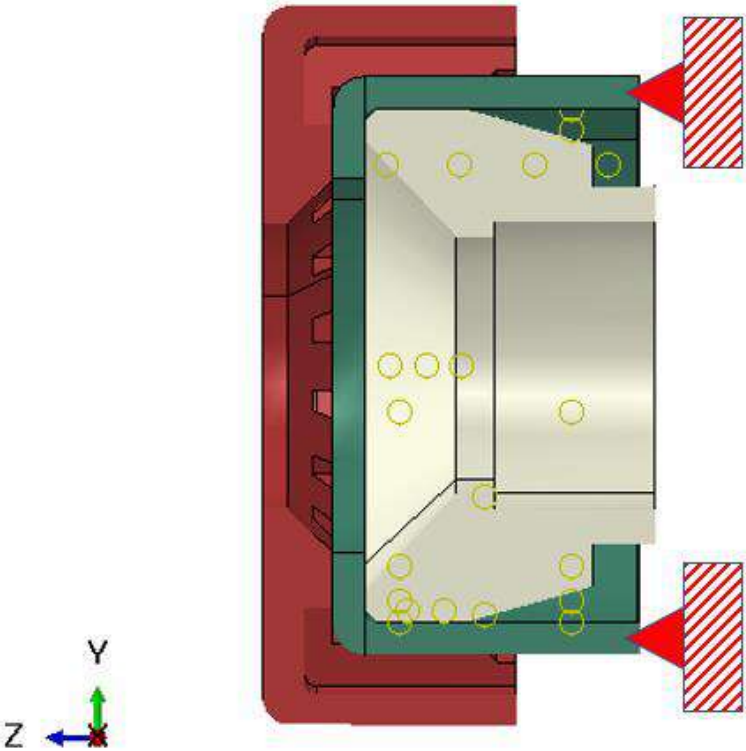


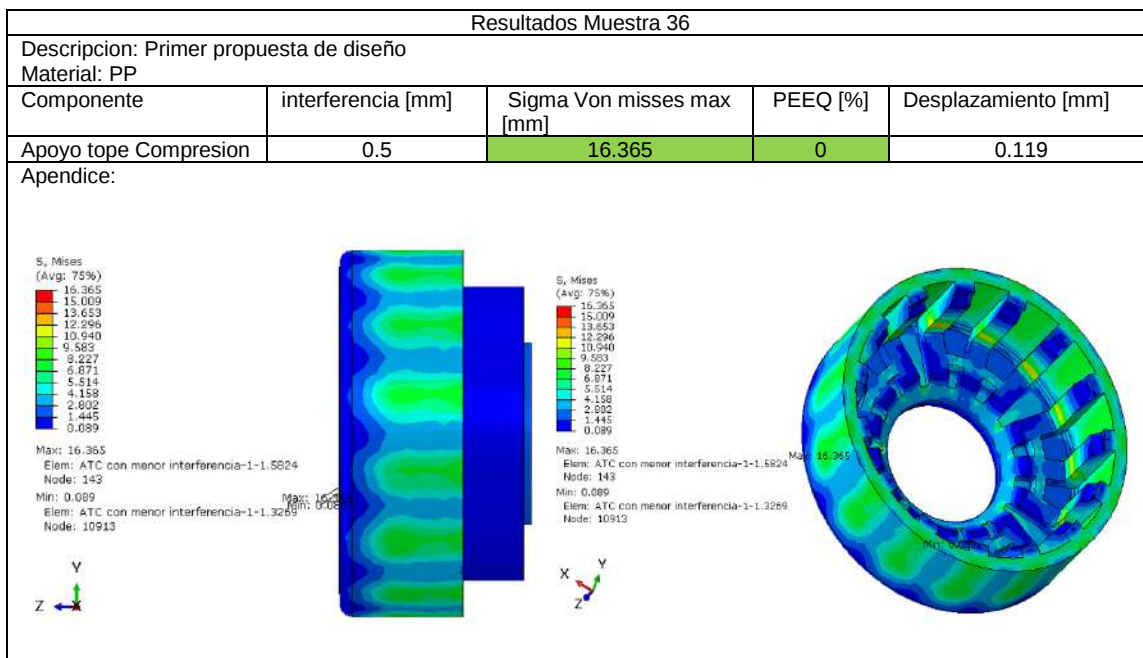
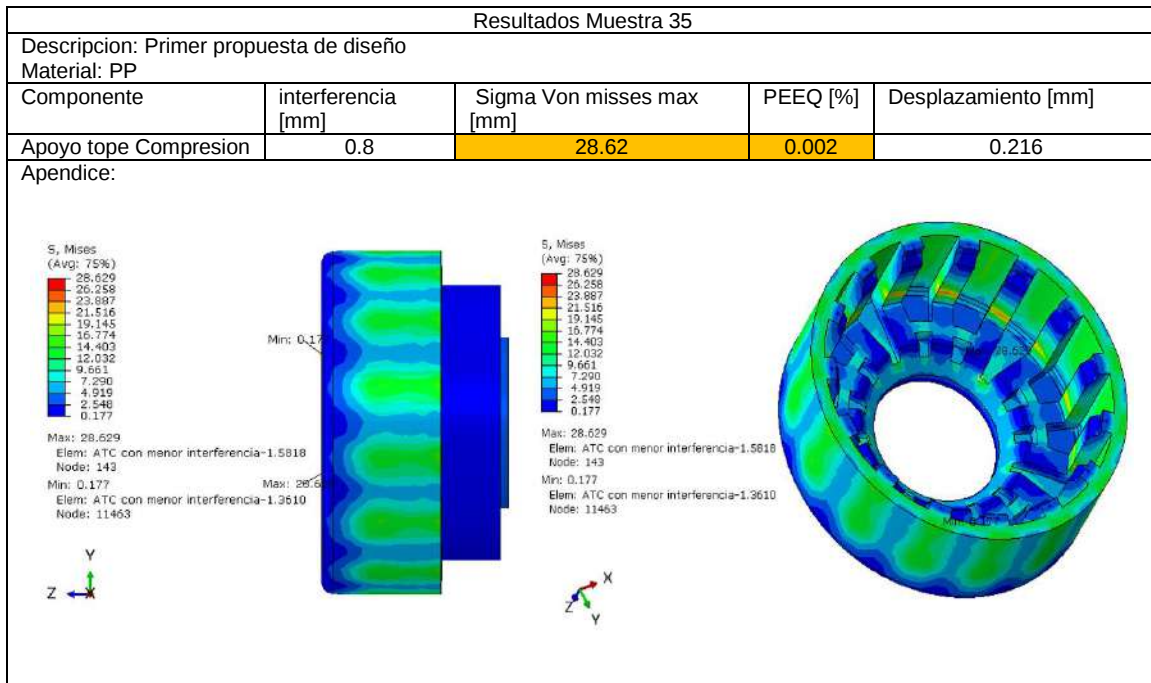




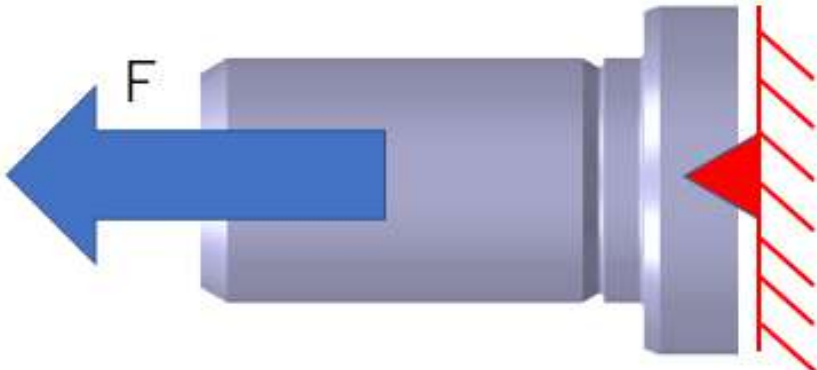
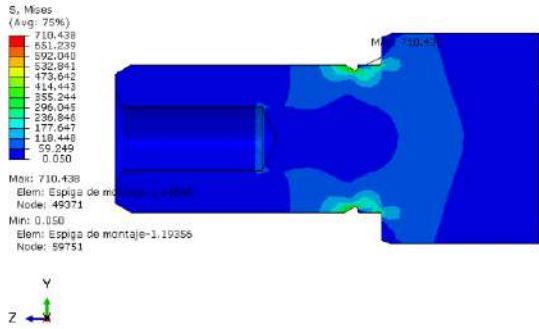
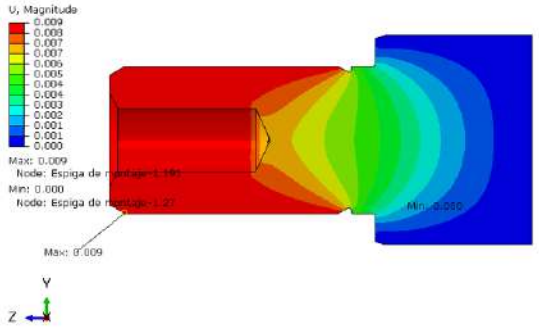


Anexo G

Ensayo Virtual N°35	"Montaje del apoyo del tope de compresión"
Objetivos: ▪ Evaluar el comportamiento del modelo disponible para el apoyo del tope de compresión, de manera de determinar si deberemos modificar la pieza para disminuir interferencia ▪ Se harán ensayos sobre modelos con carter de Ø46.8 ▪ Criterios de aceptación Ensayo de Resistencia estatico → $\sigma_{vm} \max < \text{Yield Strength material}$	
Set up:  Se creo un modelo simulando ser la parte superior de la estructura con el apoyo de tope de compresión montado. Para el ensayo se tomara la peor condición de interferencia ($\varnothing$ apoyo tope de compresión min y $\varnothing$ carter máxima) → 0.5mm. Se aplica una condición de contacto generia en todo el modelo excepto en las caras donde existe interferencia. Se sujeta el tubo carter por su cara inferior, fija en todos los GDL.	
Malla: Elementos tipo C3D10, el tamaño máximo de elemento es de 2mm, con refinamiento en áreas de importancia.	
Material Carter: SAE 1021 Trefilado (El de mayor resistencia disponible): E 207000; ν:0.3; YS: 550Mpa; UTS: 600Mpa; A%:8.4 Guía: Elastic steel Apoyo tope de compresion: PP: E 1750; ν:0.4; YS: 22Mpa; UTS: 34Mpa; A:20%	



Anexo H

Ensayo Virtual N°37	“Traccion en espiga de montaje”
Objetivos: ▪ Evaluar el comportamiento de la espiga de tracción en la operación de torqueado ▪ Criterios de aceptación Ensayo de Resistencia estatico → $\sigma_{vm} \max < \text{Yield Strength material}$	
Set up:  Se simplifica el modelo del vastago entero para ahorro de recursos computacionales. La carga a aplicar se calcula a partir del torque necesario y se aplica en forma concentrada en un punto el cual esta conectado a la superficie exterior de la rosca por medio de un acoplamiento cinemático. El modelo esta sujeta en la parter inferior y fijo en todos los GLD.	
Malla: Elementos tipo C3D10, el tamaño máximo de elemento es de 1mm, con refinamiento en áreas de importancia.	
Material: Vastago: SAE 1045 (E 207000 Mpa ; v 0.3; YS 724 Mpa; UTS 816Mpa; A 6%)	
Apendice:  S, Mises (Avg: 75%) Max: 710.438 Elem: Espiga de montaje-1.49268 Node: 49371 Min: 0.050 Elem: Espiga de montaje-1.19356 Node: 59751 Y Z  U, Magnitude Max: 0.009 Node: Espiga de montaje-1.49268 Min: 0.000 Node: Espiga de montaje-1.27 Max: 0.009 Y Z	

Anexo I – Especificacion de materiales

Especificacion Material IRAM IAS-U-500-F24



Valores mecánicos				
	Espesores	Tension de Rotura (Mpa)	Tensión de Fluencia mínima (Mpa)	Elongación mínima (Lo = 50 mm)
ASTM A36	Todos los espesores	400 / 550	250 Min	23
F-24	$e \leq 16 \text{ mm}$	360 / 510	235	24
	$16 < e \leq 40 \text{ mm}$	360 / 510	250	24
	$40 < e \leq 63 \text{ mm}$	360 / 510	245	24
	$63 < e \leq 80 \text{ mm}$	360 / 510	335	24
	$80 < e \leq 100 \text{ mm}$	360 / 510	335	24
	$100 < e \leq 150 \text{ mm}$	340 / 490	215	24
F-26	$e \leq 16 \text{ mm}$	400 / 550	0,35	23
	$16 < e \leq 40 \text{ mm}$	400 / 550	0,35	23
	$40 < e \leq 63 \text{ mm}$	400 / 550	0,35	23
	$63 < e \leq 80 \text{ mm}$	400 / 550	0,35	23
	$80 < e \leq 100 \text{ mm}$	400 / 550	0,35	23
	$100 < e \leq 150 \text{ mm}$	380 / 530	0,35	23

Especificación de materiales microaleados.

 SIDERAR Calidad	ESPECIFICACION TECNICA	REV: 14
	DE PRODUCTO	
	ETP-3ESP.003 CHAPA LAMINADA EN CALIENTE, BOBINAS, HOJAS FLEJES Y DESARROLLOS	VIGENCIA: 12/12/2002 HOJA: 7 de 25

ESTRUCTURALES PARA INDUSTRIA AUTOMOTRIZ

Calidades desarrolladas para piezas, particularmente de la Industria automotriz, que combinan propiedades estructurales con buenas aptitudes de conformabilidad y soldabilidad. Para uso en llantas. Discos, largueros, travesaños, etc.

- Análisis Químico de Cuchara**

Calidad	Descripción	Norma	C%		Ceq% (1)		Mn%		P%		S%	
			min	max	min	max	min	max	min	max	min	max
LD-20 (2)	Llantas	IRAM-IAS U-500-66	0.06	0.13	-	-	-	0.60	-	0.030	-	0.035
LD-23 (2)	Discos	IRAM-IAS U-500-66	-	0.15	-	-	-	0.75	-	0.030	-	0.035
LG-22 (2)	Mediana resistencia	IRAM-IAS U-500-67	-	0.15	-	-	-	0.75	-	0.030	-	0.035
LG-26 (2)	Mediana resistencia	IRAM-IAS U-500-67	-	0.19	-	0.39	-	1.20	-	0.030	-	0.035
SID MLT-280 (2)	Alta resistencia	Siderar	-	0.22	-	-	-	1.20	-	0.030	-	0.020
SID MLC-350 (2)	Alta resistencia	Siderar	-	0.12	-	0.32	-	-	-	0.030	-	0.035
SID MLC-380 (2)	Alta resistencia	Siderar	-	0.15	-	0.35	-	-	-	0.030	-	0.035
SID MLC-420 (2)	Alta resistencia	Siderar	-	0.15	-	0.38	-	-	-	0.030	-	0.035

(1) C%+ 1/6 Mn%

(2) Grado de desoxidación: calmado al Al y/o Si-Al

(3) Microaleado al Nb, V y/o Ti a opción de Siderar

- Propiedades Mecánicas**

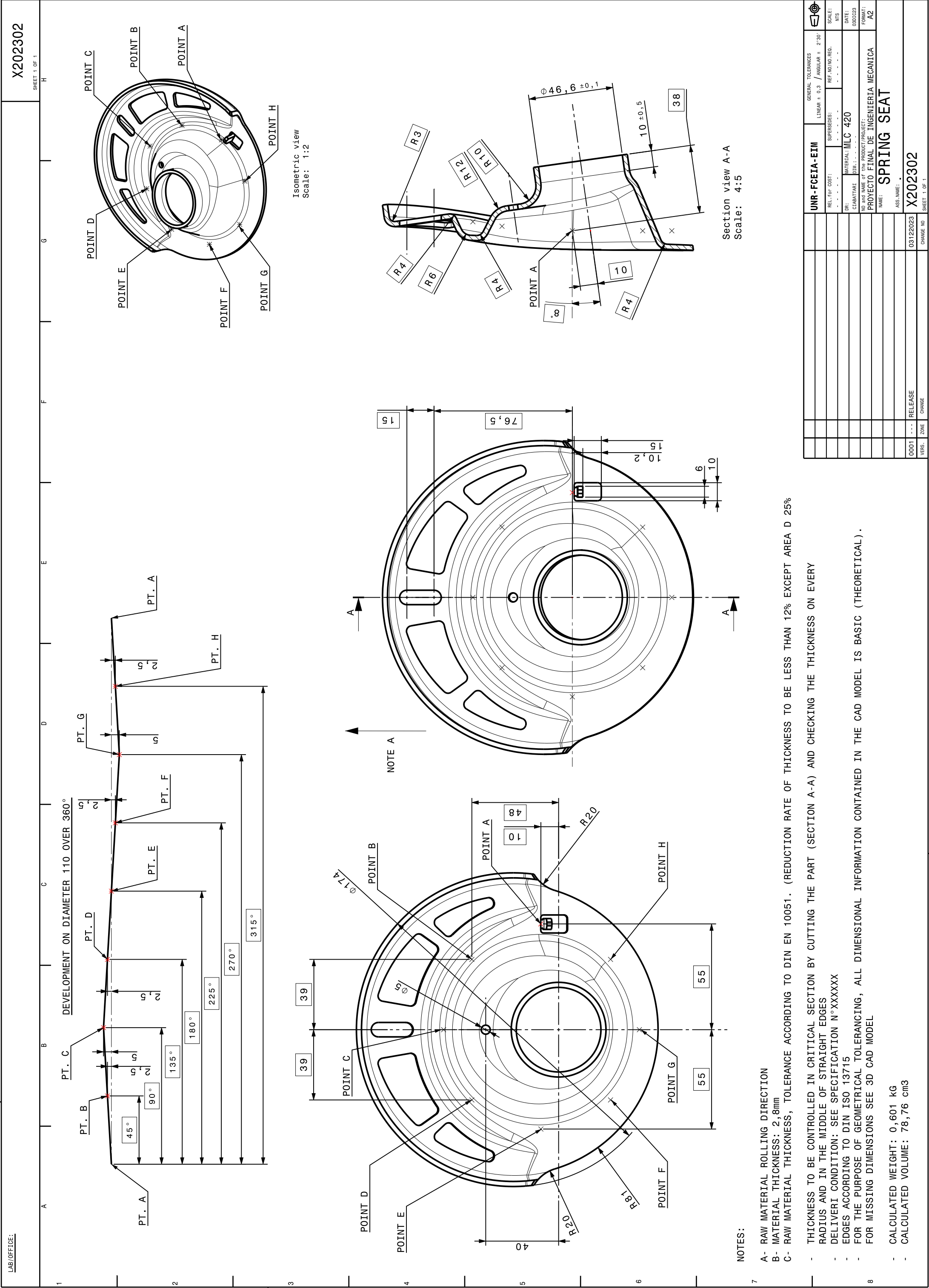
Calidad	Norma	Espesores	Fluencia (MPa)		Resistencia (MPa)		A % (4)	Plegado a 180° (5)
			min	max	min	max		
LD-20	IRAM-IAS U-500-66	2.00 - 3.00	195	-	315	-	31	0e
		3.01 - 4.75					33	
		4.76 - 6.35					31	
		6.36 - 12.5					31	
LD-23	IRAM-IAS U-500-66	2.00 - 3.00	225	-	343	-	29	0.5e
		3.01 - 7.00					31	
LG-22	IRAM-IAS U-500-66	2.00 - 6.35	221	-	335	-	30	0.5e
		6.36 - 9.50					30	
LG-26	IRAM-IAS U-500-67	2.50 - 4.75	255	-	412	-	25	1e
		4.76 - 6.35					25	
		6.36 - 10.0					25	
SID MLT-280	Siderar	2.50 - 5.00	280	410	390	530	23	1e
		5.01 - 8.00					25	
		8.01 - 12.5					26	
SID MLC-350	Siderar	2.75 - 9.50	340	490	410	540	25	0e
SID MLC-380	Siderar	2.75 - 9.50	380	530	460	600	22	1e
SID MLC-420	Siderar	2.75 - 5.00	420	540	480	630	19	0.5e
		5.01 - 8.00					21	
		8.01 - 9.50					23	

(4) Probeta fija de 50 mm de longitud entre marcas según IRAM-IAS U-500-102

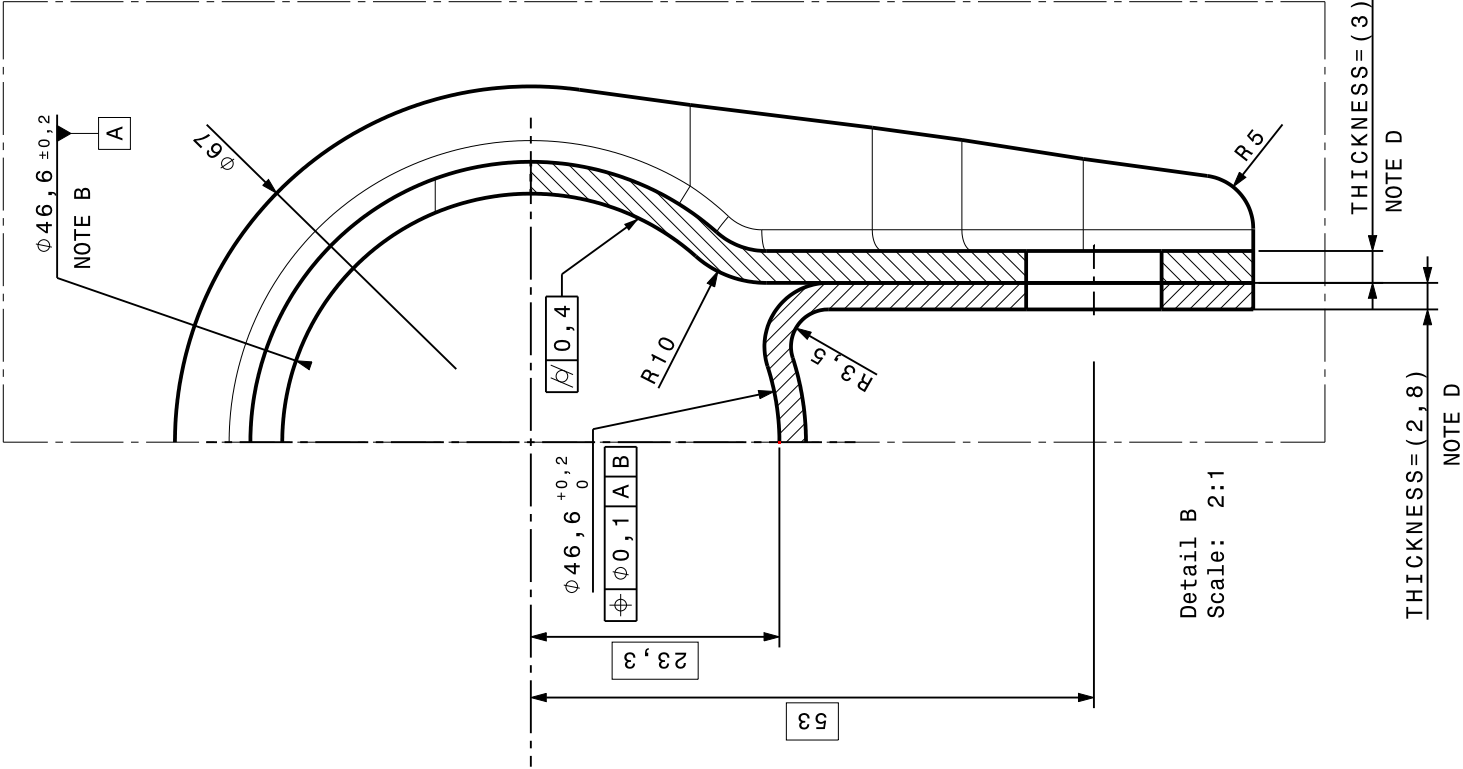
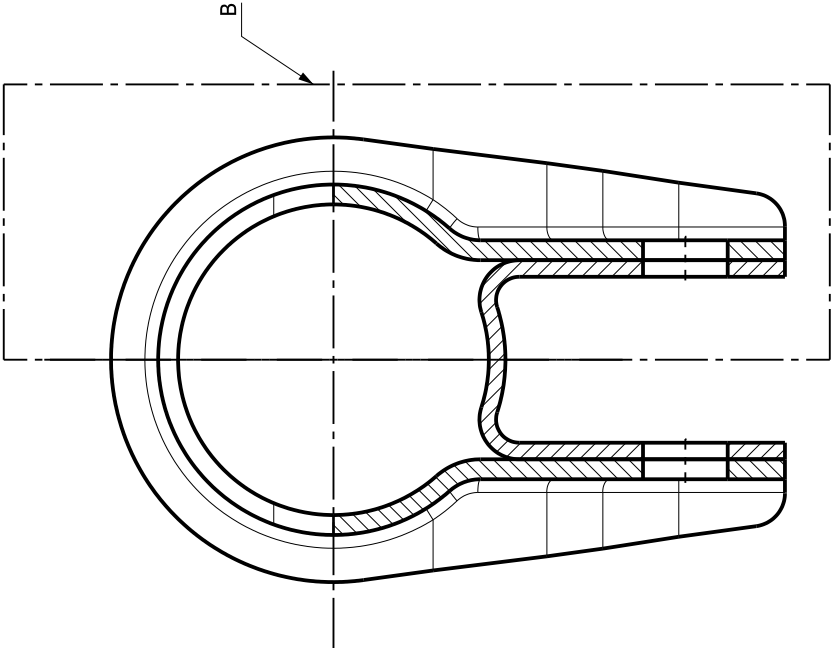
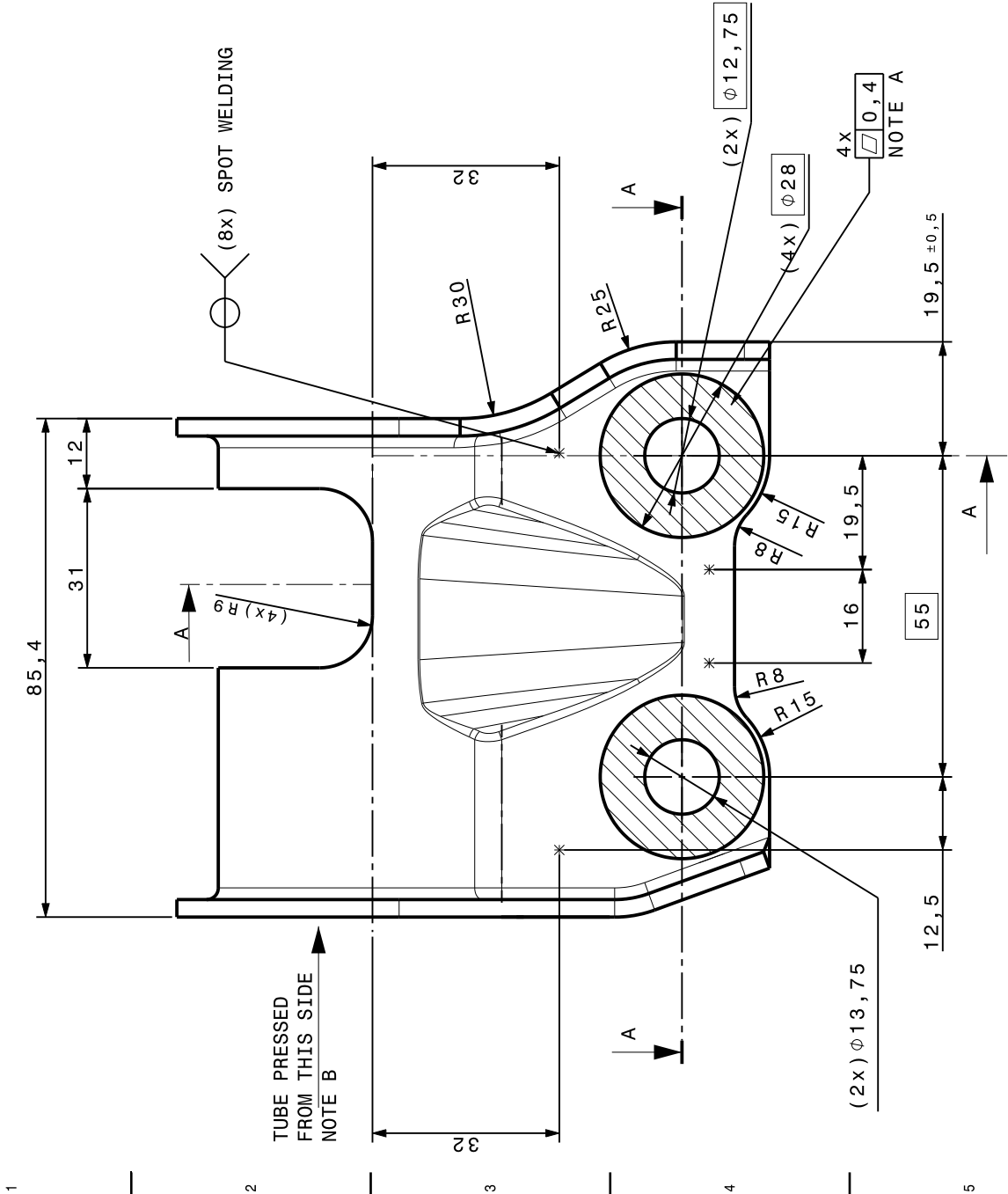
(5) Probeta según IRAM-IAS U-500-103

Especificacion del material del apoyo del tope de compresión

Typical values			Revision 20090604
Properties	Unit (SI)	Values	Test methods
Polymer properties			
Melt flow rate (MFR) at 230 °C and 2.16 kg	g/10 min	6.2	ISO 1133
Density	kg/m ³	905	ISO 1183
Mechanical properties			
Tensile test			ISO 527
stress at yield	MPa	32	
stress at break	MPa	30	
strain at break	%	600	
Flexural test			ASTM D 790
Flexural modulus	MPa	1550	
Izod impact notched			ISO 180/4A
at 23 °C	kJ/m ²	10	
at 0 °C	kJ/m ²	5.0	
at -20 °C	kJ/m ²	4.0	
Charpy impact notched			ISO 179



A B C D E F G H



NOTES:

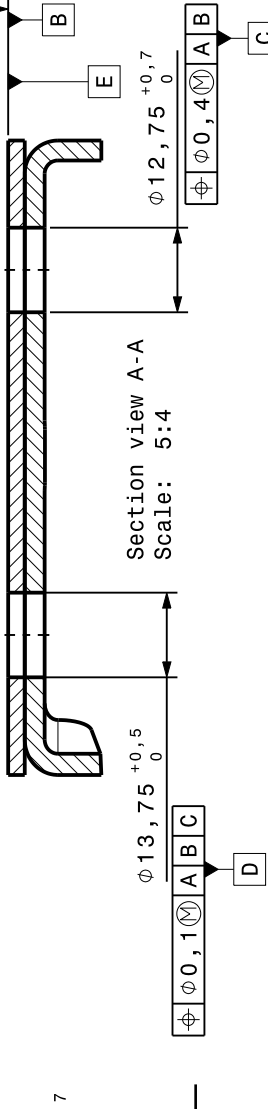
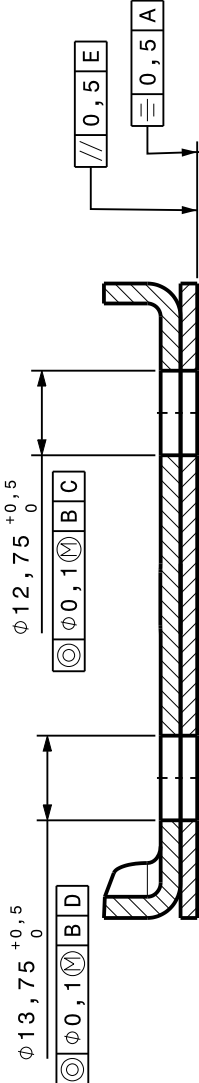
- A. NO CRACKS, BURRS OR OTHER DEFECTS PERMITTED, FLATNESS REQUIRED AREA AS GIVEN
- B- ONE TUBE OF OUTER DIAMETER $\phi 46.8\text{mm}$ INTRODUCED INTO THE BRACKET WILL HAVE AS MINIMUM ONE CONTACT GENERATRIX ON EACH QUADRANT OF THE OUTER BRACKET AND INNER BRACKET
- THE PRESS FITTING FORCE TO INTRODUCE ON TUBE OF $\phi 46,8\text{mm}$ OUTER DIAMETER AND $2,5\text{mm}$ THK. INTO THE BRACKET ASSY, MUST REACH A LOAD OF 3500AN MINIMUM (MEAN VALUE OF 200dAN) MUST BE KEPT AT MINIMUM OF 60% OF TOTAL PRESS FITTED LENGTH.) DURING PRESS FITTING FORCE TEST, THE TUBE MUST BE INTRODUCED FROM THE TOP TO THE BOTTOM SIDE OF FOOT BRACKET
- C. GAP BETWEEN BRACKETS MAX. $0,39\text{mm}$, VERIFICATION BY GAP GAUGE $0,4\text{mm}$ AFTER SPOT WELDING.
- D. RAW MATERIAL THICKNESS, TOLERANCE ACCORDING TO DIN EN 10051 MAXIMUM MATERIAL NECKING (THINNING) AT ANY CROSS SECTION CANNOT EXCEED 10% OVER THE ORIGINAL THICKNESS
- E. NON SPECIFIED DIMENSION MUST BE MEASURED FROM 3D CAD MODEL
- WELDING SPOTS MAY NOT FAIL AT INNER-OUTER BRACKET SURFACE
- EDGES ACCORDING TO DIN ISO 13715.
- SEE SPECIFICATION LINKED TO THE MATERIAL MASTER
- DELIVERY CONDITION: SEE SPECIFICACION N° XXXXXX

- MATERIAL:

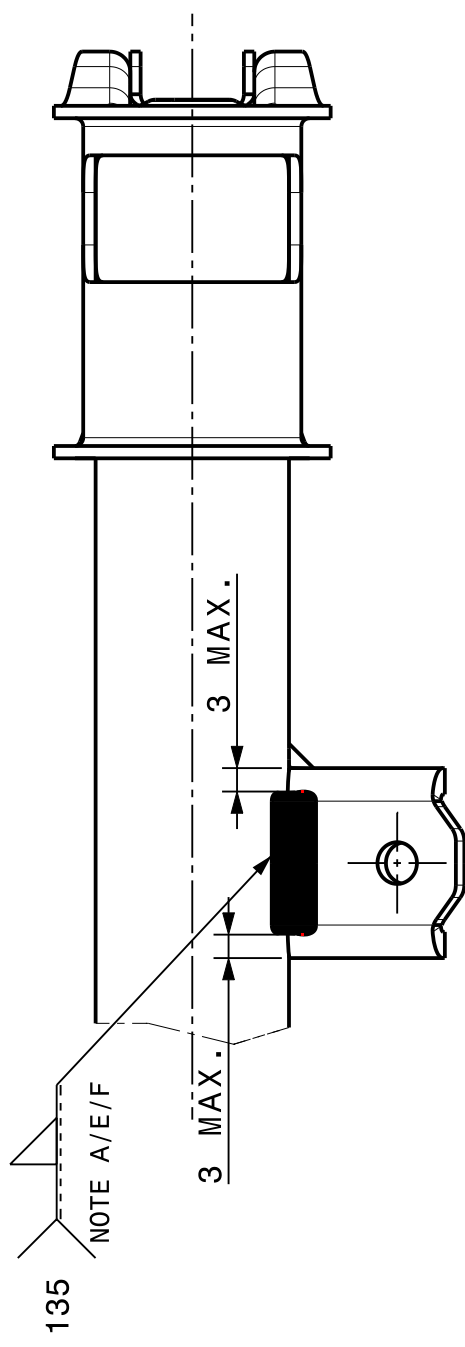
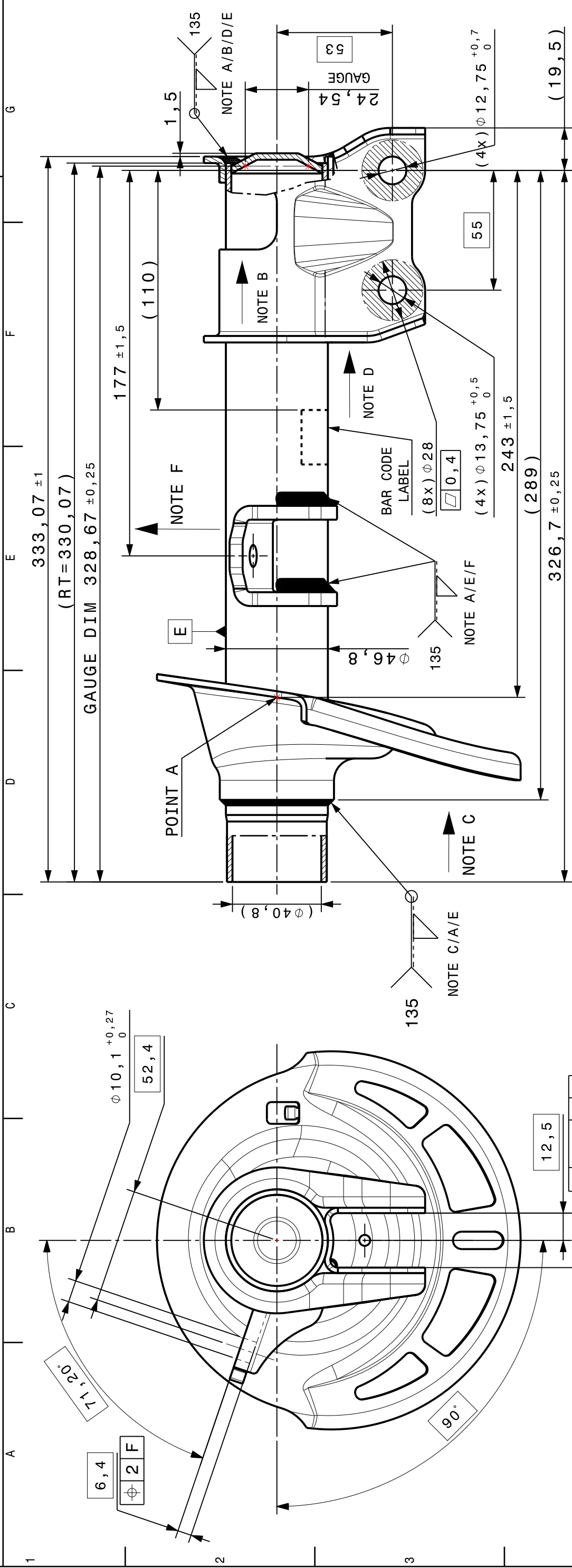
INNER BRACKET: MLC 420
OUTER BRACKET: MLC 420

- CALCULATED MASS (IB): $0,184\text{ KG}$
- CALCULATED MASS (OB): $0,456\text{ KG}$
- CALCULATED MASS (SUM): $0,640\text{ KG}$

- CALCULATED VOLUME (IB): $23,36\text{ cm}^3$
- CALCULATED VOLUME (OB): $58,14\text{ cm}^3$
- CALCULATED VOLUME (SUM): $81,5\text{ cm}^3$



UNR-FCETA-EIM		GENERAL TOLERANCES	
		LINEAR $\pm 0,3$	ANGULAR $\pm 2'30''$
REL. TOP COST:	SUPERSEDES:	SCALE:	NTS
DR:	MATERIAL:	DATE:	DATE:
CIABATTARI	DIN:	0301C23	0301C23
PROJECTO FINAL DE INGENIERIA MECANICA			
NAME:			
ASS. NAME:			
FOOT BRACKET ASSY			
X202304			
0001	---	RELEASE	CHANGE
VERS.	ZONE	CHANGE	SHEET 1 OF 1

[illegible]

