

# Optimización del diseño para una brida-guía fabricada en compuesto de poliamida PA6-GF35 de una suspensión neumática automotriz (Air Spring) utilizando elemento finito

César Vargas Acompa', Dr. Hugo Arcos Gutiérrez,  
Dr. Raúl Pérez Bustamante

## Resumen<sup>1</sup> -

Este artículo expone el uso de la técnica de elementos finitos para optimizar el diseño de una brida-guía fabricada para una suspensión neumática (Air Spring) en material compuesto de poliamida reforzada con fibra de vidrio (PA6-GF35). La brida-guía forma parte de la interfaz mecánica entre el brazo de la suspensión del automóvil y el resorte neumático, y está sometida a cargas por el peso del vehículo, además de cargas dinámicas y térmicas durante su vida útil. Un AS mejora la suspensión del automóvil en comparación con un resorte mecánico helicoidal. Se realiza un análisis estático de la pieza, comparando un diseño inicial con dos mejoras, y la validación estructural mediante el software de elementos finitos permite acelerar la fabricación del producto. Este método es aplicable a cualquier diseño que busque reducir tiempos y optimizar su fabricación.

**Palabras Clave** - Air Spring, Optimización del diseño, Simulation driven design, simulación no-lineal, Abaqus/CAE

## I. INTRODUCCIÓN

a creciente demanda en el sector industrial impulsa la implementación de proyectos para el manejo responsable de recursos materiales, energéticos y humanos, lo que lleva a un análisis riguroso de la optimización de materiales, tiempos y espacios. Los materiales poliméricos y sus técnicas de fabricación juegan un papel clave en este contexto.

Un nuevo producto requiere un diseño inteligente, compacto, ligero, económico y de fabricación rápida, sin comprometer la robustez y funcionalidad. Esto implica encontrar el mejor equilibrio entre funcionalidad y costo, maximizando la innovación en un tiempo limitado y optimizando las características ingenieriles mediante la experiencia de expertos.

El diseño tradicional se ve limitado y trata de dar solución mediante un gran número de iteraciones. Los desafíos y la exigencia de la innovación han permitido el desarrollo de herramientas y técnicas como son el diseño por medio de; modelos paramétricos, fractales o morphing [1], sin embargo, estas abordan ciertos requerimientos, pero para otros se quedan limitados. Los métodos más recientes de optimización de un diseño integran estos puntos críticos simultáneamente.

Este trabajo permite implementar la simulación por el método de elemento finito (FEA por sus siglas en inglés correspondientes a Finite Element Method), en la etapa temprana de concepción de un producto, para evitar iteraciones redundantes en el diseño, y por tanto evitar la inversión de tiempo perdido antes de que el producto se libere a fabricación en serie. La Figura 1. Muestra la etapa para validación estructural por FEA de un producto.

Posgrado CIATEQ A.C. Sede Estado de México, Circuito de la Industria Poniente No. 11 Lote 11 Mz 3, Parque Industrial Ex Hacienda, 52004 Lerma de Villada, Méx. Email: [ceesvacompa@yahoo.com.mx](mailto:ceesvacompa@yahoo.com.mx)

Vibracoustic De México, S.A. De C.V. Miguel Alemán Aeropuerto 164-5-6 Zona, Parque Industrial Lerma Toluca, 52000 Lerma de Villada, Méx.

CONAHCYT- CIATEQ A.C. Unidad San Luis Potosí, Eje 126 225, Industrial San Luis, 78395 San Luis Potosí, S.L.P. Email: [hugo.arcos@ciateq.mx](mailto:hugo.arcos@ciateq.mx)

CONAHCYT-CIMAV, Av. Miguel de Cervantes Saavedra 120, Complejo Industrial Chihuahua, 31136 Chihuahua, Chih. Email: [raul.perez@cimav.edu.mx](mailto:raul.perez@cimav.edu.mx)

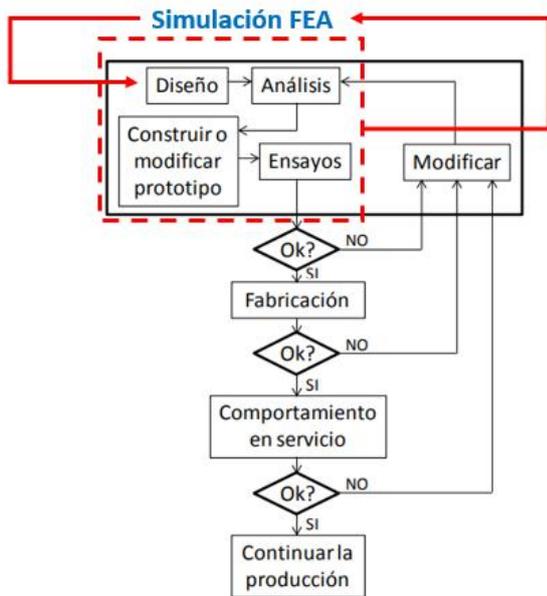


Fig. 1. Proceso tradicional de diseño e implementación del análisis FEA [2].

En esta etapa, el producto se ve sometido a las cargas naturales de trabajo, donde como resultado podemos observar, las zonas geométricas donde es necesario hacer una mejora en el diseño.

El diseño por FEA permite la resolución de problemas ingenieriles, mediante la división del sistema de cálculo en subdominios en función del valor de las cargas aplicadas en puntos específicos llamados nodos, la solución del sistema es el conjunto o la suma de todos estos pequeños cálculos en cada nodo [3].

## II. ELEMENTO FINITO

### A. El Método por Elemento Finito

El Método por Elemento Finito (MEF) que es la concepción de la geometría representada por subdivisiones llamados elementos que interactúan a través de conexiones llamados nodos. El método consiste en dividir el cuerpo en un sistema equivalente de cuerpos pequeños o elementos, los cuales serán tratados mediante un algoritmo. El comportamiento de la pieza original bajo la presencia de cargas es la suma del comportamiento de cada elemento. En el caso de elementos estructurales la solución se resume en encontrar los desplazamientos y por tanto los esfuerzos en cada nodo. La ecuación que rige un sistema en el límite elástico puede representarse como:

$$[K]\vec{U} = \vec{F} \quad (1) [3]$$

Donde:

U - es el vector de desplazamientos,  
F - las fuerzas externas aplicadas en los nodos respectivamente.

K - es la matriz de rigidez del sistema.

### B. Elemento Finito no lineal

Este artículo aborda la metodología mediante un análisis por elemento finito no lineal para la predicción de fatiga en materiales termoplásticos e isotrópicos.

Al hablar de las fuentes de no linealidad, se pueden mencionar aquellas debidas a 1) aspectos geométricos, como cambios abruptos en la geometría o en la posición de las partículas dentro de un continuo, y 2) las características del material. En la mecánica de sólidos, la no linealidad surge debido a grandes deformaciones o rotaciones, y se formula a través de la relación entre desplazamientos y deformación. En general la fuente de no linealidad en los materiales surge de la relación entre las variables cinéticas y cinemáticas tales como; viscosidad, conductividad, modulo elástico, etc. La plasticidad se refiere a la deformación permanente en un cuerpo a partir de la aplicación de una carga y la trayectoria impredecible del esfuerzo. A diferencia de la deformación elástica donde el esfuerzo se comporta de forma lineal y regresando a su forma original después que se deja de aplicar la carga [4].

En estos casos, los métodos tradicionales son poco útiles, por lo que se emplean análisis numéricos que ofrecen resultados precisos para sistemas complejos. Las ecuaciones en sistemas no lineales se formulan en su forma débil, como en el principio de carga virtual o de energía potencial total estacionaria. La aproximación de elementos finitos se introduce en las ecuaciones integrales, que luego se manipulan y se resuelven generalmente mediante la técnica iterativa de Newton-Raphson [5].

Como se describe en el artículo de "Bailey J. Adams", cuando se habla de un sistema de AS, se habla de un sistema complejo, debido a su naturalidad dinámica no lineal [6], además de que, sus características de rigidez, varían en función de la deflexión instantánea.

## III. POLÍMEROS REFORZADOS DE FIBRA CORTA

### A. compuestos de polímero

Los compuestos de polímero presentan un comportamiento anisotrópico a través del espesor de pared, esto debido a la orientación de las fibras de compuesto, y por tanto generándose microestructuras de encapsulados. Estos materiales son cada vez más usados en aplicaciones en la industria automotriz, aeroespacial, deportiva y cualquier aplicación industrial, debido a una combinación de su extremado bajo costo en cantidades medias y altas de producción y su facilidad de moldear casi cualquier forma que se requiera. Sus características mecánicas, van a depender mayormente de las fibras de refuerzo como: tipo de fibra, cantidad, longitud y la orientación de las fibras de refuerzo, impactando directamente en la conductividad eléctrica y térmica además de la rigidez, resistencia a la fatiga y esfuerzo de tensión de la parte fabricada.

La tabla 1, muestra los valores típicos para materiales termoplásticos y termoestables:

Tabla 1. Valores típicos para materiales termoplásticos y termoestables [7].

Material	Densidad (Kg/m <sup>3</sup> )	E <sub>t</sub> (GPa)	E <sub>c</sub> (GPa)	σ <sub>t</sub> (MPa)	σ <sub>c</sub> (MPa)	N	A (10 <sup>-6</sup> /°C)
Poliéster	1200-1400	2.5 - 4.0	-	45-90	100-250	0.37 - 0.40	100-200
Resina epóxica	1100-1350	3.0 - 5.5	-	40-100	100-200	0.38 - 0.40	45-65
NARMCO (2387)	1210	3.38	3.86	29	158	-	-
PVC	1400	2.8	-	58	-	-	50
Nylon	1140	2.8	-	70	-	-	100
Polietileno	960	1.2	-	32	-	-	120

Estos materiales a diferencia de los metales presentan una respuesta visco-elástica o visco-plástica, por lo tanto, su comportamiento sobre la influencia de cargas depende de la temperatura, donde cerca del punto de temperatura de transición vítrea, el polímero cambia de un estado sólido a un estado más suave o dúctil. Este efecto causa un cambio en su módulo de hasta 5 veces. En la Figura 2. se observa que, a bajas temperaturas, el material llega a ser prácticamente frágil:

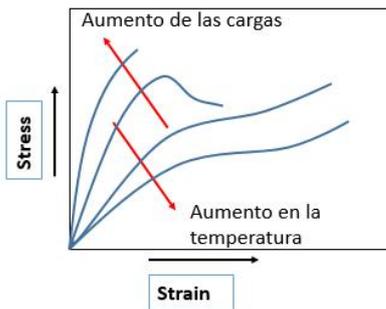


Fig. 2. Comportamiento de los materiales poliméricos con el aumento de la temperatura [7].

Otro factor importante que afecta la caracterización del material PA6 es el nivel de humedad, ya que a partir de la experimentación [7] se demuestra la absorción de la humedad por este material. Siendo un factor que reduce sus propiedades mecánicas mientras se tenga una mayor absorción de humedad como se ve en la Figura 3. De la misma forma se ven afectados directamente los ciclos de fatiga en la pieza, mediante una experimentación con cargas longitudinales y transversales a la dirección de la fibra llevados a cabo con una amplitud de los ciclos de fatiga de R=0.1 pulgadas. Figura 4.

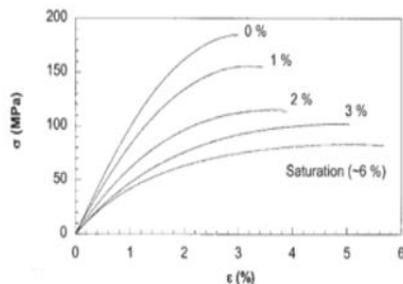


Fig. 3. Concentración de la humedad en polímeros PA6 [7].

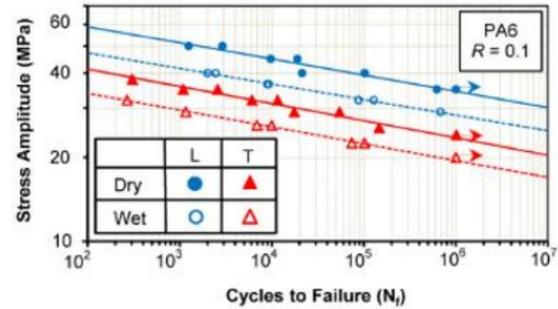


Fig. 4. Ciclos de fatiga en dirección Longitudinal y transversal y el efecto de la humedad [7].

B. Método basado en Stress y Durabilidad

Una de las metodologías mayormente utilizadas para el modelado por fatiga es el de Tsai-Hill (T-H), el cual propone un criterio de rendimiento para materiales anisótropos, el cual se basa en el método de Von Mises para materiales isotrópicos. Se considera la energía de distorsión de las partículas de la energía total debida a la carga aplicada. La otra energía es la de dilatación, y que provoca un cambio en el volumen, de esta forma el método T-H puede distinguir la falla, pero no el modo; si es, en tensión o en compresión.

$$\frac{\sigma_{11}^2}{S_{11}^2} - \frac{\sigma_{11}\sigma_{22}}{S_{11}^2} + \frac{\sigma_{22}^2}{S_{22}^2} + \frac{\sigma_{12}^2}{S_{12}^2} \geq 1.0 \tag{2} [7]$$

De (2), siempre que la suma de la relación de esfuerzos sea mayor a 1, ocurrirá la falla. Donde:

- σ<sub>11</sub>, σ<sub>22</sub> & σ<sub>12</sub> = Esfuerzo Longitudinal, transversal y cortante
- S<sub>ij</sub> = Esfuerzo σ<sub>ij</sub> para tensión o compresión

IV. AIR SPRING

A. Air Spring y eficiencia vehicular

El estudio y análisis del grado de vibraciones viene a ser uno de los más grandes retos dentro del diseño del vehículo, debido a que estas vibraciones están directamente relacionadas con vibraciones propias del vehículo, como lo es la vibración del propio motor, y mientras sean más altas, el conductor y los pasajeros dentro del vehículo también será más alto el grado de stress, incomodidad e inseguridad percibida. El rango de dichas vibraciones percibidas por los pasajeros dentro del móvil, se le conoce en la industria automotriz como NVH (Noise, Vibration and Harshness) y viene a ser un criterio de validación del diseño del vehículo [8].

Un Air Spring (AS) sustituye a una suspensión mecánica, en donde el resorte helicoidal es sustituido por una bolsa de aire que carga el peso del vehículo y en donde su constante de amortiguación dependerá de varios factores,

tales como; volumen de aire comprimido, área transversal de trabajo y la forma esbelta del pistón. La fuerza que ejerce el Air Spring es igual al área efectiva por presión de aire interna, dada por (3) como se muestra en la figura 5:

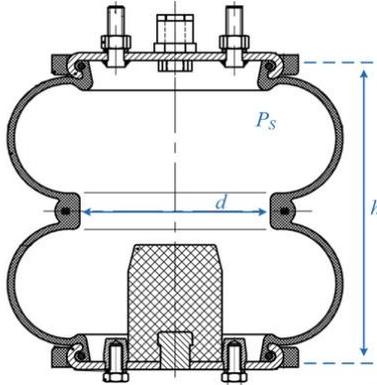


Fig. 5. Esquema de variables de un Air Spring [8].

$$F = (P_s - P_A)A \tag{3} [8]$$

Donde:

A = área efectiva que no es constante durante la compresión y extensión del amortiguador y es igual a:  $\pi d^2 / 4$

PS = Es la presión interna de aire.

PA= Es la presión atmosférica.

Debido a que  $P_s$  representa el factor más influyente en el resultado de la fuerza resultante, entonces los cambios del área efectiva en diferente posición pueden despreciarse respecto al punto de equilibrio, para simplificar. La rigidez y resistencia de carga de un Air Spring cuando existe un desplazamiento  $\Delta X$  por expansión o compresión, se determina por el área efectiva y la presión de aire contenida.

Así como se explica en el artículo de “Bailey J. Adams” ocurren dos procesos térmicos que son el isotérmico y el adiabático, en el primero, la temperatura permanece constante durante la compresión y extensión (Jounce y Rebound), es decir, el calor que se genera en la compresión se logra liberar en la extensión, sin embargo, este es un proceso ideal que no ocurre en la realidad para la aplicación en AS. Sin embargo, cuando el ciclo de un AS de extensión y compresión es lo suficientemente rápido el calor logra conservarse en el interior, provocando un proceso adiabático. De esta forma se dice que el proceso que ocurre en un AS es un proceso politrópico que es un proceso ente el isotérmico y el adiabático [6].

Con la presión y volumen nominales contenidos en el AS la relación que existe en los cambios de presión  $\Delta P$  y volumen  $\Delta V$  se determinan bajo la ley de los gases ideales como se describe en la ecuación 2:

$$P_n V_n = (P_n - \Delta P)(V_n - \Delta V) \tag{4} [8]$$

La cual podemos simplificar como en (5), tomando en cuenta que:

$$P_n V_n = P_n V_n - P_n \Delta V + \Delta P V_n - \Delta P \Delta V$$

Dónde:  $\Delta P \Delta V \approx 0$ , entonces:

$$P_n \Delta V = \Delta P V_n \tag{5} [8]$$

La constante de rigidez del AS puede encontrarse dividiendo la variación de la fuerza  $\Delta F$  entre el desplazamiento  $\Delta X$ , que podemos definir en función de la presión nominal de aire  $P$ , el área efectiva  $A$  como:

$$K = \frac{\Delta F}{\Delta X} = \frac{\Delta P A}{\Delta X}$$

Si la ponemos en función de la altura nominal  $h$  obtenemos (6):

$$K = \frac{P_n \Delta V A}{\Delta X} = \frac{P_n (A \Delta X) A}{\Delta X} = \frac{P_n A}{h} \tag{6} [8]$$

De (6) podemos observar que mientras más alta sea la carga el amortiguador se vuelve más rígido. El resultado es que la frecuencia natural del amortiguador, que es calculada para evitar cualquiera de los modos de frecuencias del vehículo, permanece igual sin importar la carga del carro [8]. Lo cual resulta en una enorme ventaja cuando se tienen cargas especialmente pesadas en vehículos comerciales tipo truck o pick up, pues no rebotan excesivamente con las deformidades del pavimento, mientras que su manejo se vuelve más cómodo cuando no lleva carga, debido a que la frecuencia natural se mantiene, a diferencia del rebote excesivo que experimenta un resorte mecánico helicoidal en la misma condición.

Además, una de sus principales características es la nivelación de altura del vehículo, trayendo ventajas como:

- Una posición de altura normal para conducciones suaves entre ciudades
- Un nivel más bajo para el aumento de la velocidad en carreteras, dando así, un manejo más seguro.
- Una posición más alta mejora la conducción con el vehículo completamente cargado y/o en caminos accidentados, difíciles o no uniformes [9].

Su construcción y proceso de fabricación incluyen el desarrollo de técnicas de tratamiento del material y de producción como lo es la polimerización de elastómeros y vulcanizado del hule, y así como la extrusión de metales y crimpado de componentes, por su gran eficiencia y característica hiperelástica de los metales. Originalmente fueron pensados para aplicaciones pesadas como; tráileres, camionetas, autobuses, aviones y trenes, sin embargo, en la actualidad su uso ha ido en aumento para carros deportivos, carros de lujo, van y su estudio va hasta sistemas de seguridad como se describe en el artículo de “Yu-Ru Li, Shouc-Ne Xiao, Jun-Ke Xie and Tao Zhu” en donde se evalúa el impacto en las cámaras de aire durante una colisión de los coches de

carga en un vehículos ferroviario de alta velocidad, contra la cabina, prediciendo y proponiendo una serie de arreglos en serie o paralelo que evitan así el levantamiento excesivo por colisión causando descarrilamientos de los coches de carga [10]. Estos sistemas ofrecen más beneficios sobre los ya conocidos amortiguadores de resorte mecánico helicoidal tales como; reducción en peso, reducción de las vibraciones, mejora significativa en la calidad del viaje y una altura ajustable sin importar la variación del peso de la carga [8].

Además, la variación de recorrido por extensión y compresión en viaje se mantienen sin importar la carga, lo cual viene a ser otra ventaja en las articulaciones de la rótula ya que sufren menos desgaste por la reducción de variación en dichos recorridos, no existe una variación en la inclinación excesiva del vehículo en una curva o por carga excesiva en el vehículo, lo que da un mayor confort al manejo [9].

#### B. Partes de un AS

- Brida superior (conexión al chasis del carro)
- Brida inferior / Buje (conexión al brazo de control de la suspensión)
- Bolsa de aire que soporta las cargas estáticas y dinámicas
- Pistón donde descansa la bolsa de aire.
- Válvula de aire, permite el paso, retención y bloqueo del fluido interno de aire contenido.

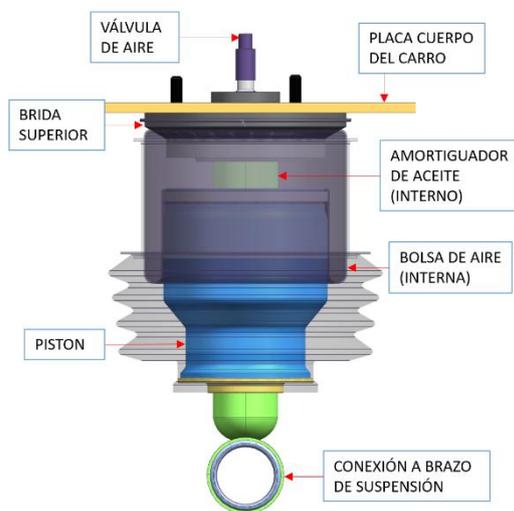


Fig. 6. Componentes de un Air Spring (elaboración propia).

#### V. BRIDA-GUÍA (COMPONENTE DE ESTUDIO)

##### A. Características

Una brida-guía es otra variante y forma parte del ensamble de la brida superior. Su principal característica es el tamaño compacto, ya que su uso, se ocupa cuando el espacio diametral es muy reducido para acomodar el ensamble completo del AS en la suspensión del vehículo. Principalmente se fabrica en material poliamida PA6 reforzada con fibra de vidrio. Su función es adaptar y soportar el AS por la parte superior al cuerpo del carro. Por esta característica se ve sometido a esfuerzos estáticos propios del peso del carro y movimientos relativos axiales y rotacionales cuando el vehículo está en movimiento. Esta razón lo hace uno de los componentes comprometidos a una validación exhaustiva del producto.

Este componente en su geometría permite que la bolsa tome la forma de curvaturas en los extremos, para dar la forma a los lóbulos que se encargan de estabilizar los movimientos torsionales relativos del amortiguador, aprovechando así, su tamaño compacto al ensamblarse.

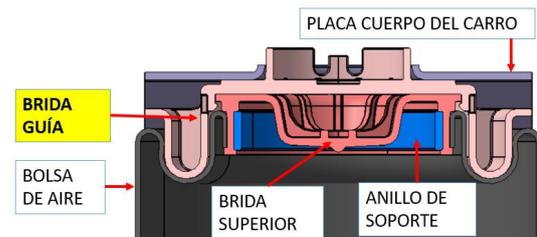


Fig. 7. Brida-guía en un Air Spring (elaboración propia).

#### VI. OPTIMIZACIÓN DEL DISEÑO

##### A. Procedimiento para la optimización de diseño

Se propone la configuración estructural de un componente mecánico con valores óptimos de alguno de sus parámetros físicos. Por ejemplo, el problema de encontrar su máxima rigidez al reducir en cierta medida el volumen de la parte; consiste en la distribución de material en un volumen restringido, donde se tenga dicha máxima rigidez, y sin demeritar las cargas aplicadas inicialmente, mediante el método de elemento finito. En ingeniería mecánica se entiende como el diseño de una parte mecánica para maximizar o minimizar alguna de sus características dándose el caso, por ejemplo, en la industria aeronáutica donde se diseñan componentes para obtener el menor peso total posible, pero conservando la rigidez y resistencia adecuadas para las cargas sometidas mientras que, en la industria automotriz. Como se expone en el artículo de “Yuqiang, Cheng; Hua, Gao; Jianguo, Ma; Changgeng, Shuai”, en este caso la optimización, busca un diseño de AS lo bastante robusto que pueda soportar las cargas de un navío de carga, normalmente hasta 3 veces lo de un AS de uso vehicular.

Sin embargo en este caso en concreto el objetivo es reducir tanto como se pueda, la rigidez del AS resultante, ya que a mayor carga mayor coeficiente de rigidez del AS, como se veía anteriormente, lo cual resultaría en una desventaja para los objetos que carga por el movimiento natural del navío en movimiento, en este artículo, se encontraron que los parámetros de optimización pueden ser agrupados en 3 categorías; 1) Geométrico-estructurales (alturas o diámetros), 2) caracterización de los materiales (Hules de la bolsa de aire) y 3) de las cuerdas de construcción de la bolsa, como lo es la orientación del ángulo de construcción [11]. Otro de los objetivos en la optimización es la reducción del costo mediante el diseño eficiente, ahorro energético, logístico y reducción de piezas defectuosas en la fabricación de lotes de producción.

### B. Selección del software CAE

Para el desarrollo y planteamiento de este Proyecto se hizo un estudio de los softwares especializados en Elemento Finito, existentes en el mercado con los cuales nos pudiéramos hacer uso de acuerdo con cada una de sus características. Los softwares que se analizaron fueron; Siemens, Abaqus, Solidworks, Ansys. El software que se seleccionó fue Abaqus CAE, debido a su especialización y la precisión en los resultados. Es un software con gran potencial por la capacidad de modelar cualquier combinación de elementos, materiales, procedimientos y secuencias de carga. Además trabaja con un gran número de variables, como es el caso de problemas de vibración dinámica, los sistemas de impacto o los elementos no lineales y de acoplamiento térmico y acústico [12].

### C. Aproximación CAD del diseño

Las condiciones del estudio para este sistema consideran, la brida superior ensamblada en conjunto con el brazo de suspensión del vehículo, como se muestra en la figura 8 y 9. Los factores de evaluación de este componente se realizan en dos condiciones diferentes; a) la presión en el evento de burst (presión de estallido de la bolsa) y b) la presión en un evento de máxima compresión en operación (jounce). En nuestro caso se evaluará en la peor condición de presión, que es, el estallido de la bolsa (burst), para esta condición se consideran algunos casos para el estudio, como son; 1) las propiedades de la poliamida PA6-GF35 en una condición DRY (un ambiente completamente seco), ya que como se vio anteriormente, sus propiedades se ven afectadas en presencia de la humedad, sin embargo, esta condición de burst solamente debe de ocurrir en pruebas de laboratorio, donde se tiene un ambiente controlado y se asegura mediante un factor 3-Sigma de seguridad que la máxima presión de operación, nunca rebase el factor de seguridad. Y 2) la posición del brazo de suspensión en posición horizontal vehicular estática. A diferencia de un evento de jounce donde el brazo queda en posición donde existe una máxima compresión del AS, simulando algún golpe en la llanta por un objeto en el trayecto del vehículo.

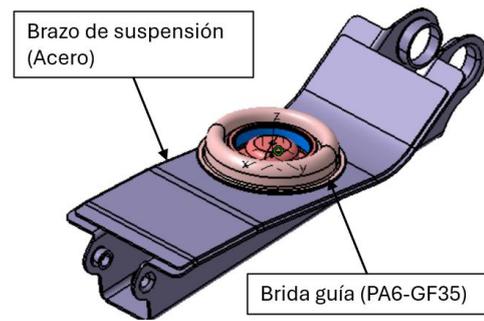


Fig. 8. Ensamble de la Brida-guía al brazo de suspensión (elaboración propia).

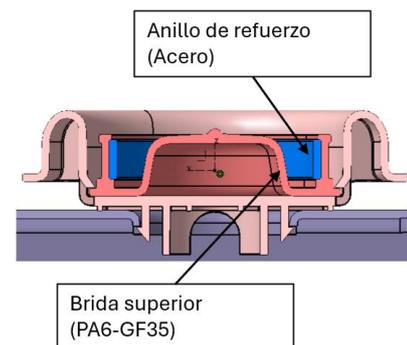


Fig. 9. Corte de sección del ensamble de la Brida-guía al brazo de suspensión (elaboración propia).

## VII. SISTEMA DE LA BRIDA SUPERIOR

### A. Estudio CAE

Inicialmente se replicó el estudio estático de cargas hecho por el equipo de simulaciones CAE de Vibracoustic en donde a partir de los resultados obtenidos, observamos que el factor de utilización en la brida-guía está por arriba y lejos de un valor 1 de seguridad, lo cual significa que el componente está sufriendo fractura en su estructura. El factor de utilización es la relación entre las cargas aplicadas y el esfuerzo de tensión, compresión y cortantes máximos del material.

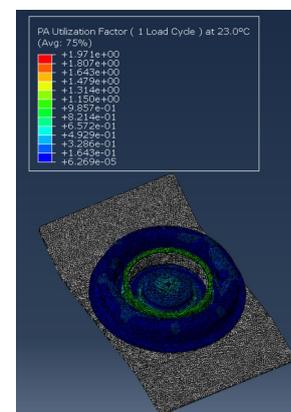


Fig. 10. Resultados del estudio estático para el ensamble sin modificar (elaboración propia).

En nuestro caso se observan los máximos esfuerzos en la zona del anillo de refuerzo, que es donde se aplica la fuerza de crimpado y en los radios internos de la brida superior y el Brida-guía como lo indica la sig. Figura 11 y 12.

Esto ya se podía predecir de acuerdo a los resultados previos obtenidos por el equipo de simulaciones CAE de Vibracoustic. Principalmente se debe a que los radios internos son muy pequeños, resultado del poco espacio diametral disponible en el entorno del vehículo.

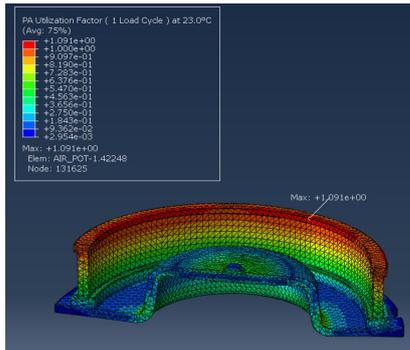


Fig. 11. Resultados del estudio estático para la brida superior sin modificar, escala de esfuerzos ajustada (elaboración propia).

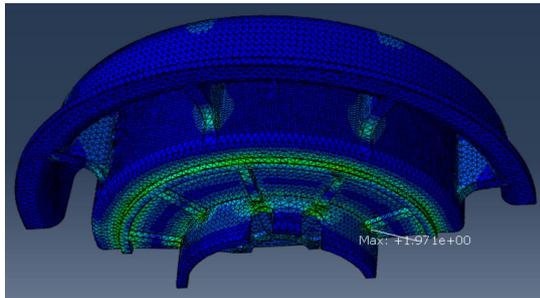


Fig. 12. Resultados del estudio estático para el Brida-guía sin modificar (elaboración propia).

**B. Mejoras e implementación de un nuevo diseño**

Se crearon dos propuestas de mejora mediante el software CAD; CATIA V5, a partir del modelo original Figura 13.

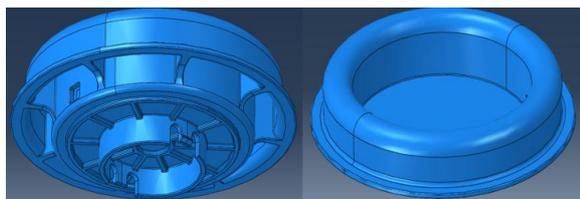


Fig. 13. Brida-Guía diseño original (elaboración propia).

Se diseñaron a partir del espacio disponible en los alrededores del AS y cercanías con componentes cercanos de la suspensión del vehículo para cada caso. Se proponen dos opciones mejoradas:

- [a] Diseño con las costillas exteriores más largas, de la brida-Guía figura 14.
- [b] Diseño con modelado de costillas internas en la brida-Guía, sin embargo, para esta última se tuvo que haber modificado el componente interno (brida superior) para darle espacio a las nuevas costillas figura 15.

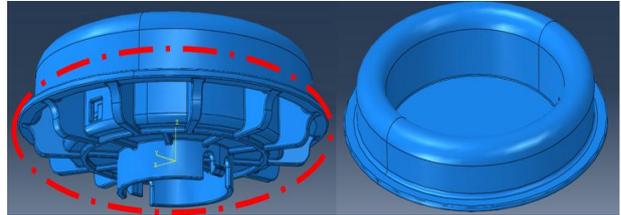


Fig. 14. Brida-Guía con las costillas más grandes en el diámetro exterior (elaboración propia).

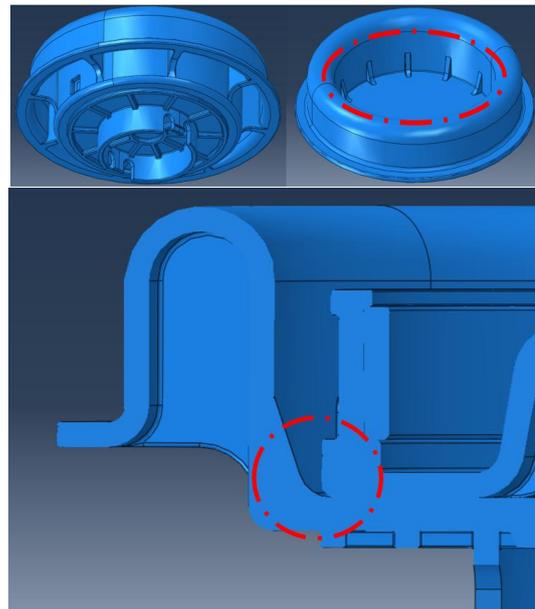


Fig. 15. Brida-Guía con costillas en el diámetro interior (elaboración propia).

**VIII. METODOLOGÍA EN ABAQUS CAE**

En esta sección se exponen los pasos y consideraciones en la ejecución de la simulación no lineal del diseño original y las dos iteraciones de mejora del componente. El objetivo es encontrar la mejor solución que integre un diseño robusto, rápido y que involucre el menor costo de ejecución en el cambio del diseño inicial.

**A. Unidades**

Abaqus no trabaja con unidades, de esta manera el software considera solo las magnitudes de orden con las que se alimenta. De esta forma debemos considerar la alimentación del software con unidades consistentes en el sistema internacional o sistema inglés de unidades y de magnitudes homogéneas.

### B. Propiedad de los Materiales

Para la evaluación de las propiedades para el material PA6-GF35, en el software Abaqus, se utilizó una librería propiedad de Vibracoustic, donde se tiene la caracterización del material a ciertas condiciones de temperatura variable, y las características específicas en presencia de humedad, sin embargo, en esta ocasión se trabajó con la condición DRY, sin presencia de la humedad, indicando condiciones iniciales de fabricación del material y sin efecto del ageing visto en materiales plásticos, que es el efecto de la pérdida de sus propiedades durante el tiempo [13].

Estas propiedades se obtuvieron de manera experimental en conjunto con los valores encontrados por cada proveedor de resinas.

Para el caso del brazo de suspensión se consideró el valor característico para un acero genérico tipo HSS (High-Strength Steel) y para el anillo de soporte se seleccionó un acero DC01 C690-(EN 10139) como se describe en el artículo de “Acosta Javier” [14].

Sin embargo, en los resultados finales de deformaciones y desplazamientos obtenidos, estos valores se separan mediante un script propiedad de Vibracoustic para la aplicación del factor de utilización, esto es debido a que el valor del factor de utilización se eleva demasiado para el acero por ser un material hiperelástico.

### C. Mallado

En el método de mallado, se selecciona un tamaño de elemento de 2mm, esto de acuerdo con un estudio previo de convergencia de malla. El estudio de convergencia se hizo con un tamaño de malla de, 1, 2, 5, y 10 mm, para cada componente del ensamble. En donde se graficó el valor resultante del esfuerzo equivalente de Von Mises contra el tiempo de procesamiento para obtener el resultado, de esta forma se obtuvo la gráfica que se muestra en la figura 16. En esta se puede observar una ligera convergencia entre las series, encerrada en un círculo punteado, más cerca del valor de malla de 2mm. Y aunque no se hizo un estudio de malla tan completo como el que se aborda en el artículo “Cadet, Guillaum y Paredes, Manuel”, se han referenciado solo 6 (1, 2, 5, 6, 7, 8, 9) de los 10 factores que se exponen en este artículo; 1) selección del software, 2) Dimensión de los elementos, 3) Proceso, implícito, o explícito, 4) Dimensión de los elementos en 1D, 2D, 3D, 5) la forma de los elementos (número de caras), 6) la calidad de los elementos (relación de aspecto, oblicuidad) 7) densidad de los elementos 8) técnica de mallado (barrido, libre, estructurado), 9) orden de los elementos (lineales o cuadráticos), 10) método de integración (híbrido o reducido). Y aunque normalmente los elementos hexagonales suelen presentar algunas ventajas sobre los tetraédricos como; ser más precisos, tener mejor convergencia, ser menos rígidos ya que no presentan caras triangulares o, requerir una malla mucho más fina, estos son mejor utilizados para geometrías menos complejas como la sección circular de un resorte helicoidal, donde se pueden ajustar y refinar al diámetro de sección conocido [15].

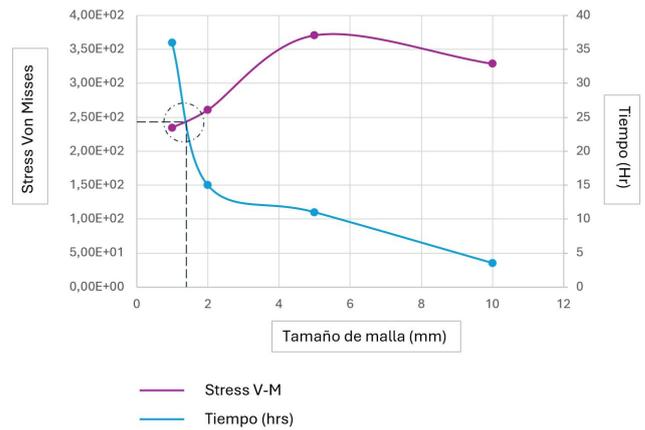


Fig. 16. Gráfica del análisis de convergencia de mallas (elaboración propia).

Los elementos para esta geometría se seleccionaron del tipo tetraédricos y de solución cuadrática, para la adaptación de la malla a la geometría de forma completamente irregular.

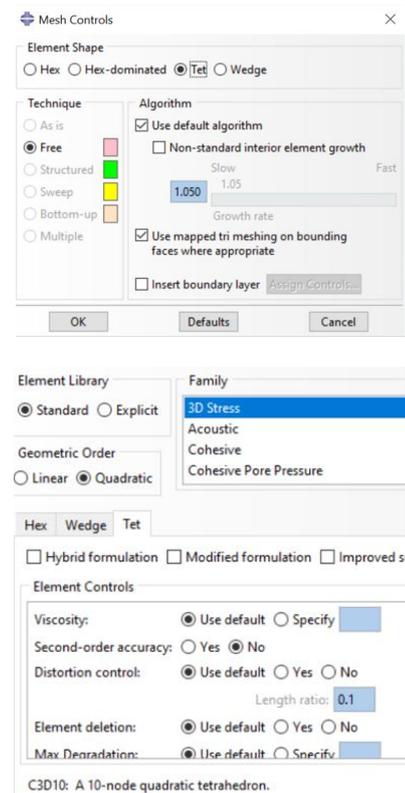


Fig. 17. Tipo y tamaño de malla en Abaqus (elaboración propia).

### D. Aplicación de los materiales

Para la aplicación del material en cada pieza se crean secciones en el software, que se van a referenciar y seleccionar más adelante, básicamente tenemos dos tipos para este análisis, que son; el acero comercial y la poliamida PA6-GF35.

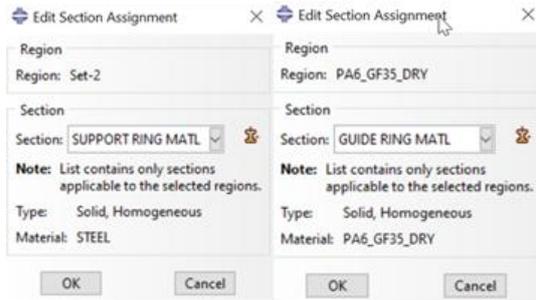


Fig. 18. Tipo de material en Abaqus (elaboración propia).

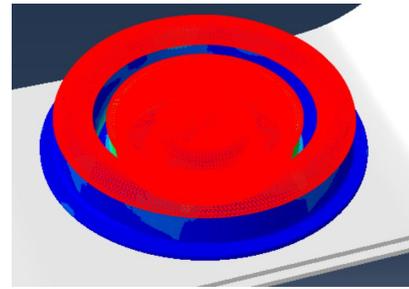


Fig. 21. Presión de aire y tracción de la bolsa aplicada en las caras (elaboración propia).

### E. Condiciones de frontera.

Las condiciones de frontera se considera un encastre en la parte donde hace movimientos pivotantes el brazo de suspensión del vehículo. El ensamble se somete a una temperatura ambiental de 23°C, que es la temperatura, a la cual se corre esta prueba de burst en laboratorio.

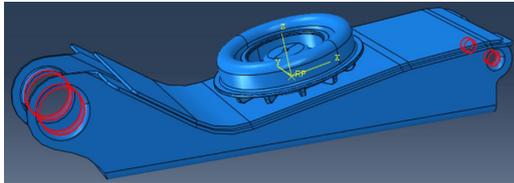


Fig. 19. Condiciones de frontera en Abaqus (elaboración propia).

En el resto de las caras entre componentes con contacto, se consideró una condición de contacto con factor de fricción de 0.2

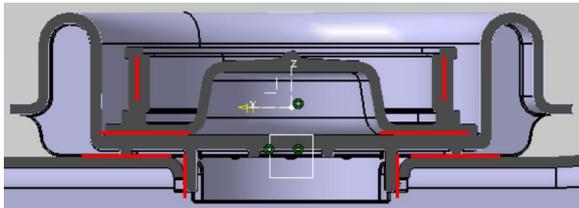


Fig. 20. Condición de contacto en el ensamble (elaboración propia).

### F. Cargas Aplicadas.

El valor de las cargas, y su aplicación está de acuerdo con la operación normal del AS en el vehículo. Sabemos que esta pieza está sometida a:

- Presión interna de aire contenido dentro de la bolsa de aire
- Fuerza de tracción de la bolsa en contacto con la brida-guía.
- Fuerza de crimpado, que es la fuerza con la que un anillo metálico se deforma permanentemente para que un extremo de la bolsa de aire quede prensando contra la brida superior.
- Cargas laterales actuando sobre la brida-guía, por el peso del vehículo, sobre referencia de cargas en posición de máxima compresión (Solo se consideran para un evento de jounce).

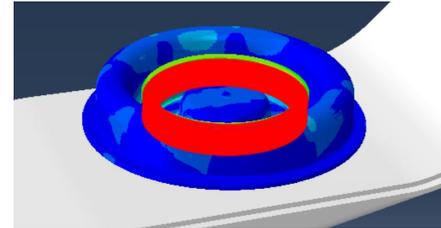


Fig. 22. Fuerza de crimpado aplicada en las caras (elaboración propia).

### G. Posprocesamiento y visualización.

Este análisis se ejecuta como, un análisis estático ya que no considera aceleraciones debidas al peso de la geometría ni el momento de inercia.

Los incrementos de cálculo se definen límites de 0.01 min y 0.1 máx., segundos, para cada iteración, es decir que cada 0.01 segundos se genera una corrida de cálculo y se compara con el resultado inmediato anterior, así, si el error es no es grande puede avanzar al siguiente calculo, hasta llegar a la convergencia de resultados, de lo contrario si el error comparado es grande, entonces no se puede solucionar el sistema por singularidades en nuestro sistema, debidas a deformaciones muy grandes, geometrías con conflictos, errores en el mallado o condiciones de frontera mal determinadas.

Las variables para la obtención del factor de utilización son; la temperatura y la dirección de las cargas (triaxialidad), que es cuando en un punto del cuerpo, la dirección de la carga se aplica en más de un eje de acción [2], entonces de este modo se determina si las zonas críticas, están en tensión o compresión resultante. Para la obtención y validación del componente mediante el factor de seguridad, se ejecutó un script propiedad de Vibracoustic, en donde dicho script, separa los elementos de acero y solo considera las deformaciones y desplazamientos ocurridos en el material PA6-GF35, la razón es que son materiales completamente diferentes por lo que el valor del factor de seguridad en el acero resulta extremadamente grande por ser un material hiperelástico

Del modelo original sin modificar, se observó que en la primera iteración los resultados son ligeramente diferentes a la aproximación hecha por el equipo de simulaciones CAE de Vibracoustic. Se identificó que, una de las causas por las que se presenta esta diferencia en los resultados es, principalmente, porque se hizo una simplificación del brazo de la suspensión como una sola placa, entre otras, como fueron errores en la introducción de las condiciones de frontera, o el propio valor de la temperatura, así como el tipo de contacto entre componentes. En el ensamble original con el brazo de suspensión completo, los esfuerzos se distribuyen a lo largo de toda la estructura. Además, las condiciones de frontera están aplicadas sobre los ejes de rotación del brazo como se observa en la fig. 23 y 24, lo cual, permite una condición de desplazamientos relativos más libres y estos quedan lejos de afectar directamente a nuestro componente de estudio.

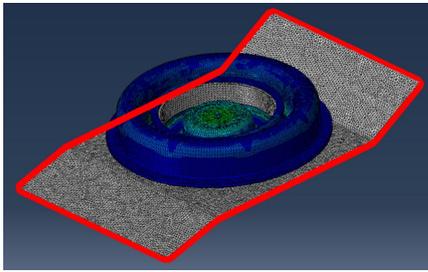


Fig. 23. Condiciones de frontera en la simplificación del brazo de suspensión (elaboración propia).

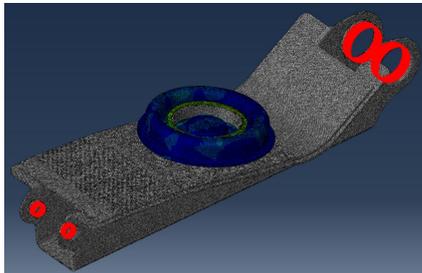


Fig. 24. Condiciones de frontera aplicadas sobre el brazo de suspensión (elaboración propia).

Algo similar ocurre en el artículo de “Haijun Wang, Shengxu Wang, Pue Xue, Yongxin Guo y Liang Jiang”, donde se observa que la concentración de los esfuerzos en los tornillos ocurre en la cabeza de estos, como un efecto directo de la fuerza centrífuga, que empuja a las bridas que estos unen, hacia afuera de la circunferencia, aumentando la concentración de esfuerzos mientras más grande es la velocidad de giro. Mientras que en el extremo libre del tornillo el gradiente de esfuerzos no existe, o es despreciable, ya que casi no crece con el aumento de la velocidad [16]. Así, cuando se simplificó a una sola placa, las condiciones de frontera influyen sobre el resultado, ya que el empujamiento de los cuatro lados de la placa genera grandes deformaciones en su geometría como se observa en la figura 25.

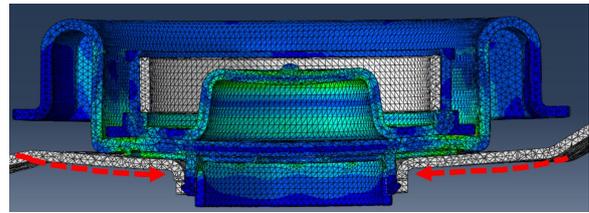


Fig. 25. Efectos de la deformación de la placa sobre el componente de estudio (elaboración propia).

#### A. Diseño sin modificaciones

Para el primer análisis se obtuvo que los esfuerzos máximos ocurren en la base del anillo esto debido a la presión contenida de aire. Se puede observar un valor del factor de utilización de 1.8 en la figura 26:

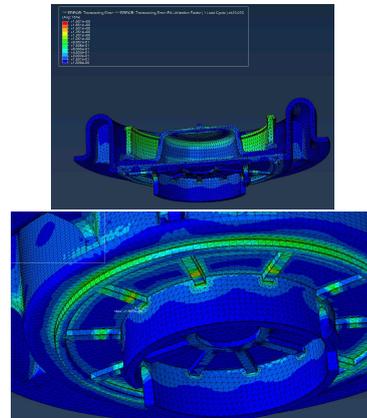


Fig. 26. Resultados del ensamble Brida-guía sin modificar (elaboración propia).

#### B. Diseño 1. Costillas externas más largas

El peor caso de esfuerzos ocurre en la base del anillo y aunque se reduce el factor de utilización, hasta un valor de 1.7, no ha sido suficiente para la validación del componente. figura 27:

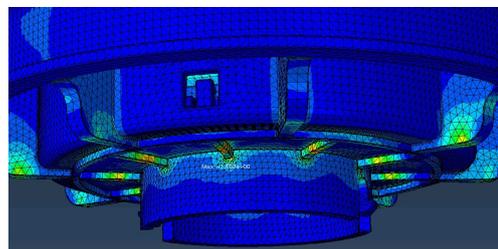


Fig. 27. Resultados del ensamble Brida-guía diseño 1, con refuerzos externos (elaboración propia).

#### C. Diseño 2. Modelado de costillas internas

En este caso se mejoraron los esfuerzos, hasta un valor de factor de utilización de 1.6, además podemos observar que estos ocurren en la zona donde asienta el anillo de soporte interno. A pesar de los resultados tampoco ha sido suficiente para la validación. figura 28:

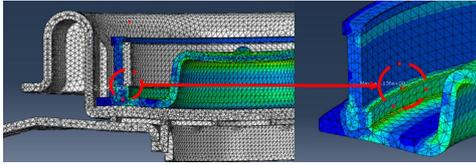


Fig. 28. Resultados del ensamble Brida-guía diseño 2, con refuerzos internos (elaboración propia).

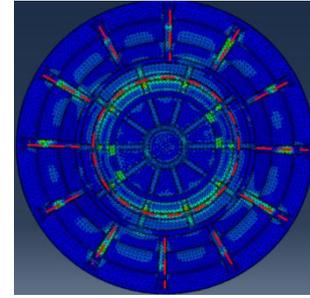


Fig. 29. Brida-Guía modelo CAD en la tercera etapa de mejoras (elaboración propia).

X. RESULTADOS CUARTA ITERACIÓN

Después de haber ejecutado las cuatro etapas de mejoras, se pueden resumir en la tabla 2, las acciones, que influenciaron positivamente en cuanto a las mejoras del componente de estudio:

Tabla 2. Mejoras al diseño (elaboración propia).

N	Mejoras al diseño			Resultados
1	Brazo de suspensión Simplificado (Placa rectangular)	X	X	Descartado
2	Brazo de suspensión completo	X	X	Descartado
3	Brazo de suspensión completo	Anillo extra en la base de la brida-guía e incremento a 12 costillas	X	Descartado
4	Brazo de suspensión completo	Anillo extra en la base de la brida-guía e incremento a 12 costillas	Costillas internas en la brida superior	Aceptado

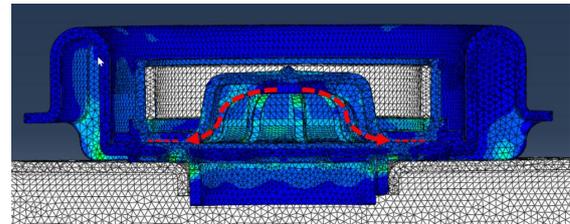


Fig. 30. Brida-Guía modelo CAD, con refuerzos internos para la cuarta etapa de mejoras (elaboración propia)

De esta forma se presentan los resultados concluyentes de este análisis, en donde se determinará, la opción más viable, de acuerdo con lo que implica el cambio en su nuevo diseño y fabricación.

XI. CONCLUSIONES

A partir de los resultados obtenidos, en las 4 iteraciones y con la solución final se observó que el diseño 1, con costillas exteriores extendidas presenta un factor de utilización por abajo de uno. Ver tabla 3:

Tabla 3. Resultados del factor de utilización (elaboración propia).

Se encontró un mejor diseño que involucra la modificación de dos de los componentes a partir de los esfuerzos máximos en las diferentes zonas:

- [a] Refuerzo de un anillo concéntrico en la base de la brida-guía, de 3mm de espesor, además, se aumentó de 8 a 12 las costillas de refuerzo como se ve en la figura 29.
- [b] La adición de costillas internas en la brida superior con un espesor de 3 mm para distribuir y cargar los esfuerzos sobre la superficie de la brida-guía. Esto tuvo efectos positivos, reflejados directamente sobre los valores óptimos del factor de utilización para su validación estructural. figura 30.

N	Factor de utilización		
	Diseño Original	Diseño 1. Costillas externas	Diseño 2. Costillas internas
1	1.971	2,105	1.903
2	1.801	1.703	1.605
3	1.636	1,255	1.693
4	1,608	0,99	1,675

De esta forma se observa que la opción de diseño 1, se presenta como la más robusta y menos costosa, ya que en términos del cambio en su fabricación significaría el maquinado de nuevas cavidades en el molde de inyección, para crear las costillas más largas en la brida-guía y adicionar nuevas en la brida superior. El diseño 2, se tiene que seguir trabajando para alcanzar un factor de utilización por debajo de uno, además de que considera cambios en dos de los componentes; la brida-guía y la

brida superior, sin embargo, para la creación del chaflán como se ve en la imagen 15, que permite espacio para las costillas internas, se requiere de la adición de soldadura lo cual resulta en costos más altos y un proceso menos preciso de controlar. Esta metodología viene a reforzar la etapa temprana de diseño, ya que es crucial subrayar la importancia de la validación estructural en las primeras etapas del diseño, como se ha demostrado en este estudio. Validar estructuralmente desde el inicio asegura que el modelo mantenga su integridad y refuerza la robustez del diseño. Un diseño eficiente minimiza los recursos necesarios, reduce el tiempo de producción y ensamble sin comprometer la calidad del producto final, además reduce los riesgos de problemas posteriores y disminuye los costos asociados como; cambios de ingeniería o modificaciones a los moldes o herramientas existentes. Simultáneamente, la integridad estructural del producto es un factor crítico ya que implica que el diseño es capaz de soportar las cargas y las condiciones operativas a las que será sometido durante su vida útil, además de la durabilidad y fiabilidad, reduciendo el riesgo de fallos imprevistos.

En este contexto, el proceso de simulación puede completarse en un plazo de 2 a 3 días para un sistema similar y una persona con experiencia en el software Abaqus, y familiarizada con el método, ya que el tiempo que conlleva hacer este proceso se determina a partir del tamaño del problema y de la eficiencia del procesamiento de la malla. Este tiempo es razonable y eficiente, permitiendo implementar, esta metodología en las primeras etapas del diseño, e incluso cuando se enfrentan a cambios de ingeniería imprevistos y urgentes en el producto. La validación por medio de la simulación de inyección del plástico para este análisis se puede considerar para un trabajo futuro con el equipo de FEA de la compañía y en conjunto con el proveedor de este componente. Mediante las simulaciones detalladas y eficientes por elemento finito, se obtienen resultados precisos, y que son fundamentales para en el desarrollo tecnológico, donde se aseguran los cumplimientos de los estándares más altos de eficiencia y seguridad.

#### RECONOCIMIENTO

El trabajo se realizó en colaboración con Vibracoustic de México S.A. de C.V. a quien también se le atribuye la propiedad intelectual de la simulación por elemento finito. Se agradece por el apoyo en los recursos computacionales, para la exigencia del cálculo y almacenamiento de los resultados para este proyecto.

#### REFERENCIAS

- [1] H. Gimenez Marin y J. Alcaide Marzal, *Optimización Topológica Como Medio De Generación De Ideas Para El Diseño De Producto*, Escuela Técnica Superior de Ingeniería Industrial, Valencia, España, 2021.
- [2] M. Abasolo Bilbao, S. Navalpotro Cuenca y E. Iriondo Plaza, *Diseño de Máquinas*, País Vasco, España: Escuela Universitaria de Ingeniería Técnica Industrial de Bilbao, 2015.
- [3] E. N. Padron, R. Gonzalez Carbonel y E. Olivares Díaz, «Una Introducción al Cálculo por elemento finito: aplicaciones y ejemplos,» ResearchGate, 2015.
- [4] J. N. Reddy, *An Introduction to Nonlinear Finite Element Analysis*, Oxford University Press, USA, June 3rd, 2004.
- [5] J. Bonet y R. D. Wood, *Nonlinear Continuum Mechanics For Finite Element Analysis*, Cambridge, United Kingdom: Cambridge University Press, 1997.
- [6] B. Adams, «Development and Analysis of a Multibody Dynamics Suspension Air Multibody Dynamics Suspension Air Spring Model as a Function of Sprung Mass, Un-Sprung Mass, and Design Height,» 2024.
- [7] Y. A. L. Camara, *Numerical and Experimental Fatigue Analysis of Short Glass Fibre Reinforced Polymers*, Sheffield, UK: The University of Sheffield, 2020.
- [8] A. Goodarzi, Y. Lu y A. Khajepour, «Vehicle Suspension System Technology and Design,» Waterloo, ON, Canada, Springer, 2023.
- [9] F. Iñiguez, «Implementación de una suspensión neumática con control eléctrico en un vehículo,» 2013.
- [10] L. Yu-Ru, X. Shou-Ne, X. Jun-Ke y Z. Tao, «Numerical simulation and performance prediction of the ejection impact of air springs,» June, 2024.
- [11] Yuqiang, Cheng; Hua, Gao; Jianguo, Ma; Changgeng, Shuai1;, «Stiffness analysis and structural optimization design of an air spring for ships,» 2024.
- [12] D. Systemes, «Novedades de Abaqus 2022,» Dassault Systemes, Simulia, 2022. [En línea]. Available: <https://www.3ds.com/es/productos-y-servicios/simulia/productos/abaqus/version-mas-reciente/>. [Último acceso: 2024].
- [13] M. Rod, Ageing of composites,

- ] Cambridge, Inglaterra: Woodhead Publishing Limited, 2008.
- [14 ] A. Javier, «Optimización de crimpado en amortiguadores neumáticos por medio de parámetros de diseño usando análisis de elemento finito y método de Taguchi,» *INCAING*, 2023.
- [15 ] Cadet, Guillaume; Paredes, Manuel;, «Convergence analysis and mesh optimization of finite element analysis related to helical springs,» June, 2024.
- [16 ] Haijun, Wang; Shengxu, Wang; Pue, Xue; Yongxin, Guo; Liang, Jiang,; «Damage Mechanism Analysis of the Connecting Screw of Turbine Disk-Drum Assembly,» *MDPI Journal Machines*, 2024.